ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

СПРАВОЧНИК

ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

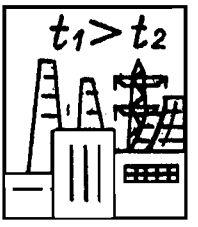
СПРАВОЧНАЯ СЕРИЯ

В четырех книгах

Под общей редакцией
В. А. ГРИГОРЬЕВА и В. М. ЗОРИНА

2-е издание, переработанное

МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1989



ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

СПРАВОЧНИК

Под общей редакцией
В. А. ГРИГОРЬЕВА и В. М. ЗОРИНА

2-е издание, переработанное

КНИГА 3

МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1989

ББК 31.37 : 31.47
Т34
УДК 621.311.22 + [621.311.25 : 621.039](035.5)

Издается с 1980 г.

Рецензенты: В. П. Глебов (разд. 1), В. А. Петров (разд. 2), Н. Ф. Комаров (разд. 3), А. И. Механиков (разд. 4), И. А. Боткачик (разд. 5), В. Н. Охотин (разд. 6), А. П. Мамет (разд. 7), И. В. Баум (разд. 8)

Авторы: В. И. Абрамов, Г. Г. Бартоломей, А. Н. Бисярин, Е. И. Гаврилов, В. П. Горбатых, В. А. Двойнишников, Л. В. Деев, Д. П. Елизаров, В. М. Зорин, М. А. Изюмов, Л. П. Кабанов, Б. И. Казанджан, Ю. А. Клушин, А. С. Копылов, Н. В. Коровин, А. Г. Костюк, В. А. Кохненко, А. Я. Крамеров, Л. Я. Лазарев, О. И. Мартынова, В. Н. Мельников, А. С. Монахов, Г. Н. Морозов, В. С. Осмачкин, В. В. Орлов, С. В. Попов, Н. Г. Рассохин, А. А. Ринейский, А. П. Севастьянов, Л. И. Селезнев, Н. Н. Семашко, В. А. Сидоренко, А. И. Соколов, И. Н. Соколов, В. В. Сычев, И. Н. Тамбиева, А. Д. Трухний, В. М. Уласов, Г. А. Филиппов, В. В. Фролов, Я. В. Шевелев, Э. Э. Шпильрайн.

Редакторы издательства **Т. И. Мушинска, Н. М. Пеунова**

Ответственный редактор **Т. Х. Маргулова**

Т34 **Тепловые** и атомные электрические станции: Справочник/Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина.— 2-е изд., перераб.— М.: Энергоатомиздат, 1989. — 608 с.: ил.— (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 3).

ISBN 5-283-00032-X

Приведены данные о процессах, конструкциях, параметрах, методах расчета основного и вспомогательного оборудования тепловых и атомных электростанций. Значительное внимание уделено нетрадиционной энергетике. Первое издание вышло в 1982 г. Настоящее издание существенно переработано с учетом пожеланий читателей: обновлен материал всех разделов, включены материалы по теплогидродинамической надежности котлов, по высокотемпературным реакторам с газовым теплоносителем, по новому энергетическому оборудованию.

Для инженеров-теплоэнергетиков, занимающихся эксплуатацией, проектированием, конструированием и исследованием технологического оборудования ТЭС и АЭС.

Т $\frac{2303030000\text{-}444}{051(01)\text{-}89}$ 227-88 ББК 31.37 : 31.47

ISBN 5-283-00032-X (Кн. 3.)
ISBN 5-283-00091-5

© Энергоиздат, 1982
© Энергоатомиздат, 1989
с изменениями

СОДЕРЖАНИЕ КНИГ СПРАВОЧНОЙ СЕРИИ

1. ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Раздел первый	Энергетика и электрификация
Раздел второй	Единицы физических величин
Раздел третий	Основные правила оформления графической документации
Раздел четвертый	Основные сведения по математике
Раздел пятый	Вычислительная техника для инженерных расчетов
Раздел шестой	Основные сведения по физике
Раздел седьмой	Основные сведения по физической и коллоидной химии
Раздел восьмой	Конструкционные материалы теплотехники и методы контроля
Раздел девятый	Расчет на прочность элементов конструкций теплотехнического оборудования
Раздел десятый	Экономика теплоэнергетики и теплотехники
Раздел одиннадцатый	Охрана труда в теплоэнергетике и теплотехнике

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ ЭКСПЕРИМЕНТ

Раздел первый	Механика жидкости и газа
Раздел второй	Термодинамика
Раздел третий	Основы тепло- и массообмена
Раздел четвертый	Теплообмен в элементах сверхпроводящих систем
Раздел пятый	Охлаждение электрических машин и трансформаторов
Раздел шестой	Теплообмен в радиоэлектронной аппаратуре
Раздел седьмой	Основы теории и расчета горения топлив
Раздел восьмой	Теплотехнические измерения
Раздел девятый	Методы экспериментального изучения процессов тепло- и массообмена
Раздел десятый	Экспериментальные методы определения теплофизических свойств веществ
Раздел одиннадцатый	Оптимизация теплофизического эксперимента

3. ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Раздел первый	Паровые котлы
Раздел второй	Реакторы и парогенераторы АЭС
Раздел третий	Паротурбинные установки
Раздел четвертый	Газотурбинные и комбинированные установки
Раздел пятый	Насосы и газодувные машины
Раздел шестой	Технологические системы и компоновки ТЭС и АЭС

Раздел седьмой — Водный режим, химконтроль и обработка воды на ТЭС и АЭС
Раздел восьмой — Нетрадиционная энергетика

4. ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

Раздел первый — Энергосбережение
Раздел второй — Высокотемпературные теплотехнологические установки
Раздел третий — Промышленные тепло- и массообменные аппараты и установки
Раздел четвертый — Электротермические установки
Раздел пятый — Холодильные и криогенные установки
Раздел шестой — Теплофикация и тепловые сети
Раздел седьмой — Системы теплоэнергоснабжения промышленных предприятий
Раздел восьмой — Автоматизированное управление теплотехническими объектами
Раздел девятый — Энергетика и охрана окружающей среды

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ СПРАВОЧНОЙ СЕРИИ «ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА»

Интенсивное развитие советской теплоэнергетики, освоение новых типов схем и оборудования для получения и использования электрической и тепловой энергии, внедрение в практику новых методов расчетов и конструирования, обновление нормативных материалов — все это предъявляет особые требования к соответствующей справочной литературе. В условиях мощного потока информации специалистам — теплотехникам и теплоэнергетикам — необходимы книги, в которых в компактной и удобной форме систематизированы сведения фундаментального и прикладного характера, достижения в методологии и конкретных разработках, имеющиеся в смежных областях техники.

Первое издание справочной серии «Теплоэнергетика и теплотехника», в которую вошли четыре книги, увидело свет в 1980—1983 гг. В рецензиях, опубликованных в журнале «Теплоэнергетика», в письмах специалистов, а также на ряде читательских конференций, проведенных Энергоатомиздатом на различных предприятиях и в учреждениях, дана в целом положительная оценка справочникам 1-го издания.

Авторы и редакторы серии искренне благодарны рецензентам, а также всем товарищам, которые в той или иной форме приняли участие в обсуждении справочников, высказали пожелания и замечания, направленные на улучшение их структуры и содержания. Все это учитывалось при работе над вторым изданием.

Особое внимание при подготовке справочников уделялось тем разделам теплоэнергетики и теплотехники, смежных наук, успехи в которых в максимальной степени служат решению магистральных задач научно-технического прогресса, ускорению социального и экономического развития страны, как они сформулированы в политическом докладе ЦК КПСС XXVII съезду партии, в Резолюции съезда. Именно эти исторической значимости документы, «Основные направления экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года», одобренные XXVII съездом КПСС, принятая ранее Энергетическая программа СССР определили в первую очередь требования, которыми руководствовались авторы и редакторы при подготовке материалов 2-го издания.

Все разделы каждой книги подверглись существенной переработке, а значительная их часть написана практически заново. Особое внимание уделено обеспечению возможности практического освоения понятий и задач каждого раздела теплотехниками и теплоэнергетиками, не являющимися узкими специалистами в данной конкретной области. Такая постановка задачи в наибольшей мере отвечает требованиям и целям издания, объединяющего многочисленные и разнообразные сведения. Некоторое изменение последовательности разделов во 2-м издании обусловлено стремлением усилить тематическую направленность справочников. В то же время все книги серии представляют собой единое целое. Их объединяет стремление авторского коллектива, основу которого составляют ведущие ученые Московского ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции энергетического института, дать возможно более полный свод знаний по теплоэнергетике и теплотехнике при едином подходе к подбору и расположению включаемых в справочники сведений. Свойства и характеристики веществ и материалов в зависимости от их назначения приводятся в разных разделах. Для удобства пользования этими данными в заключительной, четвертой книге серии будет дан указатель. В списки литературы, которыми заканчиваются разделы, включены источники заимствования, а также издания, в которых читатель может получить дополнительные сведения. Все книги серии снабжаются предметными указателями.

Справочники серии предназначаются в первую очередь для практических работников — теплоэнергетиков и теплотехников, для инженерно-технического персонала электрических станций, промышленных предприятий, научно-исследовательских и проектных организаций; они будут полезны также студентам и преподавателям соответствующих специальностей вузов.

Отзывы и пожелания по улучшению справочников просьба направлять по адресу: 113114, Москва, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

В. А. Григорьев
В. М. Зорин

ПРЕДИСЛОВИЕ

Данный справочник является третьей книгой справочной серии «Теплоэнергетика и теплотехника» и посвящен теплоэнергетике. В нем даются сведения по основным процессам, параметрам и конструкциям установок тепловых и атомных электростанций, рассматриваются не только теплоэнергетические установки, традиционно используемые для производства электроэнергии в больших масштабах, но и другие, наиболее перспективные для народного хозяйства страны — в новом параграфе «Комбинированные установки», в новом разделе «Нетрадиционная энергетика» и др.

XXVII съезд КПСС подчеркнул важное значение для осуществления реконструкции народного хозяйства развития энергетики, выполнения Энергетической программы СССР. «Основные направления экономического и социального развития СССР на 1986—1990 гг. и на период до 2000 года» предусматривают, в частности, развитие исследований в области атомной и термоядерной энергетики, преобразования электроэнергии, освоения нетрадиционных источников энергии.

Достижения в создании электрических станций в нашей стране используются и в других отраслях теплотехники, специалистам которых, а также студентам соответствующих специальностей могут быть полезны материалы данной книги.

Первый раздел справочника посвящен парогенерирующим установкам на органическом топливе. Одним из важнейших элементов ТЭС является паровой котел, надежность работы которого во многом определяет надежность и эффективность станции в целом. В разделе рассмотрены основные вопросы конструирования и расчета котлов, горелок, выбора схем и устройств пылеприготовления, базирующиеся на достижениях и тенденциях в развитии котлостроения. Особенностью 2-го издания является широкое использование в разделе нормативных материалов расчета и проектирования котла и его элементов; полностью обновлены данные по номенклатуре выпускаемых котлов, их характеристикам. Включены новые материалы по теплогидравлической надежности котла, условиям работы поверхностей нагрева, способам повышения надежности работы конструкций.

Атомные электростанции являются и будут оставаться по крайней мере в обозримой перспективе важным источником энергии для народного хозяйства страны. За короткое время, которое прошло после первого издания справочника, часть материала второго раздела, посвященного реакторам и парогенераторам АЭС, устарела. В новом издании изложены современные методы теплогидравлического расчета канала (кассеты) реактора при движении в нем однофазного и двухфазного теплоносителя, теплогидравлического и конструкционного расчетов парогенераторов, методы расчета сепарации пара. Рассматриваются инженерные задачи, решаемые при проектировании реакторов и парогенераторов различных типов, а также возникающие при аварийных ситуациях. Большое внимание уделяется вопросам обеспечения безопасности и надежности АЭС. В раздел дополнительно включены описания конструкций и характеристики процессов высокотемпературных ядерных реакторов, реакторов атомных станций теплоснабжения, вертикальных парогенераторов АЭС с ВВЭР. Представлены тенденции развития реакторов и парогенераторов отечественной атомной энергетики.

Подавляющая часть электрической энергии в мире вырабатывается с помощью паротурбинных установок тепловых и атомных электростанций. В третьем разделе широко освещаются теплотехнические и конструктивные характеристики современных турбин мощностью 200—1200 МВт, других элементов паротурбинных установок, конденсаторов, регенеративной системы, теплофикационного и вспомогательного оборудования. Включены сведения по новым турбоустановкам АЭС большой мощности, таким, как К-1000 и ТК-450/500. В разделе даны апробированные методы основных расчетов как для номинального, так и для переменных режимов, сведения по типовым конструктивным решениям.

В четвертом разделе представлены материалы по газотурбинным установкам, которые должны найти более широкое применение в энергетике страны, прежде всего — для покрытия пиковых нагрузок энергосистем, экономии топлива на ТЭС посредством создания комбинированных парогазовых установок. Существенно дополнены сведения о ГТУ газоперекачивающих станций, даны характеристики газотурбинных нагнетателей новых конструкций отечественных и зарубежных заводов. Введен новый параграф «Комбинирован-

ные установки», в котором в кратком изложении систематизированы материалы о типах комбинированных установок, с учетом перспективы даны характеристики различных установок закрытого и открытого циклов. Включены новые сведения по парогазовым установкам, топливу для ГТУ и др.

Различного типа нагнетательные устройства находят широкое применение практически во всех отраслях техники. В пятый раздел включены тщательно отобранные сведения по лопастным насосам и вентиляторам, проверенные практикой методики их расчетов. Существенно обновлены и дополнены данные по струйным аппаратам. Ввиду невозможности включения в раздел всех материалов, которые могли бы заинтересовать читателей справочника, заметно расширен библиографический указатель, в первую очередь, за счет публикаций последних лет, также даны ссылки на другие разделы, где отражены вопросы использования насосов и газодувных машин, и сведения о специфичном оборудовании, например о главных циркуляционных насосах АЭС.

В шестом разделе, как и ранее, рассматриваются вопросы, которые обычно решаются при проектировании электростанции как единого целого. В раздел включены лишь сведения принципиального характера, необходимые при проектировании технологических систем, разработке компоновок и генеральных планов ТЭС и АЭС.

В существующих изданиях подобные справочные материалы практически отсутствуют. Даны важнейшие типовые решения, методы расчетов, рекомендуемые утвержденными после выхода в свет 1-го издания нормативными документами, фактический материал по сортаменту применяемых труб, арматуре и т. д.

Во 2-м издании объем седьмого раздела «Водный режим, химконтроль и обработка воды на ТЭС и АЭС» увеличен. Это объясняется необходимостью включения справочного материала по химическому контролю; изменено и название раздела по сравнению с 1-м изданием. В разделе даны основные понятия о показателях качества воды, характеризующих ее применение в качестве теплоносителя, приведены нормируемые показатели водно-химических режимов для котлов, парогенераторов, реакторов, тепловых сетей и систем охлаждения конденсаторов. Материал раздела по выбору схем и оборудования для очистки вод и конденсатов на ТЭС и АЭС основан на нормативных документах, введенных в действие в 1986 г. В отличие от 1-го издания подробно отражены вопросы организации ручного и автоматического химического контроля на ТЭС и АЭС, применения мембранных методов очистки воды, приведены новые типажи водоподготовительного оборудования для ТЭС и его стоимостные характеристики. Подробно изложены характеристики оборудования и схем спецводоочисток АЭС.

В восьмом разделе приведены сведения по энергетическим установкам, в которых либо источник энергии, либо способ преобразования энергии отличаются от традиционно используемых. Основное внимание уделено установкам, перспективным для крупномасштабного использования в народном хозяйстве. К их числу отнесены солнечные, ветровые и геотермальные установки, использующие возобновляемые источники энергии, термоядерные установки, составляющие базу энергетики будущего, электрохимические и другие генераторы, применяемые в более узкой и специфической области. В разделе дана общая характеристика устройств, изложены принципы их работы, методы анализа и расчета, а также приведены таблицы справочных данных или отражающие достигнутые успехи. Установки, использующие возобновляемые источники энергии, включаются в справочник впервые. Остальные материалы существенно обновлены по сравнению с разд. 9 кн. 1 1-го издания справочной серии.

Все, кто работал над материалами данной книги, искренне благодарят рецензентов разделов, все, без исключения, замечания которых самым тщательным образом учитывались при окончательной доработке материалов и, безусловно, способствовали улучшению содержания справочника.

Коллектив авторов благодарит также канд. техн. наук А. К. Городова за большую работу, проделанную им при редактировании данной книги.

Материал книги распределился следующим образом:

Раздел 1 — доктор техн. наук В. А. Двойнишников, канд. техн. наук Л. В. Деев, канд. техн. наук М. А. Изюмов (§ 1.1—1.7), канд. техн. наук В. А. Кохненко (§ 1.8).

Раздел 2 — доктор техн. наук Н. Г. Рассохин, канд. техн. наук В. Н. Мельников (пп. 2.10.3—2.10.6, § 2.11 и совместно с В. М. Уласовым § 2.9, пп. 2.10.1, 2.10.2), канд. техн. наук Г. Г. Бартоломей (§ 2.1, пп. 2.2.1, 2.2.2, 2.5.1—2.5.4, 2.5.6, совместно с чл.-корр. АН СССР В. А. Сидоренко п. 2.5.5, с доктором техн. наук Л. П. Кабановым п. 2.3.7, с канд. техн. наук В. С. Осмачкиным п. 2.3.8), доктор техн. наук Я. В. Шевелев (пп. 2.2.3, 2.3.3), канд. техн. наук А. Я. Крамеров (пп. 2.3.1, 2.3.2, § 2.4), канд. техн. наук В. С. Осмачкин (пп. 2.3.5,

2.3.6), канд. физ.-мат. наук С. В. Попов (§ 2.6), канд. техн. наук И. Н. Соколов (§ 2.7), доктор физ.-мат. наук В. В. Орлов (пп. 2.8.1, 2.8.2, 2.8.4), канд. техн. наук А. А. Ринейский (п. 2.8.3).

Раздел 3 — доктор техн. наук А. Г. Костюк (пп. 3.2.1, 3.2.2, 3.3.1, 3.3.2), канд. техн. наук В. В. Фролов (§ 3.5, 3.6, п. 3.2.3), канд. техн. наук Л. Я. Лазарев (§ 3.4, п. 3.3.3), доктор техн. наук Л. И. Селезнев (§ 3.7), доктор техн. наук А. Д. Трухний (§ 3.8), канд. техн. наук В. М. Зорин (§ 3.9, 3.11, п. 3.12.2, совместно с Г. Н. Морозовым § 3.1 и п. 3.12.1, совместно с канд. техн. наук А. И. Бисяриным п. 3.12.3), канд. техн. наук Г. Н. Морозов (§ 3.10).

Раздел 4 — канд. техн. наук В. Н. Абрамов, канд. техн. наук Г. Н. Морозов (пп. 4.2.1—4.2.3).

Раздел 5 — доктор техн. наук Г. А. Филиппов (§ 5.4) и канд. техн. наук А. И. Соколов.

Раздел 6 — доктор техн. наук Д. П. Елизаров (§ 6.3), канд. техн. наук Е. И. Гаврилов (§ 6.7, пп. 6.2.1, 6.6.1—6.6.3), доктор техн. наук Монахов А. С. (§ 6.5, пп. 6.2.2, 6.6.4 и совместно с И. Н. Тамбиевой § 6.1, с Ю. А. Клушиным § 6.8), проф. Ю. А. Клушин и И. Н. Тамбиева (§ 6.4).

Раздел 7 — доктор техн. наук О. И. Мартынова, канд. техн. наук А. С. Копылов.

Раздел 8 — доктор техн. наук В. В. Сычев, доктор техн. наук Б. И. Казанджан (§ 8.2, 8.3, пп. 8.1.1—8.1.6), доктор техн. наук Э. Э. Шпильрайн, канд. техн. наук А. П. Севастьянов (§ 8.4, 8.5, 8.6, п. 8.1.7), доктор техн. наук Н. Н. Семашко, доктор техн. наук В. П. Горбатых (§ 8.7), доктор техн. наук Н. В. Коровин (§ 8.8).

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Паровой котел — это устройство, в котором для получения пара требуемых параметров используют теплоту, выделяющуюся при сгорании органического топлива. Основными элементами котла являются топка и теплообменные поверхности. Последние по протекающим в них процессам подразделяются на *нагревательные*, *испарительные* и *пароперегревательные*, а по способу передачи теплоты — на *радиационные*, *конвективные* и *радиационно-конвективные*.

Взаимное расположение топки и газоходов, в которых размещаются теплообменные поверхности нагрева, т. е. *компоновка котла*, определяется свойствами сжигаемого топлива, паропроизводительностью и выходными параметрами пара.

Различают П-, Т- и N-*образные и башенную компоновки котла* (рис. 1.1). При сжигании мазута, природного газа, как правило, используется П-образная компоновка (рис. 1.1, *а*), при которой котел имеет два вертикальных газохода (топочную камеру и конвективную шахту) и соединяющий их горизонтальный газоход. При сжигании твердых топлив она применяется в котлах паропроизводительностью до 1000—1600 т/ч.

Т-образная компоновка (рис. 1.1, *в*), способствующая уменьшению глубины конвективной шахты и высоты соединительного газохода, применяется для мощных котлов ($D \geqslant 1000$ т/ч), работающих на твердых топливах. Для углей с высокоабразивной золой Т-образная компоновка применяется для котлов, начиная с $D \geqslant 500$ т/ч.

N-образная компоновка котла (рис. 1.1, *б*) используется при сжигании топлив с высоким содержанием в золе оксида кальция и щелочей. Котел выполняется трех- или четырехходовым, с подъемной или инвертной топкой и ширмами в промежуточных газоходах.

Для мощных котлов при сжигании газа и мазута или твердого топлива (в том числе и бурых углей с большим содержанием высокоабразивной золы) может быть использована башенная компоновка котла (рис. 1.1, *г*) в сочетании с открытой и полуоткрытой компоновками котельной установки. В СССР по климатическим условиям последние не применяются.

Паровой котел как основной элемент входит в состав *котельной установки*, которая включает в себя:

топливный тракт — комплекс оборудования (дробилки, бункера, питатели сырого топлива и пыли, углеразмольные мельницы, сепараторы, транспортеры и пылепроводы) для подачи и подготовки твердого топлива к сжиганию;

пароводяной тракт, представляющий собой систему последовательно включенных элементов оборудования (экономайзер, топочные экраны и пароперегреватели), в которых движется питательная вода, пароводяная смесь и перегретый пар;

газовоздушный тракт, состоящий из последовательно расположенных воздушного и газового трактов. Первый из них включает в себя совокупность оборудования (дутьевые вентиляторы, короба холодного и горячего воздуха, воздухоподогреватели и горелочные устройства) для забора воздуха из атмосферы и подачи его

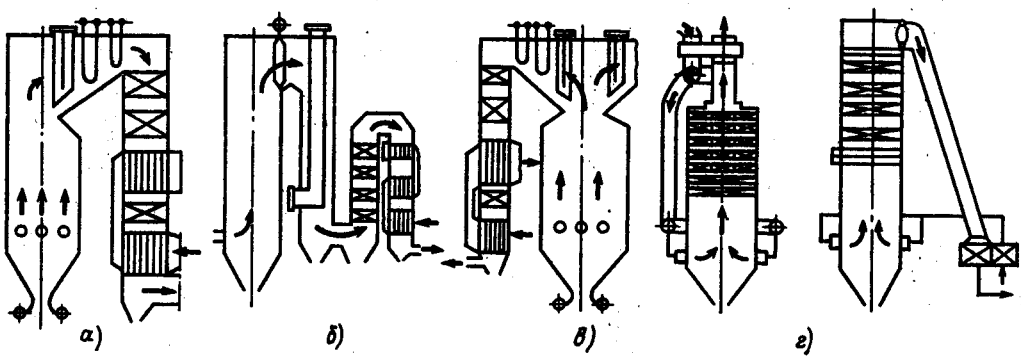


Рис. 1.1. Основные компоновки котлов:
а — П-образная; *б* — N-образная (4-ходовая); *в* — Т-образная; *г* — башенная

в топку котла, второй — комплекс элементов котельной установки (топка и конвективная шахта котла, золоуловители, дымососы, дымовая труба), по которым осуществляется движение продуктов сгорания до выхода в атмосферу.

Классификация паровых котлов. По виду сжигаемого топлива различают паровые котлы для *газообразного, жидкого* и *твердого топлива*, по фазовому состоянию выводимого из топки шлака — котлы с *твердым* и *жидким шлакоудалением*. По виду газовоздушного тракта котлы делят на котлы с *естественной*, с *уравновешенной тягой* и с *наддувом*, а по виду пароводяного тракта — на *барабанные* с *естественной* и *многократно-принудительной циркуляцией*, *прямоточные* и с *комбинированной циркуляцией*.

Паровые котлы характеризуются следующими основными параметрами: *номинальной паропроизводительностью*, *давлением*, *температурой пара* (основного и промежуточного перегрева) и *питательной воды*.

Номинальная паропроизводительность — наибольшая паропроизводительность, которую стационарный котел должен обеспечивать в длительной эксплуатации при сжигании основного топлива или подводе номинального количества теплоты при номинальных значениях параметров пара и питательной воды с учетом допускаемых отклонений.

Номинальное давление — давление пара, которое должно обеспечиваться непосредственно перед паропроводом к потребителю пара при номинальной паропроизводительности стационарного котла.

Номинальная температура — температура пара, которая должна обеспечиваться непосредственно перед паропроводом к потребителю пара при номинальных значениях давления пара, температуры пита-

Таблица 1.1. Основные параметры энергетических котлов [6]

Тип котла	Паропроизводительность, т/ч	Абсолютное давление, МПа	Температура пара, °С	Температура промежуточного прогрева пара, °С	Температура питательной воды, °С
Е	(160); 220	9,8	540	—	215
	(210); 320; 420; 500; 820	13,8	560	—	230
Еп, Пп	670	13,8	545	545	240
Пп	1800	13,8 *	515 *	515 *	240 *
Пп, Кп	1000; 1650; 2650; 3950	25,0	545	542	270

* Значения параметров уточняются при проектировании.

Примечания: 1. Обозначения типа котла: Е — с естественной циркуляцией, Еп — то же с промежуточным перегревом пара; П — прямоточный, Пп — то же с промежуточным перегревом пара, Кп — с комбинированной циркуляцией и промежуточным перегревом пара.

2. Условное обозначение типоразмера котла включает последовательно расположенные: обозначение типа котла, значения его паропроизводительности, значение абсолютного давления пара, МПа, значения температур пара и промежуточного перегрева пара, индексов вида топлива и типа топки, для котлов с наддувом — добавочный индекс Н.

Если температуры пара и промежуточного перегрева одинаковы, то температуру указывают 1 раз, если они различны, то указывают через знак дроби обе температуры.

Для обозначения вида топлива и типа топки используются следующие индексы: К — каменный уголь и полуантрацит, Б — бурый уголь, С — сланцы, М — мазут, Г — газ, Т — камерная топка с твердым шлакоудалением, В — вихревая топка, Ц — циклонная топка, Ф — топка с кипящим слоем. Пример условного обозначения котла типа Пп паропроизводительностью 2650 т/ч, с абсолютным давлением пара 25,0 МПа, температурой промежуточного перегрева пара 567 °С, со сжиганием каменного угля в топке с твердым шлакоудалением: котел паровой Пп-2650-25-545/567КТ.

3. Изготовление котлов, значения паропроизводительности которых заключены в скобки, допускается только по согласованию между изготовителем и потребителем.

4. Котлы с абсолютным давлением пара 13,8 и 25,0 МПа с промежуточным перегревом пара допускается изготовлять на температуры пара 570, 565 °С и температуры промежуточного перегрева пара 560, 567 °С соответственно по согласованию между изготовителем и потребителем, а также при наличии труб с необходимыми механическими свойствами для изготовления паропроводов, коллекторов и пароперегревателей на эти температуры. При этом номинальная паропроизводительность котла изменяется по сравнению с указанной в таблице в соответствии с изменением расхода пара на турбину.

5. Допускается также по согласованию между изготовителем и потребителем изготовление котлов паропроизводительностью, отличающейся от приведенной в таблице не более чем на ±5 %.

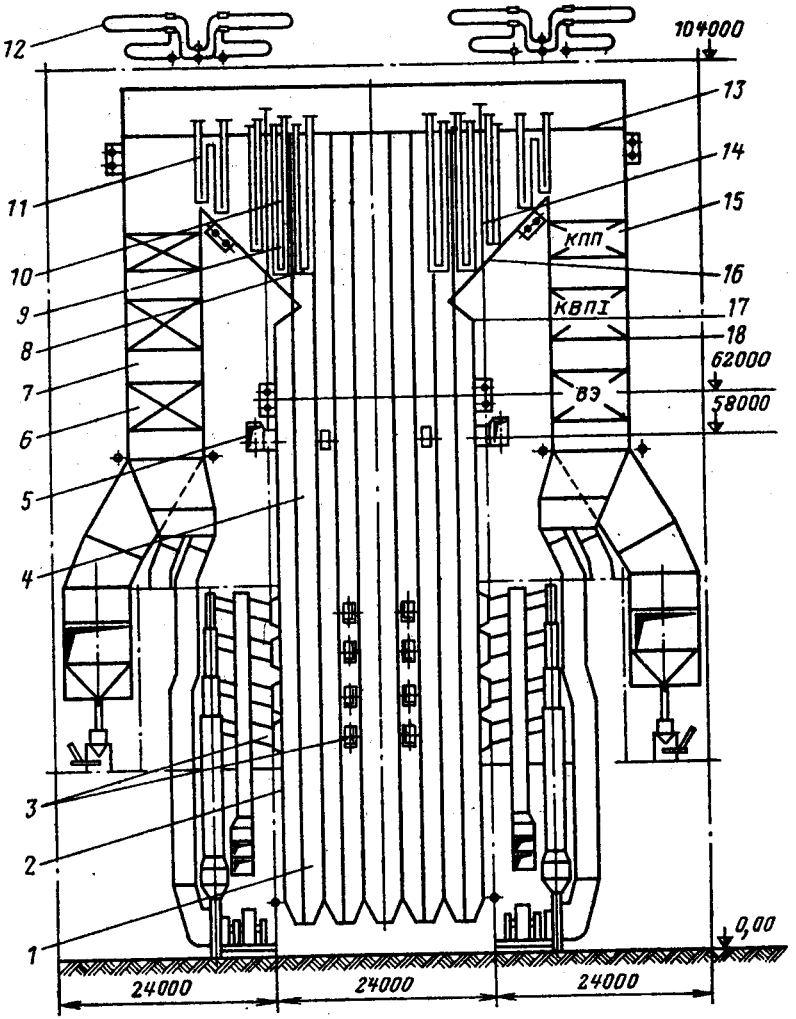


Рис. 1.2. Паровой котел П-67:

1 — нижняя радиационная часть; *2* — топочная камера; *3* — горелка; *4* — верхняя радиационная часть; *5* — узел ввода рециркулирующих газов; *6* — экономайзер; *7* — конвективная шахта; *8* — третья ступень ширмовой поверхности пароперегревателя; *9* — вторая ступень ширмовой поверхности пароперегревателя; *10* — первая ступень ширмовой поверхности пароперегревателя; *11* — ширмовая поверхность промежуточного перегревателя; *12* — паропаровой теплообменник; *13* — потолочный экран; *14* — фестон; *15* — конвективный пакет пароперегревателя; *16* — экран соединительного газохода; *17* — аэродинамический выступ; *18* — конвективный пакет промежуточного пароперегревателя

тельной воды, паропроизводительности, а также номинальных значениях остальных параметров пара промежуточного перегрева с учетом допускаемых отклонений.

Номинальная температура промежуточного перегрева пара — температура пара непосредственно за промежуточным пароперегревателем котла при номинальных значениях давления пара, температуры питательной воды, паропроизводительности, а также номинальных значениях остальных параметров пара промежуточного перегрева с учетом допускаемых отклонений.

Номинальная температура питательной воды — это температура воды, которую необходимо обеспечить перед входом в экономайзер или другой относящейся к котлу подогреватель питательной воды (при их отсутствии — перед входом в барабан) при номинальной паропроизводительности.

Основные параметры энергетических котлов, выпускаемых энергомашиностроительной промышленностью СССР, стандартизированы ГОСТ 3619-82 (табл. 1.1).

Технические характеристики современных мощных пылеугольных и газомазутных

Таблица 1.2. Техническая характеристика пылеугольных котлов [9, 19, 27]

Типоразмер котла по ГОСТ 3619-82	Заводская маркировка	Завод-изготовитель	Топливо	Температура, °С			КПД (брутто), %	Тип воздухоподогревателя	Габариты котла в осях колонн, м			Масса металла котла, т				Компоновка котла	Регулирование температуры перегрева вторичного пара	Оптовая цена, тыс. руб.
				подогрева воздуха	уходящих газов	питательной воды			ширина	глубина	высота	общая	поверхностей под давлением	легированной стали	каркаса			
Котлы, работающие на бурых углях, лигнитах																		
Пп-2650-25-545БТ	П-67	ЗиО	Березовский бурый уголь	322	163	295	91,9	ТВП	24	33	106,4	19 610	8 000	7 727/750	—	Т-обр.	ППТО	20 000
Пп-1650-25-545БТ	П-70	»	Венгерский бурый уголь	335	170	271	90,5	РВП	52,9	18,5	95	11 000	4 760	3 986/447	3 250	То же	»	14 204
Пп-1000-25-545БТ	П-64	»	Югославские лигниты	324	174	273	88,46	ТВП	36	24	67,8	9 500	2 450	1 476/151	3 336	»	»	6 496
Пп-1000-25-545БТ	П-59	»	Подмосковный бурый уголь	438	150	268	91,0	ТВП	36	24	62,17	8 182	3 751	2 048/78,2	1 948,5	»	»	5 240
Пп-670-13,8-545БТ	П-60	»	Немецкий бурый уголь	280	159	240	87,0	РВП	36	24	65,9	6 138	1 669	955/0,15	2 392	»	»	3 913
Еп-670-13,8-545БТ	П-62	»	Болгарские лигниты	269	173	242	83,6	ТВП	41	17	54	7 625	2 140	679/109	4 060	»	Байпас	5 500
Пп-660-13,8-540БТ	П-52	»	Немецкий бурый уголь	272	155	240	88,87	РВП	30	22	51,8	4 630	1 400	880	1 659	»	ППТО	2 723
Пп-660-13,8-545БТ	П-65	»	Югославские лигниты	294	166	243	87,3	РВП	36	24	65,9	6 600	1 800	1 114/0,175	2 481,5	»	»	4 404

Еп-670-13,8-545БТ	ТПЕ-208	ПО ТКЗ	Фрезторф	395	145	243	88,2	ТВП	15	20,9	38,8	5 535	2 520	799,5/33,8	1 982,6	П-обр.	Рециркуляция газов	3 100
Е-500-13,8-560БВЖ	ТПЕ-427	ПО ТКЗ	Березовский и назаровский бурые угли	416	154	230	90,2	ТВП	19,5	16,5	36,1	2 374	807	361/11,5	—	Т-обр.	—	2 180
Е-500-13,8-560БТ	БКЗ-500-140-1	ПО «Сибэнергомаш»	Березовский бурый уголь	282	157	230	92,1	ТВП	16,5	29,5	48,1	2 850	1 050	—	719	П-обр.	—	2 300
Е-420-13,8-560БЖ	БКЗ-420-ПТ-2	То же	Ирша-бородинский бурый уголь	348	141	210	92,09	ТВП	19,5	20	42	2 400	930	171/22,2	508,4	То же	—	1 550
Е-420-13,8-560БТ	БКЗ-420-140-6	»	Азейский бурый уголь	286	139	230	92,7	ТВП	20	20	40,5	2 240	861	86/25	500	»	—	1 440
Е-420-13,8-560БТ	БКЗ-420-140-7	»	Райчихинский бурый уголь	375	143	210	92,4	ТВП	19,5	20	42	2 350	910	171/22,2	508,4	»	—	1 550
Котлы, работающие на каменных углях																		
Пп-2650-25-545/542КТ	ТПП-804	ПО ТКЗ	Кузнецкий	339	132	275	93,86	РВП	71	15,5	97,6	14 500	5 770	—	—	Т-обр.	Рециркуляция газов, впрыск	16 500
Пп-1650-25-545КТ	П-57-3М	ЗиО	Экибастузский	328	145	277	92,0	ТВП	36	24	59,3	93 500	3 000	972,6/450	1 780	То же	ППТО	7 500
Пп-1000-25-545КЖ	ТПП-312А	ПО ТКЗ	Донецкий газовый	381	165	260	90,66	РВП	18,6	23,6	51,0	5 200	2 420	1 342/219	—	П-обр.	»	2 700

Продолжение табл. 1.2

Типоразмер котла по ГОСТ 3619-82	Заводская маркировка	Завод-изготовитель	Топливо	Температура, °С			КПД (брутто), %	Тип воздухоподогревателя	Габариты котла в осях колонн, м			Масса металла котла, т				Компоновка котла	Регулирование температуры перегрева вторичного пара	Оптовая цена, тыс. руб.
				подогрева воздуха	уходящих газов	питательной воды			ширина	глубина	высота	общая	поверхностей под давлением	легированной стали	каркаса			
Пп-950-25-545КЖ	П-50	ЗиО	Донецкий тощий	350	117	260	92,7	РВП	12	19	46,3	4 391	1 612	1 333/123	1 323	П-обр.	ППТО	2 955
Пп-950-25-545КТ	П-39-2	ЗиО	Экибастузский	331	130	265	91,8	РВП	42	12	43,8	4 680	1 930	1 660/105	931	Т-обр.	»	3 335
Пп-660-13,8-550КТ	П-55-1	»	Каменный уголь	315	151	240	90,3	ТВП	32,5	20,5	41,5	3 805	1 080	765/1,3	1 725	П-обр.	»	2 584
Еп-670-13,8-545КТ	ТПЕ-209	ПО ТКЗ	Каменный уголь	—	151	244	91,2	РВП	50,5	36	67	3 763	1 785	840/23	459,7	То же	Рециркуляция газов	3 200
Е-500-13,8-560КТ	ТПЕ-430	То же	Кузнецкий	358	121	230	92,84	РВП+ +ТВП	24	25,5	44,8	2 750	1 040	1 027/13	710	»	—	2 081
Е-420-13,8-560КЖ	ТПЕ-87	»	Донецкий полуантрацит	402	143	230	92,7	ТВП	15,8	18,2	35,7	1 985	885	323,5	702	»	—	1 120
Е-420-13,8-560КТ	БКЗ-420-140	ПО «Сибэнергомаш»	Экибастузский	418	129	230	92,28	ТВП	11,1	17,4	38,9	2 130	810	120/23,5	332	Т-обр.	—	1 537
Е-420-13,8-560КЖ	БКЗ-420-140	То же	Экибастузский	356	123	230	92,1	ТВП	11,1	17,4	38,0	1 993	657	176/14,0	339	То же	—	1 190

Примечания: 1. В дробях в числителе приведен общий расход легированной стали, в знаменателе — аустенитной.
2. Котлы П-70, П-64, П-60, П-62, П-52, П-65 производства Подольского машиностроительного завода им. С. Орджоникидзе выполнены для поставки в страны — члены СЭВ.

Таблица 1.3. Техническая характеристика газомазутных котлов [9, 19, 27]

Типоразмер котла по ГОСТ 3619-82	Заводская маркировка	Завод-изготовитель	Топливо	Температура, °С			КПД (брутто), %	Тип воздухоподогревателя	Габариты котла в осях колонн, м			Масса металла, т				Регулирование температуры промежуточного перегрева пара	Оптовая цена, тыс. руб.
				подогрева воздуха	уходящих газов	питательной воды			ширина	глубина	высота	общая	поверхностей под давлением	легированной стали	каркаса		
Пп-3950-25-545ГМН	ТГМП-1202	ПО ТКЗ	Газ	338	142	270	93,86	РВП	72	47,55	71	12 700	5 969	4 679/558	2 648	Рециркуляция газов	4 400
Пп-2650-25-545ГМН	ТГМП-204	То же	Мазут	361	134	273	93,71	»	20,7	29,0	67,3	9 700	4 320	2 764/336	2 293	То же	9 000
Пп-1800-13,8-515МН	ТМП-501	»	То же	296	165	243	92,93	»	18	25,7	62,57	53,22	2 307	1854	929	»	5 000
Пп-1000-25-545ГМН	ТГМП-344СО	»	»	289	148	275	93,05	»	26,5	25,3	495	5 191	1 877	1 479/165	1 943	»	4 000
Пп-1000-25-545ГМ	ТГМП-314	»	Газ	328	126	265	93,82	»	18,6	23,6	42	4 060	1 900	1 025/907	1 269	»	2 370
Пп-950-25-545ГМ	П-41-1	ЗиО	Мазут	326	165	267	93,3	»	36	18	31,5	3 603	1 400	1 175/93	486	ППТО	3 170
Пп-950-25-565ГМ	ТГМП-324	ПО ТКЗ	Газ	317	122	269	94,7	»	18,6	24,5	48,1	5 400	2 898	—	—	Рециркуляция газов	—
Пп-670-13,8-540ГМ	П-56-1	ЗиО	Мазут	250	141	240	93,3	»	25	19,3	33,5	2 975	1 165	730	834	ППТО	2 300
Еп-670-13,8-545ГМН	ТГМЕ-206	ПО ТКЗ	То же	253	138	243	94,0	»	28,1	24,9	34,5	3 450	1 250	667/62	1 100	Рециркуляция газов	2 528
Е-500-13,8-560ГМН	ТГМЕ-464	То же	»	259	137	230	94,3	»	17,4	17,8	34,5	2 523	1 007,3	650,2	668	—	1 770
Е-500-13,8-560ГМВН	ТГМЕ-428	»	»	367	137	230	93,5	»	17,9	16,5	24,7	—	—	—	—	—	1 800
Е-420-13,8-560ГМН	БКЗ-420-140-ГМН4	ПО «Сибэнергомаш»	Газ	232	109	230	94,8	»	18,4	14,5	32,4	1 454	826	154/29,7	266	—	1 400

Примечания: 1. Все котлы, указанные в таблице, имеют П-образную компоновку.
2. В числителе — общий расход легированной стали, в знаменателе — аустенитной.

энергетических паровых котлов, выпускаемых производственными объединениями «Красный котельщик» (ТКЗ — Таганрогский котельный завод), «Сибэнергомаш» и Подольским машиностроительным заводом им. С. Орджоникидзе (ЗиО), приведены в табл. 1.2 и 1.3, а на рис. 1.2 показан поперечный разрез пылеугольного прямоточного котла Пп-2650-25-545БТ (П-67) энергоблока 800 МВт, спроектированного для сжигания сильношлакующего березовского угля с учетом возможности сжигания в нем других углей Канско-Ачинского бассейна. Котел однокорпусный, Т-образной компоновки, с подвеской всех элементов котла (кроме воздухоподогревателя) к каркасу, который совмещен с каркасом здания. Топочная камера квадратного сечения. Горелки прямоточные, тангенциально направленные, размещены по высоте топки в четыре яруса. В верхней части топки и через горелочные устройства предусмотрена рециркуляция продуктов сгорания.

Пароводяной тракт парового котла имеет два несмешивающихся и самостоятельно регулируемых потока рабочей среды, которые располагаются слева и справа относительно плоскости симметрии котла. Регулирование температуры промежуточного перегрева осуществляется с помощью паро-паровых теплообменников (ППТО), а пара высокого давления — впрыскивающими пароохладителями.

1.2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

1.2.1. РАДИАЦИОННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

К радиационным поверхностям нагрева, воспринимающим теплоту от газов в основном за счет излучения, относят *экраны, настенные* и *потолочные пароперегреватели*, располагаемые в топочной камере.

Конструкция топочных экранов должна обеспечивать надежное охлаждение металла стенки труб, возможно меньшее гидравлическое сопротивление, иметь малую чувствительность к неравномерности распределения тепловосприятия по ширине и высоте экрана, компенсацию температурных расширений труб. Экраны должны быть технологичными, транспортабельными, допускать блочное изготовление, иметь возможно меньшую металлоемкость, быть дренируемыми.

Топочные экраны (рис. 1.3) изготавливают из стальных бесшовных цельнотянутых труб. Для котлов производительностью $D \geqslant 320$ т/ч применяют мембранные экраны с проставкой и гладкотрубные. Гладкотрубные ошипованные экраны (рис. 1.3, *г*) применяют в топках с жидким шлакоудалением в зоне активного горения (см. п. 1.4.2).

В котлах с естественной циркуляцией, где полезное движущее давление невелико, экраны выполняют из труб диаметрами 50 и 60 мм с толщиной стенки 4—6 мм. Для гладкотрубных экранов $S_1/d = 1{,}06$, для мембранных $S_1/d = 1 + \delta/d$, где размер проставки $\delta = 14$, 16, 20 мм. По периметру топки экраны разбивают на панели, которые поставляются заводом-изготовителем в виде блоков. Каждая панель представляет собой циркуляционный контур, имеющий опускные (необогреваемые) и подъемные (обогреваемые) трубы, верхний и нижний соединительные коллекторы (рис. 1.4). Трубы, коллекторы, проставки изготавливаются из стали 20, а для теплонапряженных участков — из стали 15ХМФ.

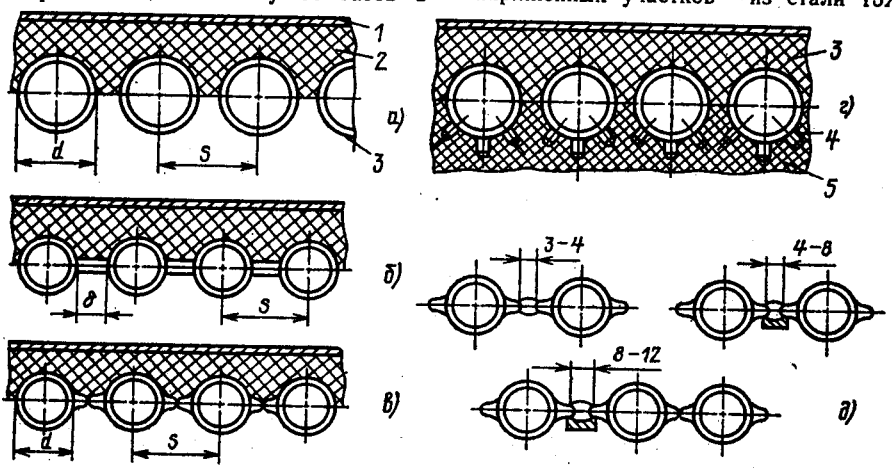


Рис. 1.3. Типы экранирования:

а — гладкотрубные; *б* — с проставкой; *в* — плавниковые; *г* — гладкотрубные ошипованные; *д* — соединение панелей из плавниковых труб; *1* — обшивка; *2* — теплоизоляция; *3* — труба; *4* — шипы; *5* — огнеупорная обмазка

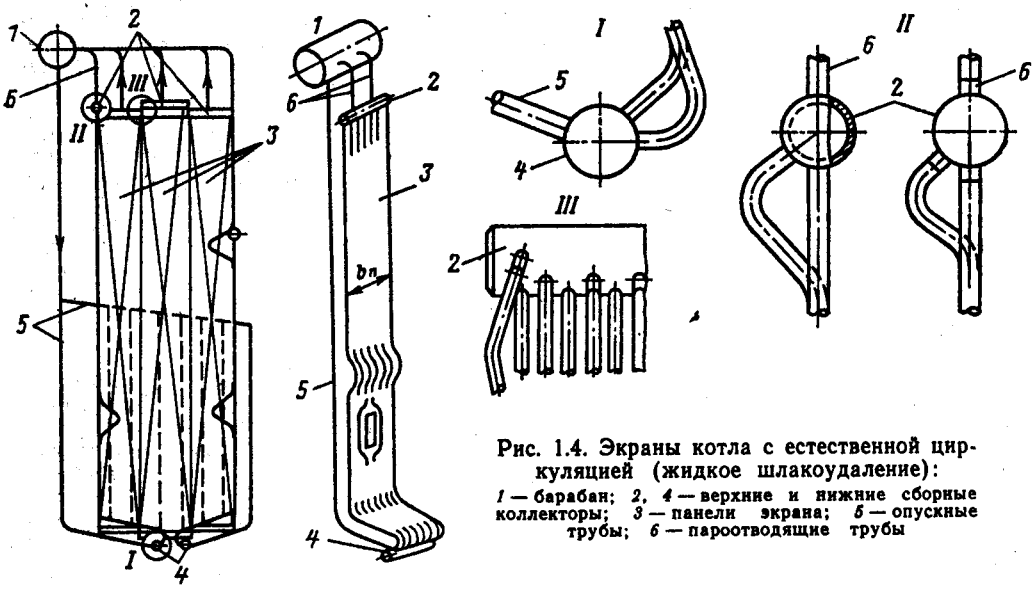


Рис. 1.4. Экраны котла с естественной циркуляцией (жидкое шлакоудаление):

1 — барабан; *2*, *4* — верхние и нижние сборные коллекторы; *3* — панели экрана; *5* — опускные трубы; *6* — пароотводящие трубы

Задний экран выполняют с разводкой труб (фестоном) для обеспечения выхода газов (рис. 1.5).

Экраны на тягах подвешиваются к каркасу котла или здания. Тепловое расширение от места подвески происходит свободно вниз.

В прямоточных котлах возможно четыре типа конструкции экранов (рис. 1.6). Во вновь проектируемых котлах в основном используется ленточная навивка Л. К. Рамзина ($p_{пе}$ = 13,8 МПа, СКД) и вертикально-подъемные панели (СКД, однофазная среда — пар при $p_{пе}$ = 13,8 МПа). Для экранов с ленточной навивкой (рис. 1.6, *а*) подъем ленты на угол 15—20° осуществляют по двум или четырем стенам топочной камеры в один или несколько заходов.

В вертикально-подъемных и горизонтально-подъемных панелях по периметру топки движение среды организуется в два полупотока.

По высоте топки экраны прямоточных котлов делятся на *нижнюю радиационную часть* (НРЧ), *верхнюю* (ВРЧ), а в ряде случаев и *среднюю* (СРЧ), располагаемую между ВРЧ и НРЧ. Деление на части позволяет организовать перемешивание среды и уменьшить температурную разверку по отдельным трубам.

Для обеспечения нужного значения массовой скорости в экранах НРЧ (а иногда и СРЧ) полутопки подразделяются на ходы. При байпасировании части среды достигается уменьшение разницы в температурах металла труб у панелей различных ходов, связанных между собой.

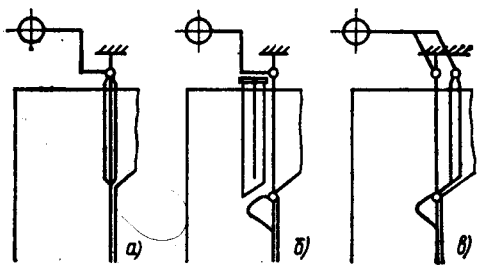


Рис. 1.5. Схема разводки труб заднего экрана:

а — фестон многорядный; *б* — однорядный с промежуточным коллектором; *в* — трехрядный с двумя собирающими и одним промежуточным коллекторами

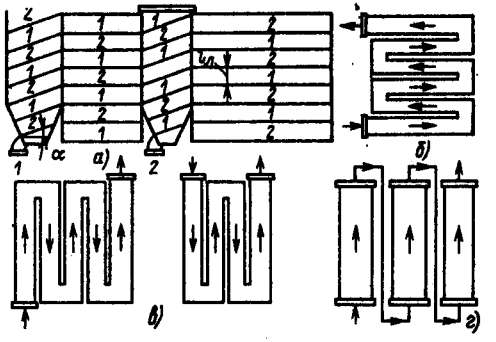


Рис. 1.6. Конструктивные схемы экранов прямоточных котлов:

а — ленточная навивка Л. К. Рамзина: *1* и *2* — ленты при двухзаходной навивке; *б* — подъемно-горизонтальные панели; *в* — многоходовые подъемно-опускные панели; *г* — многоходовые подъемные панели

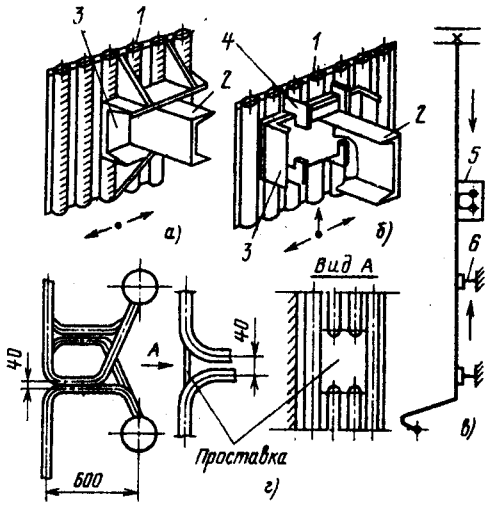


Рис. 1.7. Конструкции крепления (*а*, *б*), подвески (*в*) и узла сопряжения (*г*) вертикальных панелей:

1 — экранная труба; *2* — швеллер, соединяющий панель с опорной конструкцией (на схеме «б» часть швеллера условно не показана); *3* — скоба; *4* — крюк; *5* — «теплый» ящик; стрелками указано направление тепловых перемещений экрана; *6* — крепежное устройство панелей

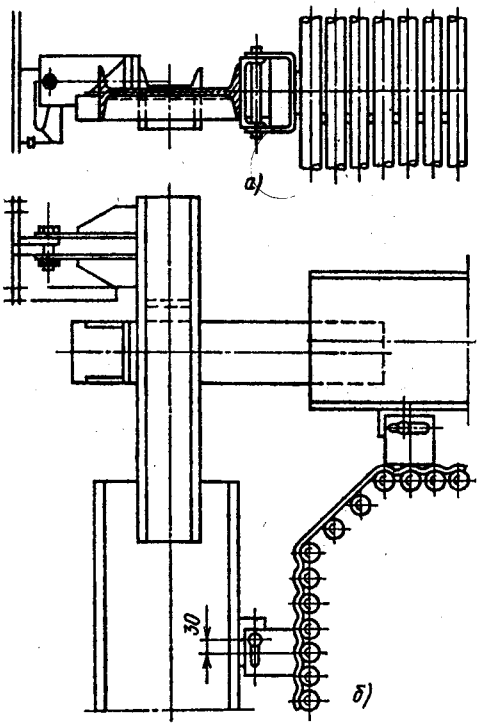


Рис. 1.8. Узел крепления экранов с поясом жесткости (*а*) и поясов жесткости между собой (*б*)

Элементы конструкции экранов показаны на рис. 1.7.

Материал труб экранов и коллекторов — сталь 12Х1МФ, для котлов СКД применяют трубы с размерами 32 × 6 мм.

Схема теплового расширения экранов видна из рис. 1.7. Экраны всех котлов с наружной стороны имеют пояса жесткости, устанавливаемые по высоте топки (рис. 1.8).

В современных котлах применяются *двухсветные экраны* и *ширмовые поверхности нагрева* котла. Первые используются как испарительные или перегревательные поверхности, вторые — как перегревательные.

Двухсветные экраны (рис. 1.9), разделяющие топку на секции, способствуют выравниванию полей температур топочных газов. Их выполняют в виде подвешенных сверху вертикальных панелей из одного ряда труб. В панелях двухсветных экранов предусматриваются «окна» для выравнивания давления в смежных секциях топки. В топочной камере может быть несколько двухсветных экранов.

Ширмовые поверхности располагают в выходной части топки и в горизонтальном газоходе. При сжигании газа и мазута допускается установка их над конвективной шахтой. Для нешлакующих топлив ширмовые поверхности могут быть опущены достаточно глубоко в топку. Их изготовляют в виде вертикальных или горизонтальных трубных лент. В котлах газоплотного исполнения ширмовые поверхности выполняют, как правило, вертикальными с подвеской их специальными тягами к потолочным балкам. Места прохода труб ширмовой поверхности через потолочную панель имеют уплотнения мембранного или других типов.

Ширмовые поверхности чаще выполняют из труб 32 × 6 мм из стали 12Х1МФ.

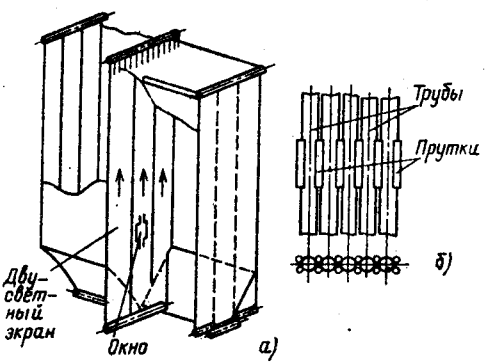


Рис. 1.9. Топка с двусветным экраном (*а*) и соединение труб двусветного гладкотрубного экрана (*б*)

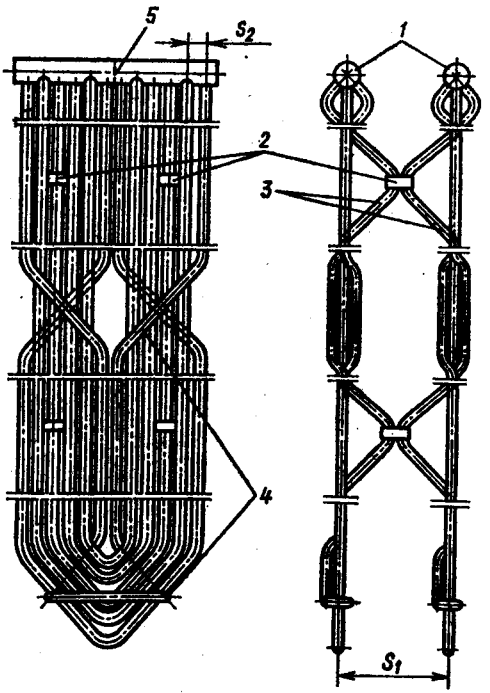


Рис. 1.10. Ширмовый пароперегреватель: *1* — коллектор; *2* — соединительный элемент; *3* — трубы ширмового пароперегревателя; *4* — трубы обвязки; *5* — разделительная перегородка

Для придания лентам труб жесткости последние сваривают специальными проставками или скрепляют обводными трубами. Общий вид ширмовой поверхности пароперегревателя приведен на рис. 1.10. Поперечный шаг ширм $S_1 = 500 \div 900$ мм, продольный $S_2 = (1{,}1 \div 1{,}2)d$. Входные и выходные камеры выполяют из труб Ø 325—426 мм. Для удобства выполнения сварочных работ и ремонта одна камера располагается над другой. В котлах большой мощности иногда применяют мембранные цельносварные ширмовые поверхности из плавниковых труб или гладких труб с приваркой проставок. Ширмовые поверхности изготовляют в виде завершенных заводских блоков.

Расчетная площадь поверхности нагрева ширмы, м²,

$$F_ш = 2b_р l z_ш \varphi, \qquad (1.1)$$

где $b_р = 2S_2(n_п - 2) + 2d$ — расчетная ширина ширмовой поверхности по наружной образующей, м; d — диаметр трубы, м; $n_п$ — число петель; l — средняя длина трубы в ленте, м; $z_ш$ — число ширмовых поверхностей; φ — угловой коэффициент.

1.2.2. КОНВЕКТИВНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

Конвективные пароперегреватели и экономайзеры выполняют в виде трубных многопетлевых змеевиковых поверхностей нагрева. В соединительном газоходе расположение змеевиков вертикальное, а компоновка пучков коридорная, в опускном газоходе — как шахматная, так и коридорная. Для снижения золового износа при сжигании твердых топлив с $A^р \geqslant 10\ \%$ в опускном газоходе трубы располагают параллельно фронту котла. Пароперегреватели выполняют из гладких труб, а экономайзеры — из гладких или оребренных. Диаметр и толщина стенки труб определяются давлением среды и температурой стенки. Движение среды организуется в несколько автономных потоков. Для снижения влияния неравномерности тепловосприятия поверхности делятся на части — ступени (часть поверхности нагрева, огра-

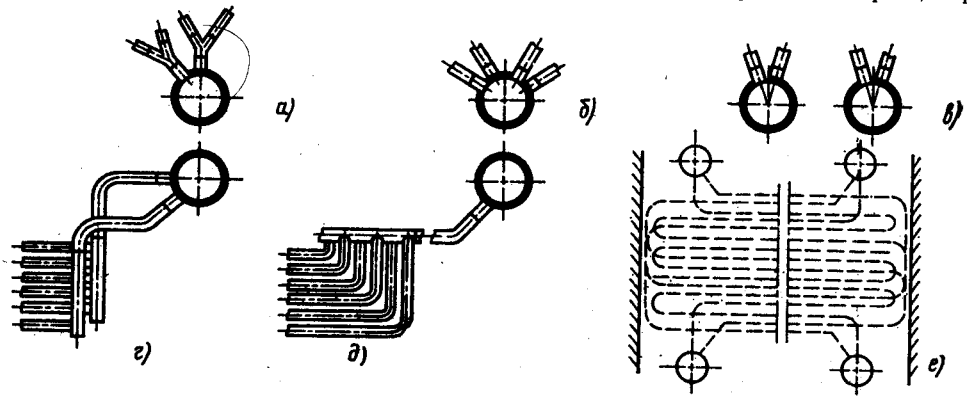


Рис. 1.11. Способы подвода многониточных змеевиков к камерам:

а — ввод или вывод змеевиков с помощью вилки; *б* — многорядный ввод (вывод) с монтажным проемом размером 400 × 500 мм; *в* — ввод (вывод) змеевиков в две параллельные камеры; *г*, *д* — ввод (вывод) с помощью вертикальных или горизонтальных секционных камер увеличенного диаметра; *е* — пример выполнения пакета экономайзера с камерами, расположенными внутри газохода

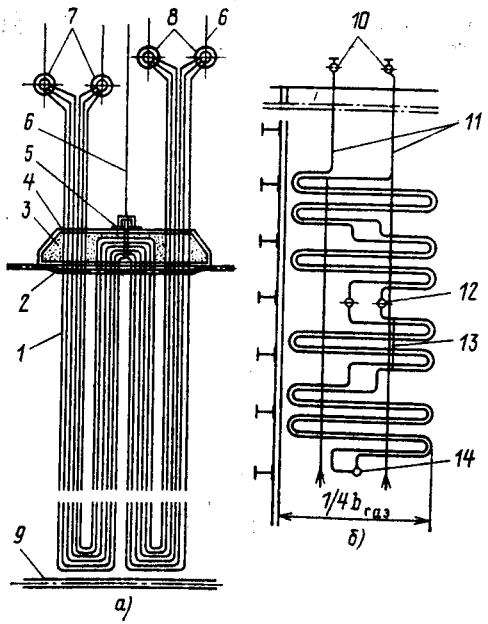


Рис. 1.12. Пароперегревательные змеевиковые поверхности:

а — двухпетлевой пароперегреватель высокого давления; *б* — промежуточный пароперегреватель блока 800 МВт; *1* — трубы; *2* — трубы потолочного перегревателя; *3* — тепловой ящик; *4* — засыпка ящика; *5* — подвеска; *6* — тяги подвески; *7* — входные коллекторы; *8* — выходные коллекторы; *9* — трубы экранирования нижней части соединительного газохода; *10* — коллектор сбросных подвесных труб; *11* — трубы подвесные; *12* — коллектор промежуточный; *13* — дистанционирующее устройство; *14* — входной коллектор

ниченная коллекторами) с организацией между ними перемешивания среды и переброса ее по ширине газохода. Ступень состоит из пакетов, представляющих собой заводские блоки. В рамках ступеней движение среды может быть организовано по прямоточной, противоточной или смешанной схеме. Выходные ступени пароперегревателей по условиям обеспечения надежной работы металла труб выполняют по прямоточной схеме. В экономайзерах движение среды организуется по противоточной схеме.

В соединительном газоходе поверхности крепятся на тягах к каркасу котла или каркасу здания (при подвесной конструк-

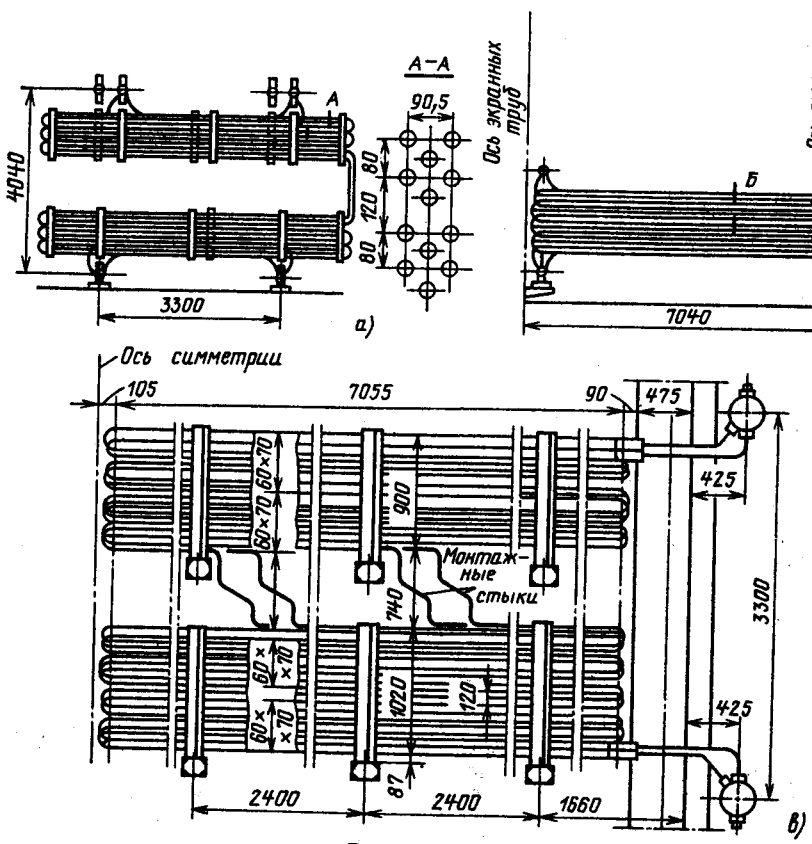


Рис. 1.13. Экономайзер:

а — гладкотрубный; *б* — с продольным оребрением (оба блока 500 МВт); *в* — гладкотрубный котла $D = 210 \div 420$ т/ч

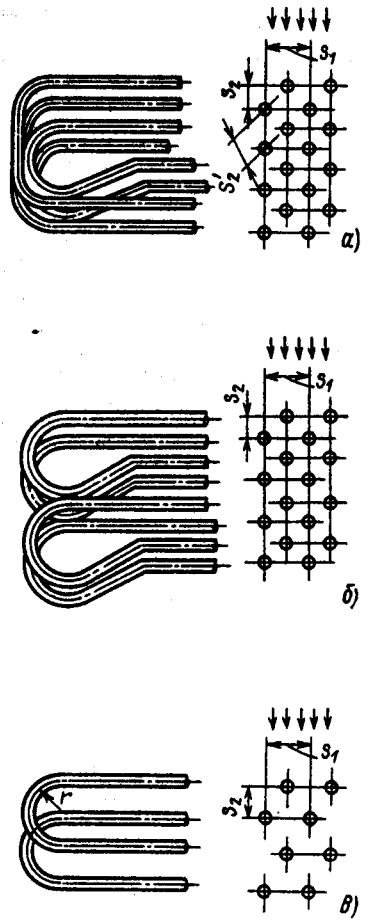


Рис. 1.14. Приемы создания продольных шагов труб:

а — холодная прямая гибкая труба с радиусом гиба $r_г > 2d$; *б* — лирообразные гибы труб; *в* — многониточные змеевики с прямыми и лирообразными гибами труб

ции). В опускном газоходе поверхности опираются на охлаждаемые балки либо (в газоплотных котлах) крепятся на подвесных трубах, включенных в пароводяной тракт котла. В газоплотном исполнении соединительный и опускной газоходы экранируются мембранными панелями, в которых организуется (на обогреваемой части) подъемное движение пара.

В котлах большой мощности для обеспечения приемлемых скоростей в трубах применяют многониточные змеевики. Их использование требует применения особых приемов приварки труб к камерам (рис. 1.11).

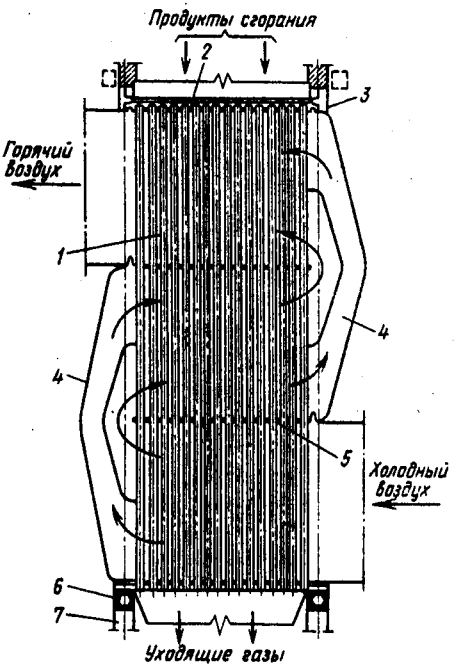


Рис. 1.15. Конструкция однопоточного и трехходового трубчатого воздухоподогревателя:

1 — трубы поверхности нагрева; *2*, *5* — трубные доски; *3* — трехлинзовый компенсатор; *4* — воздухоперепускные короба; *6* — опорная балка; *7* — колонны

Число параллельно-включенных труб в пакете

$$n = \frac{4}{\pi}\frac{D}{\rho w d_{вн}^2}, \qquad (1.2)$$

где D — расход среды, кг/с; ρw — массовая скорость среды, кг/(м²·с); $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м.

Число ниток

$$z_{пар} = nS_1/(l_т K_к), \qquad (1.3)$$

где S_1 — поперечный шаг, м; $l_т$ — длина фронта ввода змеевиков (длина коллектора); $K_к$ — коэффициент, учитывающий тип трубных пучков: для шахматных пучков $K_к = 2$, для коридорных $K_к = 1$.

На рис. 1.12 и 1.13 представлены примеры конструкций пароперегревателя и экономайзера.

По условиям ремонта и обслуживания расстояние между пакетами по ходу газов должно составлять не менее 0,7 м, а высота пакетов (глубина) не должна превосходить $l_п = 1{,}2$ м. Компактность поверхностей нагрева может быть достигнута переходом на лирообразный гиб труб (рис. 1.14) при минимально допустимом радиусе гиба $r_г = 1{,}9d$ или применением

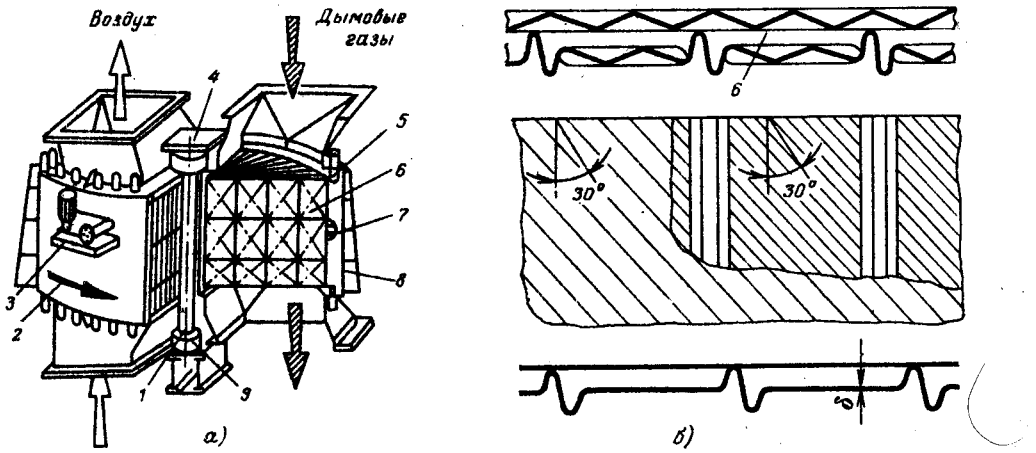


Рис. 1.16. Регенеративный воздухоподогреватель:

а — схема воздухоподогревателя; *б* — форма листов набивки; *1* — вал; *2* — направление вращения ротора; *3* — электродвигатель с редуктором; *4* и *9* — верхняя и нижняя опоры; *5*, *8* — уплотнения; *6* — ротор; *7* — цевка

оребрения. Для снижения расхода металла, работающего под давлением, высоты пакета и уменьшения загрязнения экономайзер в ряде случаев выполняют ребристым (см. рис. 1.13, *б*). В этом случае змеевики получаются жесткими и специальных креплений труб не требуется. Высота пакета составляет не более 1 м при $S_2/d \leqslant 1{,}5$, а при $S_2/d > 1{,}5$ она может быть увеличена до 1,5 м.

Воздухоподогреватели (рис. 1.15, 1.16) выполняются *рекуперативными* (*трубчатыми*) *и регенеративными* с вращающейся теплообменной поверхностью. Регенеративные (РВП) используются при сжигании газа, мазута, а также твердых малозольных топлив ($A^р < 20\ \%$) с содержанием

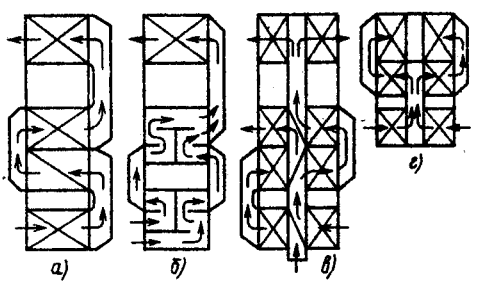


Рис. 1.17. Схемы компоновки трубчатых воздухоподогревателей

($z_х$ — число ходов; $z_{ст}$ — число ступеней; $z_{пот}$ — число потоков): *а* — $z_х = 4$; $z_{ст} = 2$; $z_{пот} = 1$; *б* — $z_{ст} = 2$; первая ступень: $z_{пот} = 2$; $z_{ход} = 4$; вторая ступень: $z_{пот} = 1$; $z_{ход} = 1$; *в* — два потока: первый поток $z_{ст} = 1$; $z_{ход} = 3$; второй поток $z_{ст} = 2$; $z_{ход} = 4$; *г* — $z_{ст} = 1$; $z_{пот} = 2$; $z_{ход} = 3$

в золе $CaO < 20\ \%$ и остатком при размоле на сите $R_{90} < 20\ \%$. Подогрев воздуха в РВП до $t_{г.в} \approx 360\ °C$.

Трубчатые воздухоподогреватели (ТВП) не имеют ограничений по виду топлива; $t_{г.в} \leqslant 450\ °C$. Они выполняются в одну и две ступени: первая ступень многоходовая ($z_{ход} = 2 \div 6$), вторая имеет один, реже два хода.

Трубчатый воздухоподогреватель выполняется из отдельных кубов (секций). Куб состоит из вертикальных стальных тонкостенных труб ($\delta = 1{,}6$ мм), закрепленных в трубных досках толщиной 15—20 мм. Газы движутся в трубах сверху вниз, воздух — по схеме перекрестного тока в межтрубном пространстве. Расположение труб шахматное ($S_1/d = 1{,}2 \div 1{,}5$; $S_2/d = 1{,}05 \div 1{,}1$), наружный диаметр 40—51 мм (бо́льшие значения — для абразивных топлив).

Различают одно-, двух- и многопоточные и одно- и двухступенчатые конструкции ТВП (рис. 1.17). Одноступенчатый подогрев рекомендуется при $t_{г.в} \leqslant 320\ °C$. Число потоков выбирается из условия получения транспортабельных размеров ($h_х < 3{,}2$ м) секции или блока секций ($2h_х < 4{,}5$ м). В последнем случае деление на ходы осуществляется промежуточной трубной доской. Рекомендуемые скорости по газам даны в табл. 1.48. Скорость воздуха $w_в \approx (0{,}4 \div 0{,}6)w_г$. Ступень ТВП опирается на балки, соединенные с каркасом котла. Температурные расширения воспринимаются компенсаторами линзового типа. Перепуск воздуха осуществляется по коробам.

Материал труб — Ст3, трубных досок — сталь 20.

Таблица 1.4. **Геометрические и массовые характеристики РВП [3]**

Заводская маркировка	Наружный диаметр ротора, мм	Диаметр ступицы, мм	Высота набивки, мм		Площадь поверхности набивки, м²		Масса набивки, т	Количество секторов			Расчетная площадь проходного сечения, м²			
											холодная часть		горячая часть	
			холодной части	горячей части	холодной части	горячей части		всего	по воздуху	по газам	по воздуху	по газам	по воздуху	по газам
РВП-3600	3 600	422	680	1 080	1 700	3 900	30,2	18	8	8	2,51	3,76	2,69	4,03
РВВ-41	4 100	800	710	1 310	2 152	5 069	25,5	24	9	13	3,4	5,0	3,8	5,56
РВП-5100	5 100	650	680	1 080	2 975	7 970	25	18	7	9	5,29	7,93	5,67	8,5
ВПР-1	5 270	934	600	1 420	3 500	11 100	48,7	18	7	9	—	—	—	—
ВПР-2	5 280	934	1 000	—	6 150	—	—	18	7	9	—	—	—	—
РВВ-54	5 400	800	710	1 310	3 867	8 949	44	24	9	13	6,1	8,86	6,7	9,7
РВВ-68	6 800	800	710	1 310	9 600	22 150	97,5	24	9	13	10,11	14,69	11,18	16,15
ВПР-3	7 126	950	—	2 020	—	24 200	—	18	6	10	—	—	—	—
ВПР-4	7 126	950	—	1 200	—	14 900	—	18	6	10	—	—	—	—
ВПР-5	7 126	950	600	1 800	7 500	21 000	96,8	18	6	10	—	—	—	—
ВПР-6	7 126	950	710	710	7 500	9 000	63,2	18	6	10	—	—	—	—
ВПР-7	7 126	950	600	1 200	6 370	14 900	75,7	18	6	10	—	—	—	—
ВПР-8	7 450	1 200	600	1 200	6 150	13 350	69,7	18	6	9	—	—	—	—
ВПР-9	7 450	1 200	600	2 000	7 800	23 400	100	18	7	9	—	—	—	—
РВП-98	9 800	—	600	2 400	13 250	59 900	—	—	—	—	26,8	26,8	29,5	29,5
РВП-128	12 800	—	—	—	—	—	—	18	7	9	—	—	—	—

Теплообменная поверхность РВП состоит из гофрированных волнистых стальных листов, заполняющих сектора ротора. По высоте РВП делится на горячую и холодную части. Холодная часть, подверженная низкотемпературной коррозии, выполняется из листов толщиной $\delta_л = 1{,}2$ мм при эквивалентном диаметре набивки $d_{экв} = 9{,}8$ мм. В горячей части $\delta_л = 0{,}63$ мм, а $d_{экв} = 7{,}8$; 9,6 мм. Частота вращения ротора более 1,5 об/мин. Обтекание листов газами и воздухом — продольное. Скорость газов $w_г = 11 \pm 2$ м/с, воздуха $w_в = 6 \div 9$ м/с. Расположение оси ротора чаще всего вертикальное. РВП может использоваться в качестве первой ступени при двухступенчатой схеме подогрева воздуха. Типоразмеры и характеристики выпускаемых РВП даны в табл. 1.4.

Для снижения низкотемпературной коррозии холодной части возможно применение эмалированных покрытий и использование неметаллических материалов [3].

1.3. ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЕ

1.3.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ

В современных паровых котлах твердое топливо преимущественно сжигают в предварительно размельченном и подсушенном виде.

Скорость гетерогенного горения угольной пыли зависит от удельной площади поверхности F, м²/кг, которая для монофракционных сферических частиц диаметром $d_ч$, м, и плотностью $\rho_{пл}^{каж}$, кг/м³, равна:

$$F = \frac{6}{\rho_{пл}^{каж} d_ч}. \qquad (1.4)$$

При размоле пыль получается полифракционного состава, удельная площадь поверхности которой определяют по формуле

$$F_{пл} = k_ф \frac{1000 F_{1000}}{\rho_{пл}^{каж}}, \qquad (1.5)$$

где $k_ф = 1{,}75$ — коэффициент, учитывающий форму частиц; F_{1000} — условная удельная площадь поверхности пыли, м²/кг, при $\rho_{пл}^{каж} = 1000$ кг/м³; F_{1000} (рис. 1.18) зависит от зерновой характеристики пыли, определяемой ее остатками R_x, %, на ситах с различными ячейками (размером x, мкм):

$$R_x = 100 e^{-bx^n}. \qquad (1.6)$$

Здесь b — коэффициент тонкости измельчения [$b = (4 \div 40) \cdot 10^{-3}$]; n — коэффициент полидисперсности, характеризующий равномерность состава пыли и определяемый из (1.6) по значениям остатков на двух ситах (чаще по R_{200} и R_{90}). В шаробарабанных мельницах ($n = 0{,}7 \div 1{,}0$) пыль переизмельчается по сравнению, например, с молотковыми мельницами ($n = 1{,}1 \div 1{,}5$). О тонкости пыли судят по остаткам R_{200} и R_{90}, значения которых наряду с другими

Таблица 1.5. **Характеристика пыли основных энергетических топлив [31]**

Бассейн, месторождение	Марка	Влажность пыли $W^{пл}$, %	Тонкость пыли R_{90}, %			Плотность топлива		Относительный коэффициент абразивности
			для ШБМ	для ММ и МВ	для СМ	кажущаяся $\rho_т^{каж}$, т/м³	насыпная $\rho_т^{нас}$, т/м³	
Донецкий бассейн	ГСШ	1,5—3,0	25	33	28	1,44	0,91	2,5
	Т	0,5—1,0	10	—	13	1,48	0,93	1,0
	ПА	0,5—1,0	8	—	11	1,51	0,95	1,5
	АШ	0,5—1,0	7	—	—	1,63	1,03	1,0
	Ж—ППМ	1,0—1,5	20	22	—	1,58	0,99	1,0
Кузнецкий бассейн	Г	1,5—3,0	25	33	28	1,35	0,85	1,5
	Т	0,5—1,0	11	—	14	1,46	0,92	1,0
	СС	1,8—3,5	17	—	20	1,42	0,89	1,0
Карагандинский бассейн	К	0,8—2,0	18	20	21	1,48	0,93	1,0
Экибастузское	СС	1,3—3,0	15—25 *	15—29 *	—	1,60	1,00	1,0
Ленгеровское	Б	10—15	35	53	45	1,30	0,82	0,8
Подмосковный бассейн (в целом)	Б	11—16	40	55	—	1,31	0,82	1,0
Трест «Черепетьуголь»	Б	11—16	40	60	—	1,34	0,84	1,0
Печорский бассейн:								
Воркутинское	Ж	0,9—2,0	21	26	24	1,41	0,89	1,4
Интинское	Д	3,5—5,0	25	33	28	1,50	0,95	2,0
Днепровский бассейн:								
Семеновско-Александрийское	Б	14—24	40	60	55	1,06	0,67	1,5
Коростышевское	Б	14—24	40	60	55	1,06	0,66	1,5
Львовско-Волынский бассейн								
Нововолынское	Г	2,0—3,5	24	32	27	1,42	0,89	2,0
Бабаевское	Б	14—24	40	60	55	1,01	0,64	1,0
Кизеловский бассейн	Г	0,8—1,5	26	—	—	1,52	0,96	2,3
Челябинский бассейн	Б	4,5—11,0	39	57	—	1,48	0,93	1,2
Егоршинское	ПА	0,5—1,0	9	—	11	1,57	0,99	1,0
Богословское	Б	9,5—14	40	60	52	1,44	0,91	2,0
Ткварчельское	Ж	0,8—2,5	25	35	—	1,52	0,96	1,5
Ткибульское	Г	1,5—5,0	27	40	—	1,46	0,92	3,0
Ангренское	Б	11—17	30	48	41	1,28	0,8	1,1
Кок-Янгак	Д	3,0—4,0	23	30	26	1,44	0,91	3,0
Сулюкта	Б	5,0—12,0	30	48	41	1,38	0,87	0,8
Кызыл-Кия	Б	10,0—15,0	32	50	42	1,31	0,82	1,0
Шураб	Б	6,5—15,0	30	47	40	1,31	0,83	0,8
Канско-Ачинский бассейн:								
Ирша-Бородинское	Б	12,0—16,0	40	60	52	1,22	0,77	2,0
Назаровское	Б	13—19	40	60	52	1,22	0,75	1,0
Березовское	Б	12—16	40	60	52	1,22	0,77	—
Боготольское	Б	14—21	40	60	52	1,15	0,72	—
Абанское	Б	12—16	40	60	52	1,24	0,78	—

* Нижний предел принимается для отдаленных электростанций, верхний — для электростанций, расположенных вблизи месторождения.

Продолжение табл. 1.5

Бассейн, месторождение	Марка	Влажность пыли $W^{пл}$, %	Тонкость пыли R_{90}, %			Плотность топлива		Относительный коэффициент абразивности
			для ШБМ	для ММ и МВ	для СМ	кажущаяся $\rho^{каж}_т$, т/м³	насыпная $\rho^{нас}_т$, т/м³	
Черемховское	Д	2,3—4,5	28	40	32	1,44	0,91	2,2
Азейское	Б	5,5—14,0	40	58	50	1,29	0,81	4,0
Гусино-Озерское	Б	6,0—13,0	39	57	—	1,32	0,83	1,5
Букачачинское	Г	2,0—4,0	25	34	28	1,33	0,84	2,0
Черновское	Б	11,0—16,0	38	55	48	1,22	0,77	1,5
Райчихинское	Б	12,0—19,0	38	55	49	1,22	0,77	1,5
Ургальское	Г	1,3—2,5	25	28	—	1,52	0,96	3,5
Сучанский бассейн	Г	1,0—2,0	22	28	—	1,52	0,96	1,5
	Т	0,5—1,0	14	—	16	1,55	0,97	1,5
Подгородненское	Т	0,5—1,0	12	—	—	1,68	1,06	1,5
Артемовское	Б	9,0—12,0	40	60	—	1,34	0,84	10,0
Реттиховское	Б	13,0—21,0	40	60	—	1,14	0,72	5,0
Нерюнгринское	СС	2,5—3,5	19	21	22	1,44	0,91	1,0
Сангарское	Д	2,0—3,5	30	40	32	1,32	0,84	3,0
Верхне-Аркагалинское	Д	6,0—9,0	26	—	—	1,36	0,86	5,0
Анадырское	Д	5,5—7,5	30	—	—	1,32	0,83	10,0
	Д	—	28	—	—	1,38	0,87	10,0
	Г	—	26	35	28	1,31	0,83	3,0
	Б	—	40	60	—	1,32	0,83	10,0
Сланец горючий	—	—	35—40	35—40	—	1,61	1,01	0,67
	—	—	35—40	35—40	—	1,72	1,08	0,70
Торф фрезерный	—	—	40	40	—	1,77	1,11	10,00
	—	—	—	—	—	0,80—0,90	0,40—0,50	—

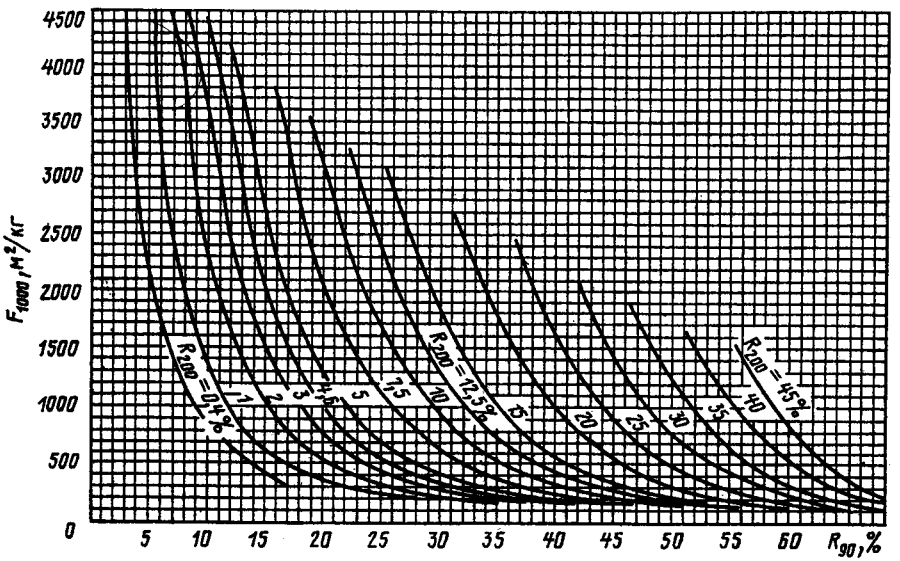


Рис. 1.18. Зависимость $F_{1000} = f(R_{90}, R_{200})$

Таблица 1.6. **Показатели к выбору**

Показатель	Тип схемы: Замк. Индивидуальная с прямым вдуванием								
	ШБМ		ММ			СМ	МВ		ББМ
Влажность W^p, %	< 16	< 35	< 16	< 40	< 60	< 16	< 60	< 40	< 14
Съем влаги $\Delta W = \frac{W_1 - W^{пл}}{100 - W^{пл}}$, кг/кг	⩽ 15	⩽ 0,22	⩽ 0,15	⩽ 0,27	⩽ 0,43	⩽ 0,13	⩽ 0,43	⩽ 0,27	⩽ 0,1
Производительность котла D, т/ч	⩾ 20		⩾ 12			⩾ 12			6—50
Особенности применения схемы	Для взрывобезопасных углей	Для абразивных углей	Сушка горячим воздухом	Сушка топочными газами или смесью газов и горячего воздуха		Для сухих углей	При газовой сушке, $W^{пл} > 17$	При воздушной сушке	Для сухих углей

характеристиками топлива приведены в табл. 1.5.

Большинство элементов оборудования системы пылеприготовления, обеспечивающей транспорт и хранение пыли и топлива, основаны на объемном принципе действия. Для их расчета используются значения плотности топлива (пыли): насыпной $\rho_{т(пл)}^{нас}$, кажущейся $\rho_{т(пл)}^{каж}$ и действительной $\rho_{т(пл)}^{д}$, соответственно определяемые как отношение массы топлива (пыли) G, кг, к ее объемам: $V_{общ}$ — с учетом пустот между частицами, $V_{каж}$ — твердых частиц с внутренними порами или $V_{тв}$ — только твердого материала.

Коэффициент размолоспособности топлива, характеризующий его склонность к измельчению, определяется по отношению расхода электроэнергии $Э_{эт}$, кВт·ч/т (АШ), на помол эталонного топлива к расходу электроэнергии $Э$, кВт·ч/т, на помол данного топлива:

$$k_{ло} = Э_{эт}/Э. \qquad (1.7)$$

1.3.2. СИСТЕМЫ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

При проектировании системы пылеприготовления, используя физико-химические характеристики заданного топлива, производят выбор типа и количества мельниц, типа системы пылеприготовления и пылепитания, выполняют тепловой расчет сушки, находят расход сушильного агента. Далее определяют производительность выбранного типоразмера мельницы на расчетном топливе, выбирают и рассчитывают отдельные элементы системы пылеприготовления и вспомогательное оборудование (бункера топлива и пыли, питатели, течки, мигалки, сепараторы, циклоны, предохранительные клапаны, смесители, пылепроводы, воздуховоды и т. д.) и общее сопротивление тракта пылеприготовления и подачи воздуха [22].

По степени связи пылеприготовления и сушки топлива с котлом различают системы пылеприготовления центральные и индивидуальные. Центральные системы подразделяют на системы с пылезаводом (рис. 1.19, *а*), когда размол и сушку топлива производят на специальном предприятии, а готовую пыль подают на электростанцию, и с центральной сушкой топлива (рис. 1.19, *б*). Индивидуальные системы пылеприготовления более многообразны и подразделяются в зависимости от способа подачи пыли на системы с прямым вдуванием (рис. 1.20), когда пыль после мельницы направляется в топку, с промежуточным бункером (рис. 1.21), когда пыль в горелки подается из бункера, расположенного между мельницей и топкой. В зависимости от степени отделения сушильного агента от основной массы топлива системы бывают замкнутые, в которых отработанный сушильный агент подается в топку

схемы пылеприготовления [22]

и мельницы,

нутая				Разомкнутая		
Индивидуальная с пылевым бункером				Индивидуальная с пылевым бункером	Центральные	
ШБМ		ММ		ММ	ММ	ШБМ
< 16	< 40	< 16	< 60	Нет ограничений	< 60	< 35
⩽ 0,15	⩽ 0,25	⩽ 0,12	⩽ 0,43	То же	⩽ 0,43	⩽ 0,22
		⩾ 20		⩾ 35	—	—
Для сухих углей	Для влажных углей	Целесообразнее для АШ и Т при $t_{г.в} > 300$ °С	Для топок с ЖШУ при недостатке теплоты горячего воздуха	Целесообразна при приведенной влажности $W^{пл} \approx 20$ %. При $W^{пл} < 20$ % обосновывается технико-экономическими расчетами	Выбор схемы производится с учетом характеристик топлива и технико-экономических расчетов	

с основной массой топлива (рис. 1.20, 1.21) или помимо основных горелок в специальные сбросные сопла на стенах топки (рис. 1.21), разомкнутые до размола (рис. 1.22), когда сушка производится до мельницы и отработанный сушильный агент сразу после сушки сбрасывается в газоход котла или в атмосферу, и разомкнутые после размола (рис. 1.22), когда указанный сброс сушильного агента производится после мельницы.

Кроме того, различают индивидуальные системы пылеприготовления: прямого вдувания — по типу устанавливаемых мельниц, по наличию пылеконцентраторов; с промежуточным бункером — по концентрации пыли в транспортирующем агенте [с пылепроводами низкой концентрации (ПНК) и с пылепроводом высокой концентрации под давлением — ПВК, рис. 1.23, *а*, или под разрежением — $ПВК_р$, рис. 1.23, *б*].

В качестве сушильного агента в системах пылеприготовления используют горячий воздух, продукты сгорания топлива (топочные газы) или их смесь. Температуру сушильного агента перед мельницами огра-

Таблица 1.7. **Выбор числа мельниц [22]**

Тип мельницы и схемы пылеприготовления	Паропроизводительность котла, т/ч							
	12—35	50—75	120—270	320—420	500—600	950	1600	2500
Схема с прямым вдуванием:								
ШБМ	2 *	2	2	—	—	—	—	—
ММТ	2	2	2—4	3—4	4—6	4—6	6—8	8—10
МВ	2	2	2—4	3—4	4—6	4—6	6—8	8—10
СМ	2	2	2—4	3—4	4—6	4—6	6—8	8—10
Схема с пылевым бункером; ШБМ	1	1	1—2 **	1—2 **	2	2	4	6

* Для котлов с $D < 50$ т/ч допускается установка одной мельницы (в случае возможности ее остановок).

** Одна мельница — для неблочных котлов при наличии связи с соседними котлами по пыли.

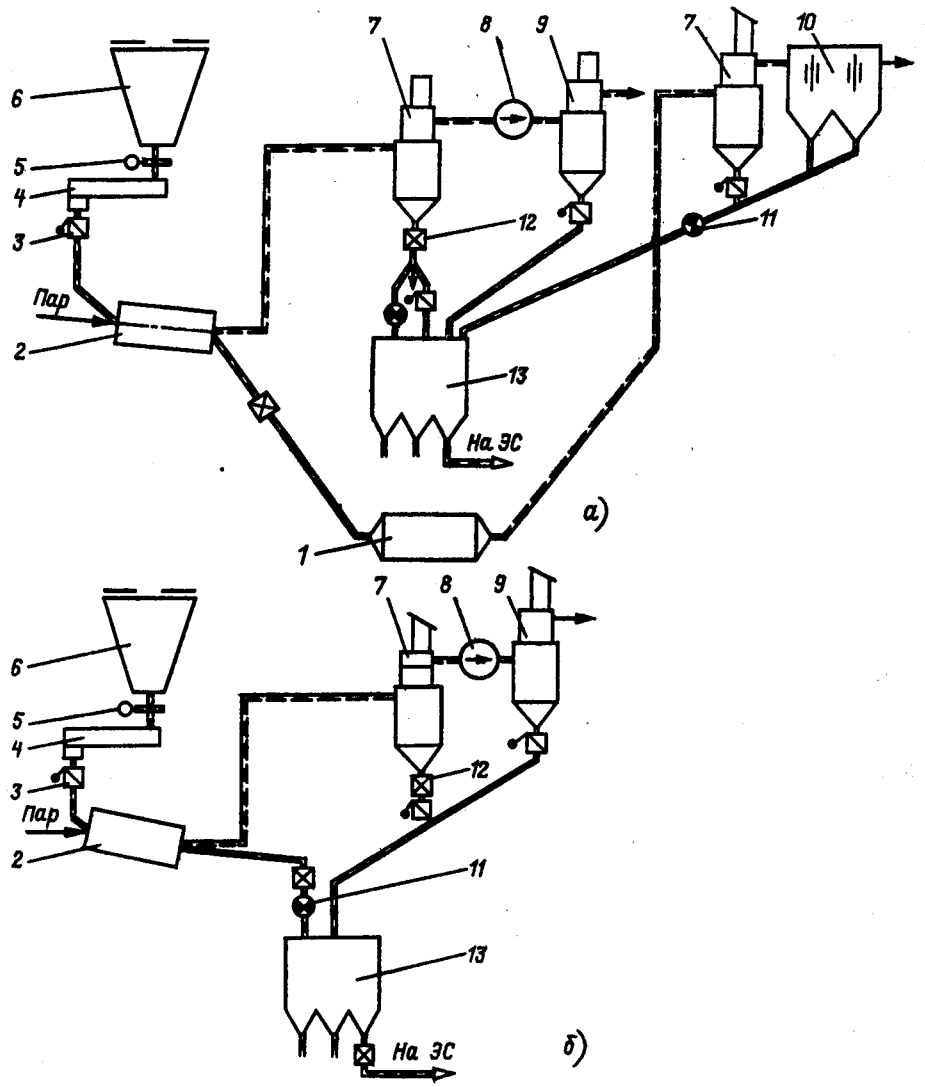


Рис. 1.19. Схема центральной системы пылеприготовления:

а — с центральным пылезаводом; *б* — с сушильным заводом: *1* — мельница; *2* — труба сушилки; *3* — клапан-мигалка; *4* — питатель сырого топлива; *5* — отсекающий шибер; *6* — бункер сырого топлива; *7* — циклон; *8* — вентилятор (дымосос); *9* — скруббер; *10* — пылеуловитель; *11* — реверсивный шнек; *12* — шлюзовые затворы; *13* — пылевой бункер (бункер готовой пыли)

ничивают в зависимости от типа мельницы и способа охлаждения размольных органов.

Выбор системы пылеприготовления определяется характеристиками топлива, требуемой сушкой, типом размольного устройства и сушильным агентом и производится на базе технико-экономических вариантных расчетов. Исходные показатели для выбора системы пылеприготовления приведены в табл. 1.6.

На тепловых электростанциях наибольшее распространение получили замкнутые индивидуальные схемы пылеприготовления. Среди них схемы с промежуточными пылевыми бункерами преимущественно применяют при установке ШБМ, а молотковые мельницы, мельницы-вентиляторы и среднеходные, как правило, устанавливают по схеме прямого вдувания.

После выбора типа мельницы и системы пылеприготовления определяют коли-

чество мельниц на котел, а на основе теплового расчета — расход сушильного агента (g_1, кг/кг) на единицу массы сырого топлива или его начальную температуру t_1, °С.

Число мельниц $z_м$, устанавливаемых на котел, определяется их типом, системой пылеприготовления и паропроизводительностью котла (табл. 1.7.)

Единичная производительность мельницы $B_м$, т/ч, определяется количеством мельниц и принимаемым коэффициентом запаса:

$$B_м = B_к k_{зап}/z_м,$$

где $B_к$ — расход топлива на котел.

В схемах прямого вдувания предусматривается постоянная работа всех мельниц,

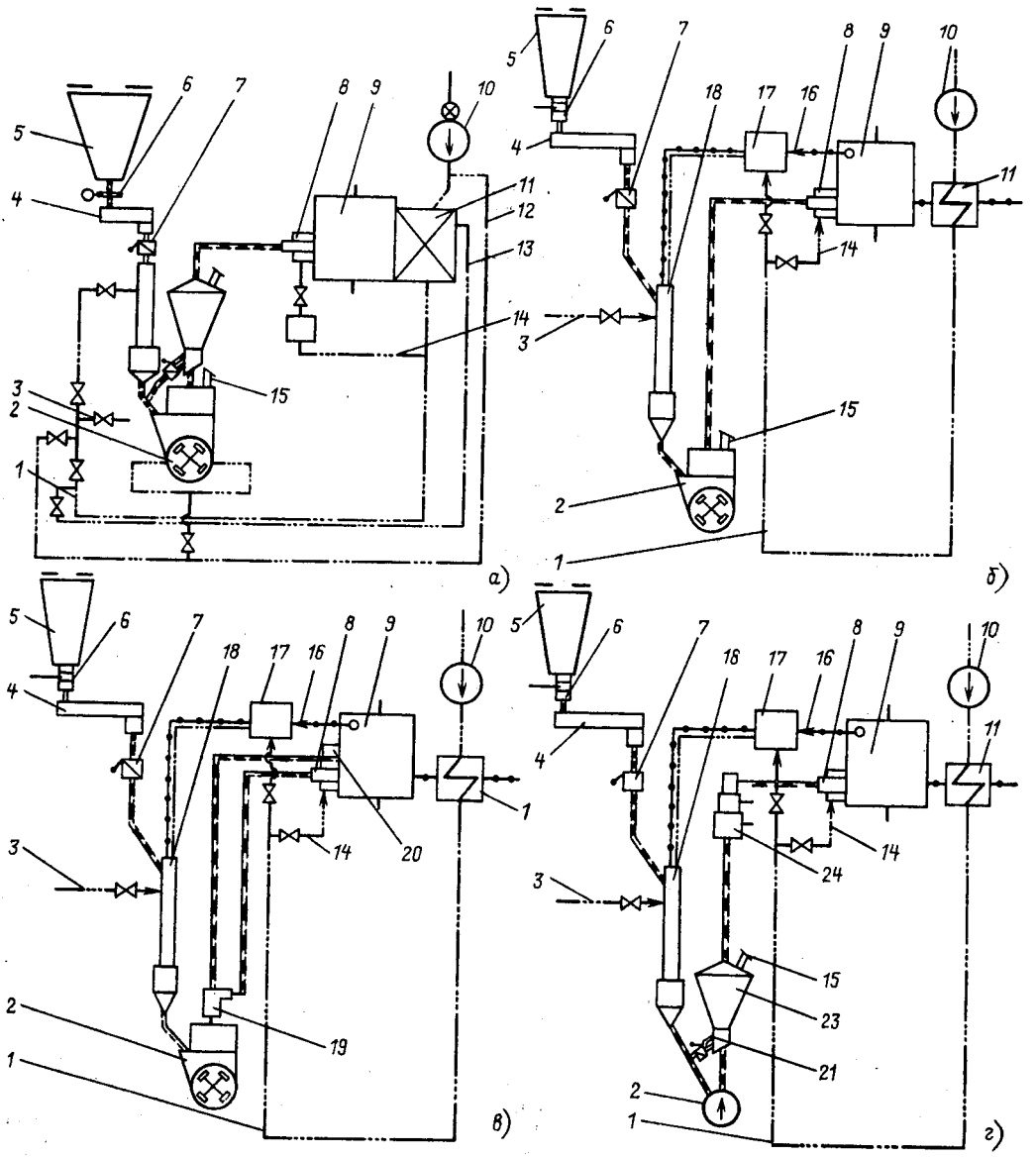


Рис. 1.20. Индивидуальная система пылеприготовления прямого вдувания:
а — с молотковыми мельницами и воздушной сушкой; *б* — с молотковыми мельницами с газовой сушкой (или смесью газов и воздуха); *в* — с молотковыми мельницами, с газовой сушкой, с пылеконцентраторами и сбросом сушильного агента; *г* — с мельницами-вентиляторами, с газовой сушкой

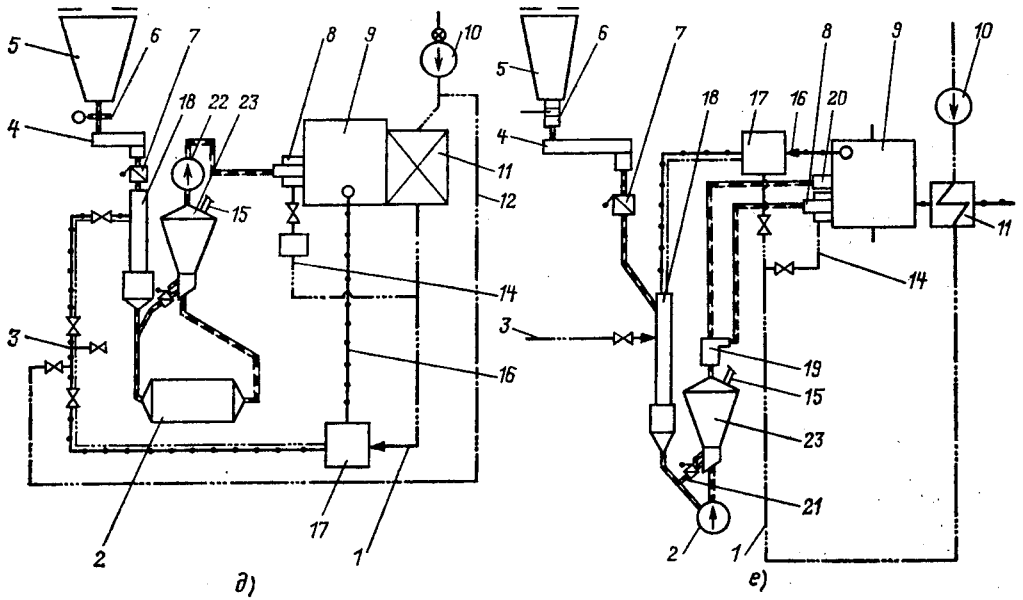


Рис. 1.20. Продолжение

д — с мельницами-вентиляторами, с газовой сушкой и с пылеконцентраторами; *е* — с шаробарабанными мельницами; *1* — короб горячего воздуха; *2* — мельница (с сепаратором); *3, 12, 13* — присадка холодного (*3, 12*) и слабоподогретого (*13*) воздуха; *4* — питатель сырого топлива; *5* — бункер сырого топлива; *6* — шибера; *7* — клапан-мигалка; *8* — горелка; *9* — котел; *10* — дутьевой вентилятор; *11* — воздухоподогреватель; *14* — короб вторичного воздуха; *15* — взрывные клапаны; *16* — газоход; *17* — смеситель; *18* — устройство нисходящей сушки; *19* — пылеконцентратор; *20* — сбросные сопла; *21* — течка возврата топлива; *22* — мельничный вентилятор; *23* — сепаратор; *24* — коллектор сушильного агента (первичного воздуха)

за исключением времени возможного ремонта и снижения производительности котла. При установке на котел двух мельниц производительность одной мельницы при останове второй должна обеспечить (с учетом ее перегрузки и огрубления качества пыли) 75 % номинальной производительности котла. При установке большего количества мельниц в случае останова одной из них оставшиеся должны обеспечить номинальную производительность котла. В системах пылеприготовления с промежуточными бункерами производительность мельницы (ММ, СМ, МВ) выбирается с коэф-

Таблица 1.8. Выбор типа мельницы [22]

Топливо	Коэффициент размолоспособности	Тип мельницы		Топливо	Коэффициент размолоспособности	Тип мельницы	
		Рекомендуемый	Заменяющий			Рекомендуемый	Заменяющий
Антрацит (АШ, АСШ)	Нет ограничений	ШБМ	—	Продукты обогащения (многозольные)	$\leqslant 1{,}2$ $> 1{,}2$	ШБМ СМ	СМ [2] ММ [3], ШБМ [4]
Полуантрациты и каменный уголь $S^{р}_{к} \geqslant 6\,\%$	То же	ШБМ [1]	—	Каменные угли	$\leqslant 1{,}0$ $> 1{,}0$	ШБМ СМ	— ММ [3], ШБМ [5]
				Бурые угли, лигнит, торф, сланцы	Нет ограничений	МВ ММ	ММ, ШБМ [6] —

1 Для размола на центральном пылезаводе при $k_{ло} \leqslant 1{,}0$.
2 После получения положительного опыта.
3 С $V^{г} > 28\,\%$.
4 При $S^{р}_{к} \geqslant 6\,\%$.
5 При необходимости размола до $R_{90} \leqslant 10\,\%$.
6 Для бурых углей с высокой абразивностью или с $k_{ло} < 0{,}9$.

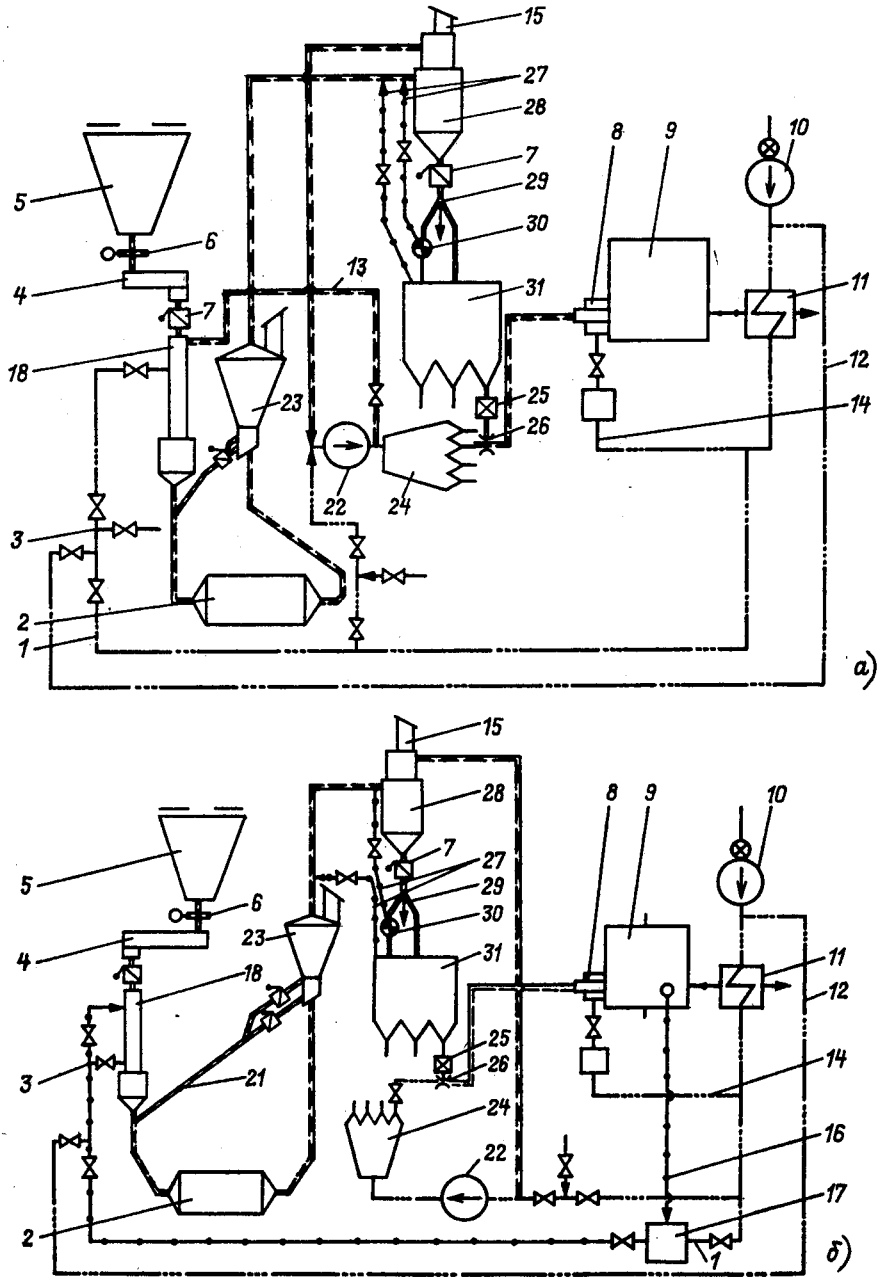


Рис. 1.21. Индивидуальная система пылеприготовления с промежуточными бункерами (замкнутая):

а — с транспортом пыли сушильным агентом и с сушкой горячим воздухом; *б* — с транспортом пыли сушильным агентом, с газовой сушкой

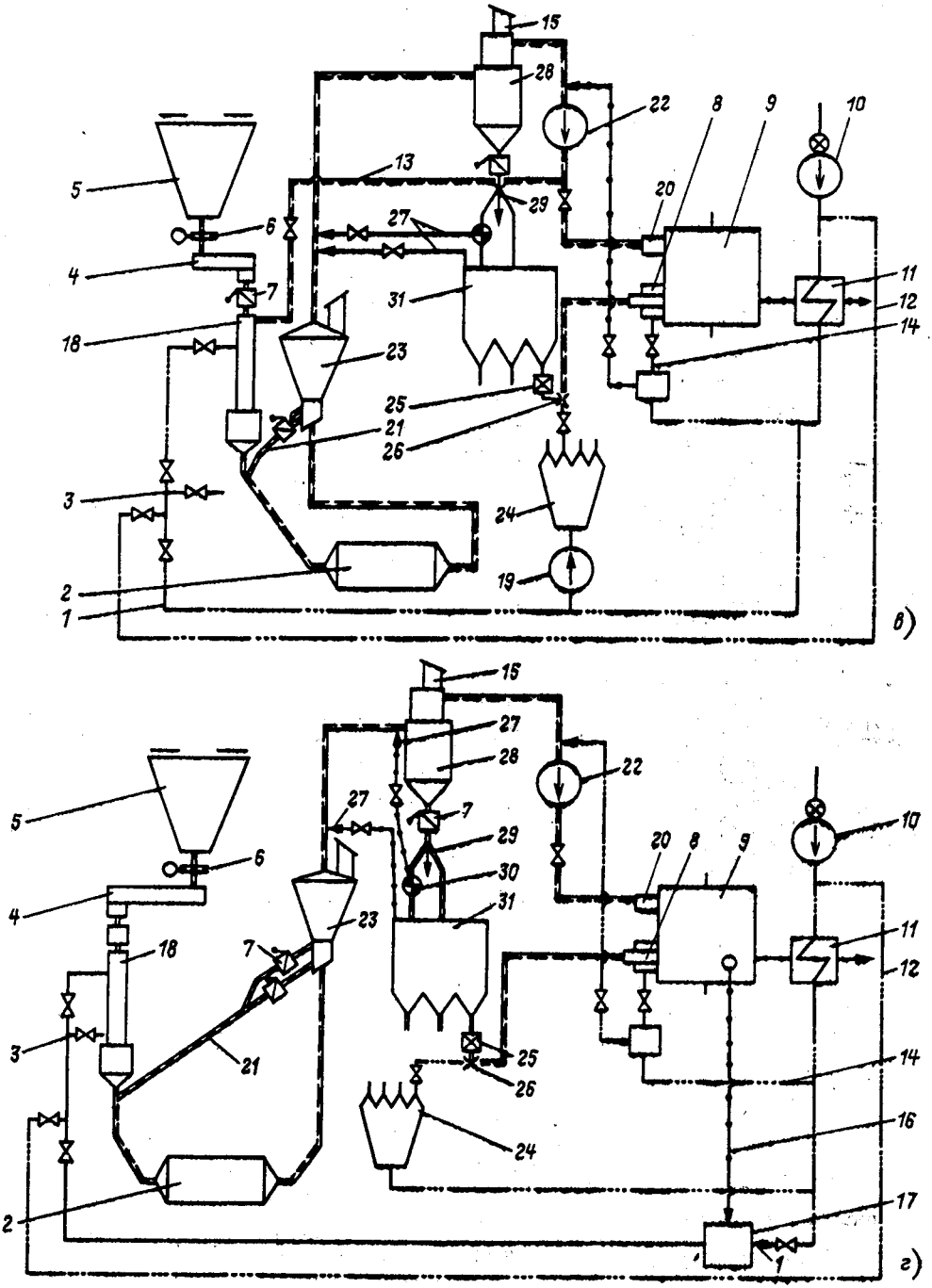


Рис. 1.21. Продолжение

в — с подачей сушильного агента в сбросные сопла и с воздушной сушкой топлива; *г* — с подачей сушильного агента в сбросные сопла, с газовой сушкой топлива; обозначения *1—12, 14—18, 20—24* те же, что и на рис. 1.20; *13* — трубопровод рециркуляции; *19* — вентилятор горячего воздуха; *25* — питатель пыли; *26* — смеситель; *27* — трубопроводы влагоотсоса; *28* — циклон; *29* — перекидной шибер; *30* — реверсивный шнек; *31* — пылевой бункер

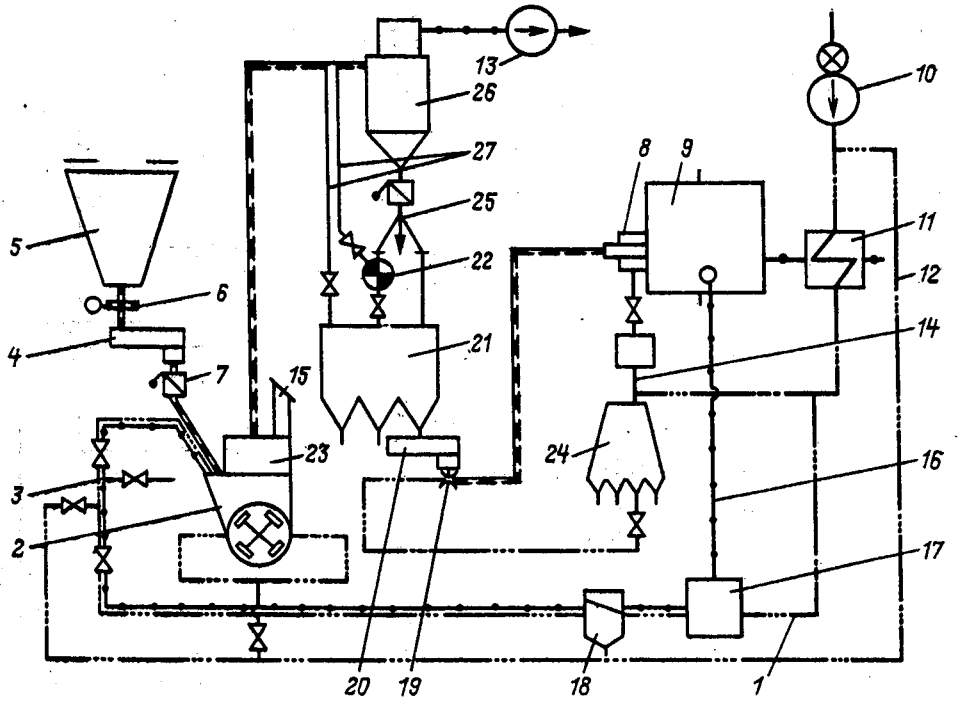


Рис. 1.22. Индивидуальная система пылеприготовления с газовой сушкой (разомкнутая, после размола):

обозначения *1—12, 14—17, 23, 24* — те же, что и на рис. 1.20; *13* — мельничный вентилятор; *18* — золоуловитель; *19* — смеситель; *20* — питатель пыли; *21* — пылевой бункер; *22* — реверсивный шнек; *25* — перекидной шибер; *26* — циклон; *27* — влагоотсосы

фициентом запаса $k_{\text{зап}}$: при двух мельницах — 1,35, при трех — 1,2, при четырех и более — 1,1 [20], в ШБМ $k_{\text{зап}} \geqslant 1{,}1$.

Тепловой расчет системы пылеприготовления производят по сопоставлению приходных и расходных составляющих теплового баланса $\left(\sum q_{\text{прх}} = \sum q_{\text{рсх}}\right)$, кДж/кг.

Приходные составляющие теплового баланса:

физическая теплота сушильного агента

$$q_{\text{с. а}} = g_1 c_{\text{с. а}} t_1; \qquad (1.8)$$

теплота, выделяющаяся при работе мелющих органов,

$$q_{\text{мех}} = k_{\text{мех}} Э_{\text{рзм}}; \qquad (1.9)$$

теплота присосов холодного воздуха

$$q_{\text{прс}} = k_{\text{прс}} g_1 c_{\text{х. в}} t_{\text{х. в}}. \qquad (1.10)$$

Расходные составляющие теплового баланса:

теплота, затрачиваемая на испарение влаги,

$$q_{\text{исп}} = \Delta W\,(2491 + 1{,}97 t_2 - t_{\text{пл}}), \qquad (1.11)$$

где ΔW — количество влаги, испаренной из 1 кг сырого топлива, кг/кг:

$$\Delta W = \frac{W_1 - W^{\text{пл}}}{100 - W^{\text{пл}}}; \qquad (1.12)$$

теплота, уносимая с уходящим из установки отработанным сушильным агентом,

$$q_2 = (1 + k_{\text{прс}})\, c_2 t_2 g_1; \qquad (1.13)$$

теплота, затраченная на подогрев топлива,

$$q_{\text{тл}} = \frac{100 - W_1}{100}\left(c^{\text{с}}_{\text{тл}} + \frac{W^{\text{пл}}}{100 - W^{\text{пл}}}\right) \times \times (t_{\text{пл}} - t_{\text{тл}}); \qquad (1.14)$$

потери теплоты в окружающую среду q_5 задаются для каждого типоразмера мельницы.

В приведенных зависимостях $c_{\text{с. а}}$, c_2, $c_{\text{тл}}$ — теплоемкости сушильного агента перед системой, за ней и сухого топлива, кДж/(кг·К); t_1, t_2, $t_{\text{х. в}}$, $t_{\text{тл}}$, $t_{\text{пл}}$ — температуры сушильного агента в начале и в конце установки, холодного воздуха, сырого топлива и пыли, °С; W_1, $W^{\text{пл}}$ — влажности топлива в начале установки и конечная пыли, % (при отсутствии предварительной

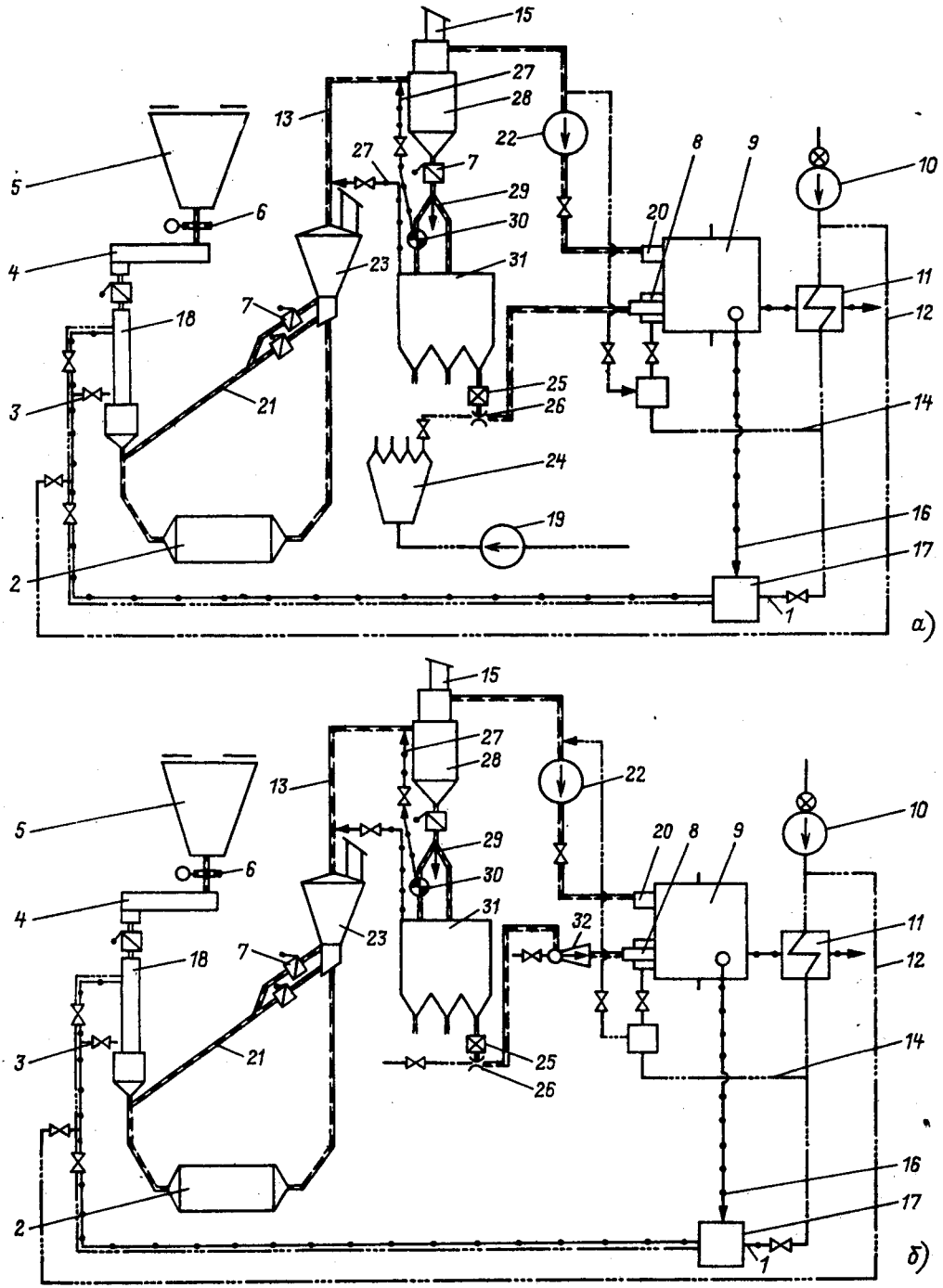


Рис. 1.23. Система пылеприготовления с пылепроводами высокой концентрации:
а — под разрежением; *б* — под давлением; обозначения *1—18, 20—31* те же, что и на рис. 1.21; *19* — турбовоздуходувка; *32* — паровой эжектор

Таблица 1.9. Шаровые барабанные мельницы [8, 22]

Характеристика	Типоразмер ШБМ					
	220/330 (Ш-6)	250/390 (Ш-10)	287/410 (Ш-12)	287/470 (Ш-16)	320/570 (Ш-25А)	370/850 (Ш-50А)
Диаметр барабана $D_б$, мм	2 200	2 500	2 870	2 870	3 200	3 700
Длина барабана $L_б$, мм	3 300	3 900	4 100	4 700	5 700	8 500
Производительность [1] (номинальная) B, т/ч	6	10	12	16	25	50
Частота вращения $n_б$, 1/с	21,8	20,6	19,21	19,21	17,8	17,6
Масса мельницы [2] $G_м$, т, не более	27,5	45,0	60,0	63,0	99,0	170,0
Масса загружаемых шаров [3] $G_ш$, т, не более	14	25	30	35	54	100
Диаметр патрубков, мм						
углеприемных $d_{уг}$	750	800, 900	900, 1 000	900, 1 000	1 200, 1 350	1 550, 1 700
пылевыдающих $d_п$	750	800, 900	900, 1 000	900, 1 000	950, 1 100	1 250, 1 400
Тип привода	Зубчатый прямозубый		Зубчатый косозубый			
Электродвигатель:						
тип	Д03-4005-842, ДА304-13-44-841	ДА304-14-42-841	ДА304-14-59-841	ДА302-17-44-841		СДМЗ-2-22-34-6044, СДМЗ-2-22-36-6044
мощность $N_{эл}$, кВт	200	315	400	500	800	1 600
частота вращения $n_{эл}$, об/мин	750	750	750	750	750	100
Толщина стенок барабана [4] $S_б$, мм	62	61	71	71	78	90
Расчетные показатели при размоле АШ ($k_{ло}=0{,}95$, $R_{90}=7{,}0$ %, $R_б=20$ %):						
Φ	0,19	0,217	0,171	0,221	0,239	0,226
$V_{мв}$, м³/ч	16 400	25 300	34 700	40 200	62 000	116 300
мощность $N_б + N_{доп}$, кВт	143	253	302	429	720	1500
$Э_{рзм}$, кВт·ч/т	23,8	25,3	25,2	26,8	28,8	30,0

[1] Определена при размоле кусков АШ размером не более 20 мм с коэффициентом размолоспособности $k_{ло}=0{,}95$ при $R_{90}=7$ % и крупностью дробления с остатком 20 % на сите с сеткой № 5 по ГОСТ 3826-66.

[2] Без массы электрооборудования, шаров и вспомогательного оборудования.

[3] Удельный расход металла шаров 0,4 кг на тонну пыли (диаметр шаров—40 мм).

[4] Включая толщину брони.

Таблица 1.10. **Тангенциальные молотковые мельницы [10, 22]**

Характеристика	Типоразмер ММТ							
	1000/470/1000; 1000/470/1000К	1000/950/1000; 1000/950/1000К	1300/1310/750; 1300/1310/750К	1300/2030/750; 1300/2030/750К	1500/1910/750; 1500/1910/750К	1500/2510/750; 1500/2510/750К	2000/2590/750 (600); 2000/2590/750К (600К)	2600/2550/590К
Диаметр ротора D, мм	1 000	1 000	1 300	1 300	1 500	1 500	2 000	2 600
Длина ротора (по наружным граням крайних бил) L, мм	470	470	1 310	2 030	1 910	2 510	2 590	2 550
Активное сечение ротора F, м²	0,47	0,95	1,7	2,64	2,86	3,76	5,18	6,63
Расчетная частота вращения вала n, об/мин	980	980	740	740	740	740	745 [1]	590
Окружная скорость бил U, м/с	51,4	51,4	50,4	50,4	58,2	58,2	78,1	80,4
Число рядов бил по длине ротора m_L, шт.	4	8	11	17	16	21	20	16
Количество бил в рядах m_D, шт.	4	4	4	4	6	6	6	8
Максимальное количество бил (без разрядки) m, шт.	16	32	44	68	96	126	120	128
Ширина била b, мм	110	110	110	110	110	110	120	150
Высота била (включая проушины) h, мм	200	200	240	240	240	240	310	310
Мощность электродвигателя $N_{эл}$, кВт	45	110	160	250	320	400	800 (630)	1 250
Максимальная температура сушильного агента $t_{с.а}$, °С	350	350	400	400	450	450	450	450
Допускаемое давление сушильного агента перед мельницей $p_{с.а}$, Па	5 000	5 000	5 000	5 000	5 000	5 000	10 000	10 000
Минимальное расстояние от оси корпуса до стены, обеспечивающее торцевой выем ротора A, мм	2 260	2 980	4 270	5 330	6 000	6 400	7000	7 100
Минимальное расстояние между осями мельниц, обеспечивающее открытие их дверей [2] C, мм	2 900 (2820)	2 950	3 700	3 260	5 000 (4 000)	5 000 (4 000)	6 000 (5 100)	5 600
Производительность номинальная [3] B, т/ч	3,15 (1,8)	6,3 (3,55)	10,8 (5,6)	16,0 (9,0)	22,4 (12,6)	28,0 (16,5)	45 (25)	80 [4] (50,0)
Мощность холостого хода при полном комплекте бил и открытом роторе $N_{х.х}$, кВт	8,1	16,3	25,1	38,9	75,2	98,9	323,1	490,4
Относительная мощность $N_{i\,o}$	2,6	2,6	2,68	2,68	2,28	2,28	1,73	1,72
Подмосковный уголь: W^p = 33 %, W^a = 14 %; $k_{ло}$=1,7; R_{90}=55 %; инерционный малогабаритный сепаратор — Производительность B, т/ч	3,3	6,6	10,8	16,7	23,4	30,6	65,3	76,4
Удельная производительность на сечение ротора $B_{уд}$, т/(м²·ч)	7,0	6,9	6,3	6,3	8,2	8,1	12,6	11,5
Мощность N, кВт	13,4	27,1	53,7	83,2	137	180	463,4	778,9

[1] Мельницы с диаметром ротора 2000 мм могут комплектоваться электродвигателями с n=600 об/мин.
[2] При перпендикулярном расположении оси мельницы к фронту котла.
[3] Производительность мельницы дается по условному бурому углю без скобок (W^P=33 %, $k_{ло}$=1,7; R_5=20 %; R_{200}=55 %; инерционный сепаратор), по каменному углю в скобках (экибастузский уголь с $k_{ло}$=1,35; R_{90}=15 %; центробежный сепаратор).
[4] Производительность по назаровскому углю в мельнице 2600/2550/590К, а в скобках — по углю с $k_{ло}$=1,1; R_{90}=60 %.

Продолжение табл. 1.10

Характеристика		Типоразмер ММТ							
		1000/470/1000; 1000/470/1000К	1000/950/1000; 1000/950/1000К	1300/1310/750; 1300/1310/750К	1300/2030/750; 1300/2030/750К	1500/1910/750; 1500/1910/750К	1500/2510/750; 1500/2510/750К	2000/2590/750 (600); 2000/2590/750К (600К)	2600/2550/590К
	Удельный расход электрической энергии на размол $Э_{рзм}$, кВт · ч/т	4,1	4,1	5,0	5,0	5,8	5,9	7,1	10,2
	Скорость сушильного агента $w_{с.а}$, м/с	4,5	4,5	4,1	4,1	5,3	5,3	8,2	7,5
	Относительная мощность N_l	1,65	1,66	2,14	2,14	1,82	1,82	1,59	1,58
Экибастузский уголь: $W^р$=8 %; $W^а$ = 2,0 %; $k_{до}$=1,35; R_{90} = 20 %; центробежный сепаратор	Производительность B, т/ч	1,8	3,7	5,5	8,5	12,5	16,5	44,0	51,8
	Удельная производительность на сечение ротора $B_{уд}$, т/(м² · ч)	3,8	3,9	3,2	3,2	4,4	4,4	8,5	7,8
	Мощность N, кВт	15,9	32,2	64,2	99,5	163,8	215,5	651,6	1 087,6
	Удельный расход электрической энергии на размол $Э_{рзм}$, кВт · ч/т	8,8	8,7	11,7	11,7	13,0	13,1	14,8	21,0
	Скорость сушильного агента в сечении ротора $w_{с.а}$, м/с	2,3	2,4	2,0	2,0	2,7	2,7	5,2	4,7
	Относительная мощность N_l	3,29	3,29	4,27	4,27	3,63	3,63	3,72	3,7

сушки $W_1 = W^р$); $k_{мех}$ — коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в теплоту при размоле; $Э_{рзм}$ — удельные затраты электроэнергии на размол; $k_{прс}$ — коэффициент присоса холодного воздуха (в долях весового количества сушильного агента); $k_{мех}$, $k_{прс}$ принимают по [20].

1.3.3. УГЛЕРАЗМОЛЬНЫЕ МЕЛЬНИЦЫ

Для размола твердого топлива используют тихоходные (шаробарабанные — ШБМ), быстроходные (молотковые — ММ и мельницы-вентиляторы — МВ) и среднеходные (СМ) мельницы. Выбор типа мельницы определяется характеристиками топлива (табл. 1.8).

Шаробарабанные мельницы (ШБМ) могут быть вентилируемыми сушильным агентом и невентилируемыми с механической выгрузкой (ШБММ). Последние применяют на центральных пылезаводах. Сушильным агентом в ШБМ могут быть горячий воздух, топочные газы (с начальной температурой до 900 °С) или их смесь, при этом обеспечивается работа мельницы под разрежением и температура у входной горловины (после устройств нисходящей сушки) не должна превышать 450 °С. ШБМ универсальны, их применяют преимущественно на твердых, абразивных топливах, они наименее чувствительны к неулавливаемым металлическим включениям. Недостатками являются повышенный расход электроэнергии на размол и создаваемый

Таблица 1.11. **Мельницы-вентиляторы МВ [4.22]**

Характеристика	Типоразмер					
	1100/350/1500	1600/400/1000	1600/600/1000	2120/600/750	2700/650/600	3300/800/500
Диаметр ротора D, мм	1 100	1 600	1 600	2 120	2 700	3 300
Рабочая ширина лопаток b, мм	350	400	600	600	650	800
Отношение b/D	0,318	0,25	0,375	0,283	0,241	0,242
Окружная скорость ротора (расчетная) U, м/с	84,5	82,0	82,0	82,0	83,5	84,5
Мощность электродвигателя $N_{эл}$, кВт	125	200	320	400	630	800
Производительность по сушильному агенту за мельницей $V_{мв}$, тыс. м³/ч	29	48	60	100	135	210
Коэффициент расхода φ	0,09	0,07	0,1	0,08	0,06	0,06
Предельное давление (незапыленный поток, $t = 135$ °С) $p_в$, Па	232	263	200	245	275	288
Количество лопаток $z_л$, шт.				12	12	12
Производительность B, т/ч	8,0	12,5	18,0	25,0	35,0	500
Синхронная частота вращения $n_{эл}$, об/мин	1 500	1 000	1 000	750	600	500

при работе шум. Характеристики ШБМ приведены в табл. 1.9.

Молотковые мельницы (ММ) нашли широкое распространение для бурых и каменных углей с невысокой абразивностью на электростанциях страны вследствие простоты конструкции, ремонта и обслуживания, невысокой металлоемкости и небольших затрат электроэнергии на размол топлива. Молотковые мельницы могут допускать установку гравитационных, инерционных и центробежных сепараторов и работу под давлением до 3—4 кПа. При работе под давлением необходимо обеспечить плотность мельницы, исключив пыления. В зависимости от конструктивного выполнения вала (сплошной или полый, охлаждаемый водой) допустимая температура сушильного агента на входе в мельницу может доходить до 350—450 °С (полый, охлаждаемый вал).

В настоящее время выпускаются преимущественно мельницы молотковые тангенциальные (ММТ) (табл. 1.10). Цифры в обозначении типоразмера мельниц соответствуют значениям диаметра ротора, мм, его длины, мм, и синхронной частоты вращения, об/мин.

Мельницы-вентиляторы (МВ) совмещают размольные элементы и тягодутьевую машину, что позволяет производить отбор высокотемпературных газов (с температурой до 1000 °С) и использовать их для размола высоковлажных топлив с получением готовой пыли невысокой влажности, при этом температура сушильного агента на входе в мельницу не должна превышать 450 °С. Мельницы-вентиляторы снабжаются инерционными сепараторами. Их типоразмер обозначается также тремя цифрами: диаметр ротора, мм; рабочая ширина лопатки, мм; синхронная частота вращения ротора, об/мин (табл. 1.11).

Среднеходные мельницы пока не нашли столь широкого применения, как ШБМ или ММ. Их внедрение сдерживалось до настоящего времени особенностями сжигаемых энергетических углей, характеризующихся высоким содержанием золы, влаги, наличием металлических включений, недостатками конструкций. Они используются для размола мягких каменных углей с $k_{ло} > 1{,}0$ и полуантрацитов. Изготавливаются в основном среднеходные валковые мельницы (МВС) с горизонтальным столом. Диаметром последнего, выраженным в сантиметрах, определяется типоразмер мельниц. Их характеристики приведены в табл. 1.12.

Мельницы комплектуются центробежными сепараторами пыли, вентилятором, имеющим общий привод с мельницей, до типоразмера МВС-140 включительно они используются при работе под разрежением, допускают температуру сушильного агента на входе до 350—400 °С.

Таблица 1.12. **Мельницы валковые среднеходные [8, 22]**

Характеристика	Типоразмер СМ				
	МВС-90	МВС-105А	МВС-125А	МВС-140А	МВС-180
Диаметр размольного стола $D_р$, мм	900	1 050	1 250	1 400	1 800
Диаметр валка (наибольший) $D_в$, мм	690	800	950	1 070	1 360
Диаметр валка (средний) $D_в^{ср}$, мм	640	742	883	996	1 268
Количество валков z, шт.	2	2	2	2	2
Ширина бандажа валка b, мм	185	215	250	275	345
Диаметр сепаратора $D_{се}$, мм	1 650	2 000	2 400	2 800	3 350
Частота вращения размольного стола $n_{р.с}$, об/мин	78,2	64,6	59,48	50,60	40,2
Мощность электродвигателя привода мельницы и вентилятора, находящихся на одном валу, $N_{гл.дв}$, кВт	75	125	200	320	320 [1]
Синхронная частота вращения электродвигателя $n_{эд}$, об/мин	1 500	1 000	1 000	1 000	750
Масса комплекта мелющих элементов $G_{м.э}$, кг	454	784	1 226	1 786	3 160
Масса мельницы (без электродвигателя) $G_м$, кг	12 100	17 000	23 100	33 950	78 000
Минимальное расстояние между осями соседних мельниц [2] A, м	3,4	4,0	4,2	4,8	6,2
Производительность [3] B, т/ч	4,5	6,1	10,5	13,3	27,5 [4]
Максимальная температура сушильного агента перед мельницей $t_{с.а}$, °С	350	350	350	350	400
Количество сушильного агента (при $t_{с.а}=250$ °С) [5] $V_{с.а}$, тыс. м³/ч	9—13	15—22	24—34	36—52	50—70
Тип вентилятора	ВВСМ-1У	ВВСМ-2У	ВВСМ-2У	ВВСМ-2У, ВВСМ-3У	Под наддувом

[1] Только мельницы.
[2] При их перпендикулярном расположении к фронту котла, обеспечивающем одновременный съем валков.
[3] По кузнецкому углю марки 2СС с $k_{ло}=1{,}6$; $R_{90}=10$ %; $k_{из}=0{,}8$.
[4] Для экибастузского угля с $k_{ло}=1{,}35$; $\rho_{гл}^{нас}=1{,}0$ кг/м³; $A^с=48$ %; $R_{90}=15$ %; $k_{из}=0{,}82$.
[5] Нижний предел количества сушильного агента указан для производительности 50 %, верхний — при максимальной.

1.4. ГОРЕЛОЧНЫЕ И ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

1.4.1. ГОРЕЛКИ

Горелки служат для ввода в топку топлива и воздуха, последующего их перемешивания и обеспечения устойчивого воспламенения горючей смеси.

По аэродинамическому способу ввода компонентов горючей смеси горелки подразделяют на *вихревые*, *прямоточные* и *плоскофакельные*, по типу сжигаемого топлива — на *пылеугольные*, *газомазутные*, *газовые*, *мазутные* и *комбинированные пылеугольные* (пыль, газ или пыль и мазут).

Пылеугольные вихревые горелки применяют для сжигания практически всех видов твердого топлива, за исключением фрезерного торфа. Горелки имеют закручивающие аппараты, устанавливаемые в каналах ввода пылевоздушной смеси и воздуха. В зависимости от конструкции закручивающих аппаратов различают *лопаточно-лопаточные* (ГЛЛ), *улиточно-лопаточные* (ГУЛ), *улиточно-улиточные* (ГУУ), *прямоточно-лопаточные* (ГПЛ) и *прямоточно-улиточные* (ГПТУ) горелки. Первым после индекса Г (горелка) указывается тип закручивающего аппарата по первичному воздуху.

Таблица 1.13. Количество и тепловая мощность горелок в зависимости от их типа, расположения в топке, паропроизводительности котла и способа шлакоудаления [20, 21]

Производительность котла, т/ч	Тепловая мощность котла, МВт	Расположение вихревых горелок				Расположение прямоточных горелок						ВСС
		Однофронтальное		Встречное		Однофронтальное		Встречное		Тангенциальное		
		ТШУ	ЖШУ	ТШУ	ЖШУ	ТШУ	ЖШУ	ТШУ	ЖШУ	ТШУ	ЖШУ	
75	58	2; 4 (15; 30)	2; 4 (15; 30)	4 (15)	2; 4 (15; 30)	2; 3 (25; 30)	—	—		4 (15)	4 (15)	—
120	93	4 (25)	4 (25)	4 (25)	4 (25)	2; 3 (25)	—	—		4 (25)	4 (25)	—
160	124	4; 6 (20; 35)	4 (36)	4; 6 (20; 35)	4 (35)	4—6 (25; 35)	—	—	4 (35)	4 (35)	4 (35)	5; 7 (20; 30)
210	155	4; 6 (25; 35)	4 (35)	4; 6 (25; 35)	4 (35)	4—6 (25; 35)	4 (35)	—	4 (35)	4 (35)	4 (35)	5; 10 (15; 30)
220	168	4; 6 (35)	4 (35)	4; 6 (35)	4 (35)	4—6 (25; 35)	—	8 (25)	4 (35)	4 (35)	4 (35)	5; 10 (15; 30)
320	235	6; 8 (35; 50)	4; 8 (35; 50)	6; 8 (35; 50)	4; 8 (35; 50)	6—8 (35—50)	—	8 (35)	6 (50)	8 (35)	4; 8 (35; 50)	9; 11 (25; 30)
420	310	6; 8 (35; 50)	—	6; 8 (35; 50)	4; 8 (35; 75)	6; 8 (35; 50)	—	8; 16 (25; 35)	8 (35)	8; 16 (25; 35)	4; 8 (35; 70)	10; 12 (23; 28)
500	370	—	—	8; 12 (35; 50)	8 (50)	—	—	8; 16 (25; 50)	8 (50)	8; 16 (25; 50)	4; 8 (50; 100)	11; 13 (26; 31)
670	580	—	—	12; 16 (35; 50)	8; 16 (35; 75)	—	—	8; 16 (36; 75)	8 (75)	8; 16 (35; 50)	8; 16 (35; 75)	14; 16 (37,5: 43)
820	600	—	—	12; 16 (40; 50)	8; 16 (40; 75)	—	—	—	—	—	—	—
1000	810	—	—	12; 16 (50; 75)	8; 16 (50; 100)	—	—	16; 12 (50; 75)	8, 6 (50; 100)	16—24 (35; 50)	8; 16 (50; 100)	18 (45)
1650	1200	—	—	12; 24 (50; 100)	10; 16 (75; 125)	—	—	16; 24 (50; 75)	16 (75)	24 (50)	16 (75)	—
2650	2050	—	—	32; 48 (35; 50)	16; 24 (75; 125)	—	—	24 (75)	16 (125)	24; 32; 48 (50; 75; 100)	16 (125)	—
3950	3100	—	—	32; 48 (75; 100)	24; 32 (100; 125)	—	—	—	24 (125)	32; 48 (75; 100)	—	—

Примечание. В скобках указана тепловая мощность горелки $Q_г$, МВт, для максимального и минимального чисел горелок.

Таблица 1.14. Скорость пылевоздушной смеси w_1 и вторичного воздуха w_2 на выходе из горелок при номинальной нагрузке [10, 21]

Тип горелок	Тепловая мощность $Q_т$, МВт	АШ, ПА, Т, СС		Т		Каменные и бурые угли			
		ЖШУ		ТШУ		ЖШУ		ТШУ	
		w_1, м/с	w_2/w_1	w_1, м/с	w_2/w_1	w_1, м/с	w_2/w_1	w_1, м/с	w_2/w_1
ГЛЛ, ГУЛ, ГУУ, ГПЛ,	15	—	—	16—18	1,3—1,4	20—22	1,3—1,4	18—20	1,3—1,4
	25	14—18	1,3—1,4 *	16—18	1,3—1,4	20—22	1,3—1,4	20—22	1,3—1,4
	35	14—18	1,3—1,4	18—20	1,3—1,4	22—24	1,3—1,4	22—24	1,3—1,4
	50	16—20	1,3—1,4	18—20	1,3—1,4	24—26	1,4—1,6	22—24	1,3—1,4
	75	18—22	1,5—1,5	—	—	24—26	1,4—1,6	24—26	1,5—1,6
	100	18—22	1,4—1,5	—	—	26—28	1,4—1,6	—	—
	125	20—24	1,4—1,5	—	—	28—30	1,4—1,6	—	—
ГПУ	25	—	—	—	—	—	—	18—20	1,2—1,3
	30	—	—	—	—	—	—	18—20	1,2—1,3
ГПЧг	30	—	—	—	—	—	—	24—26	1,4—1,8
	45	—	—	—	—	—	—	24—26	1,4—1,8
	65	—	—	—	—	—	—	24—26	1,4—1,8
ГПЧв	25	20—22	1,3—1,4	—	—	22—23	1,7—1,8	15—18 **	40—45 ***
	35	22—24	1,4—1,6	—	—	22—24	1,8—2,0	15—18 **	45—50 ***
	50	23—25	1,5—1,6	—	—	23—25	1,8—2,0	15—18 **	45—50 ***
	75	—	—	—	—	25—26	1,8—2,0	16—18 **	50—60 ***
	100	—	—	—	—				
ГПО	15	—	—	20—22	1,2—1,4	22—23	1,7—1,8	22—23	1,7—1,8
	25	20—22	1,2—1,4	20—22	1,2—1,4	22—23	1,7—1,7	22—23	1,7—1,8
	35	22—24	1,4—1,6	22—24	1,4—1,6	22—24	1,8—2,0	22—24	1,8—2,0
	50	23—25	1,5—1,6	23—25	1,5—1,6	23—25	1,8—2,0	23—25	1,8—2,0
	75	—	—	—	—	25—26	1,8—2,0	25—26	1,8—2,0
	100	—	—	—	—	—	—	25—26	1,8—2,0
	125	—	—	—	—	—	—	25—27	1,8—2,0
ГПЦ пф	20	22—26	1,3—1,6	22—26	1,3—1,6	26—28	1,4—1,6	22—26	1,4—1,6
	35	26—28	1,4—1,6	26—28	1,4—1,6	26—28	1,4—1,6	26—28	1,4—1,6
	50	26—28	1,4—1,6	26—28	1,4—1,6	26—28	1,7—1,8	26—28	1,4—1,6
	75	26—28	1,7—1,8	26—28	1,4—1,6	26—28	1,7—1,8	26—28	1,7—1,8
	100	28—30	1,7—1,8	—	—	28—30	1,7—1,8	—	—
Прямоточные, ВСС	15	—	—	—	—	23—25	1,4—1,5	23—25	1,4—1,5
	20	—	—	—	—	24—26	1,5—1,7	24—26	1,5—1,7
	35	—	—	—	—	24—26	1,5—1,7	24—26	1,5—1,7
	45	—	—	—	—	25—27	1,6—1,8	25—27	1,6—1,8

* Меньшие значения w_2/w_1 — для топлив с меньшим выходом летучих.
** Для влажных топлив при сушке газами и размоле в МВ.
*** Бо́льшие значения — для топлив с $W^p > 50$ %.

Направление вращения потоков первичного и вторичного воздуха одинаково, при этом по внутреннему каналу (каналам) подается пылевоздушная смесь.

Конструктивные схемы вихревых горелок приведены на рис. 1.24.

Рекомендуемое число горелок на котел, значения скоростей по первичному (w_1) и вторичному (w_2) воздуху даны в табл. 1.13, 1.14.

При тепловой мощности горелки $Q_т \geqslant$ $\geqslant 40$ МВт и схемах пылеприготовления с прямым вдуванием подводы вторичного и первичного воздуха (рис. 1.25) к горелкам выполняют сдвоенными, а подачу первичного воздуха к одной горелке осуществляют от различных мельниц. Сдвоенный подвод вторичного воздуха целесообразно применять для возможности регулировки процесса смешения топлива с воздухом при работе котла на пониженных нагрузках. В этих же целях закручивающий аппарат по вторичному воздуху может выполняться с поворотными лопатками.

Интенсивность перемешивания, дальнобойность факела, стабилизация горения в вихревых горелках во многом зависят от крутки потоков, определяемой *конструктивным параметром крутки* $n_к$ закручивающих аппаратов.

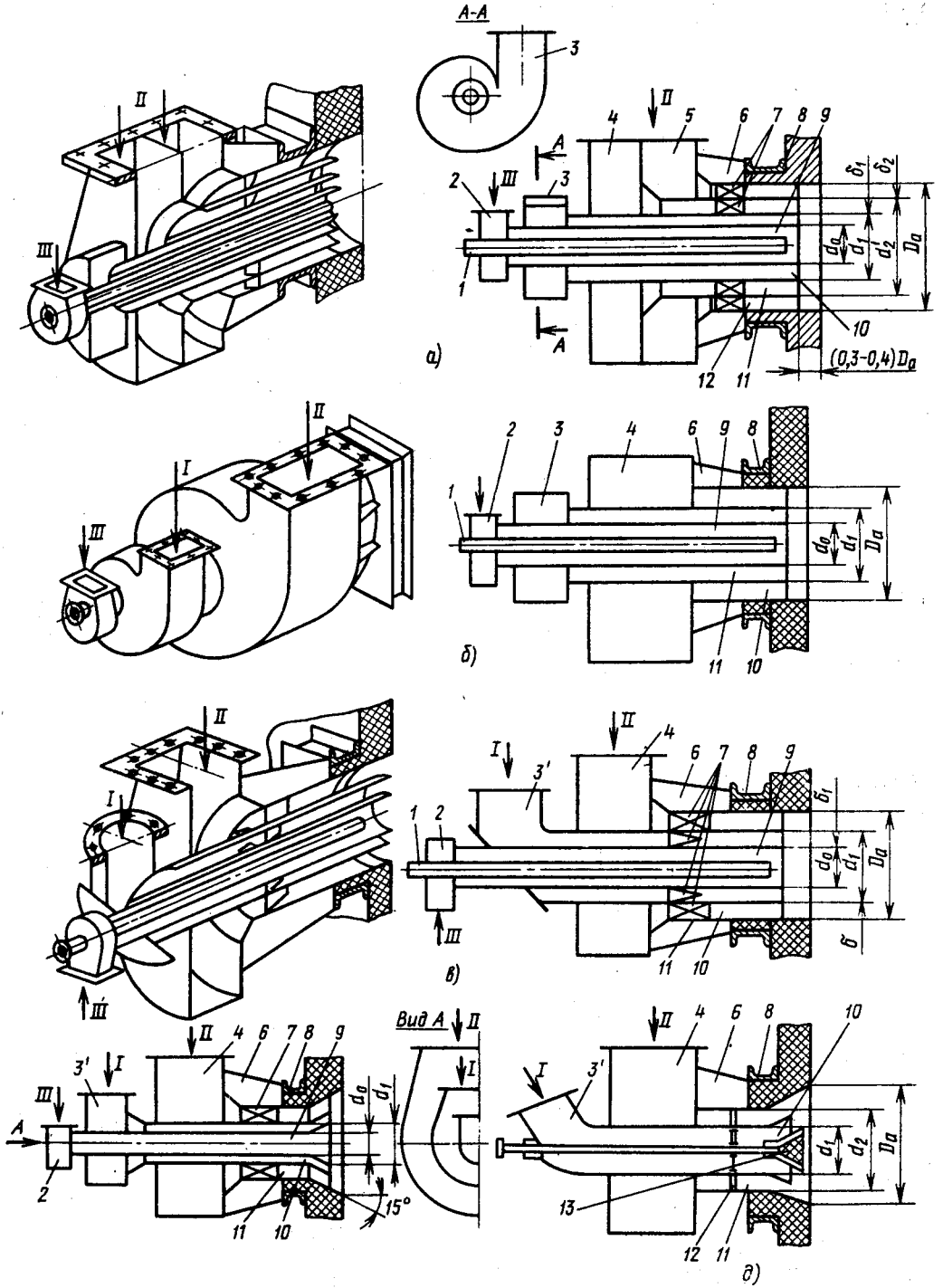


Рис. 1.24. Вихревые горелки:

а — улиточно-лопаточные с двойным каналом по вторичному воздуху; *б* — улиточно-улиточные; *в* — лопаточно-лопаточные; *г* — прямоточно-лопаточные; *д* — прямоточно-улиточные; *I—III* — вводы первичного, вторичного воздуха и воздуха для охлаждения центрального канала; *1* — канал ввода форсунки; *2* — ввод охлаждения; *3* — улитка первичного воздуха; *3'* — подвод первичного воздуха; *4, 5* — вводы вторичного воздуха; *4* — улитка вторичного воздуха; *6* — ребро жесткости; *7* — закручиватель лопаточный; *8* — элемент крепления; *9—11* — соответственно каналы подачи воздуха на охлаждение, первичного и вторичного воздуха; *12* — устройство дистанционирующее; *13* — рассекатель

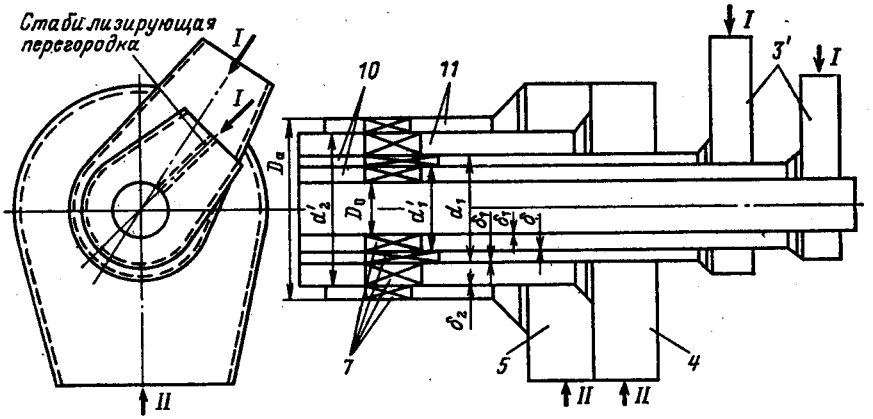


Рис. 1.25. Вихревая горелка ГЛЛ со сдвоенными каналами ввода первичного и вторичного воздуха (обозначения те же, что и на рис. 1.24)

Для аксиально-лопаточных завихрителей (рис. 1.26, *а*)

$$n_к = \frac{\sqrt{2(D_1^2 + D_2^2)}}{D_{рв}} \operatorname{tg} \beta; \qquad (1.15)$$

для улиточных (рис. 1.26, *в*)

$$n_к = \frac{\pi A D_{рв}}{lb}; \qquad (1.16)$$

для тангенциальных лопаточных (рис. 1.26, *б*)

$$n_к = \frac{\pi D_{рв}}{2 b_л z_л} \left[\frac{\sin \beta_л}{\sin \frac{180}{z_л} \cos\left(\beta_л + \frac{180}{z_л}\right)} \right]. \qquad (1.17)$$

При числе лопаток $z_л > 16$

$$n_к = \frac{D_{рв}}{2 b_л} \operatorname{tg} \beta_л. \qquad (1.18)$$

Равновеликий диаметр $D_{рв}$, м, относится к кругу, площадь которого равна проходному сечению канала:

$$D_{рв} = \sqrt{D_1^2 - D_2^2}. \qquad (1.19)$$

Для горелки, включающей несколько кольцевых концентрических каналов, суммарная крутка потока

$$n_г = \frac{\sum_{i=1}^{p} \left(n_i \rho_i w_i^2 F_i D_{рв\,i}\right)}{D_{гв}\left(\sum \left(\rho_i W_i^2 F_i\right)\right)}, \qquad (1.20)$$

где $D_{гв} = \sqrt{D_a^2 - D_0^2}$;

здесь $D_0 = d_0$ — внутренний диаметр, м (см. рис. 1.24, 1.25); n_i, ρ, W, $D_{рвi}$ — соответственно параметр крутки, плотность, кг/м³,

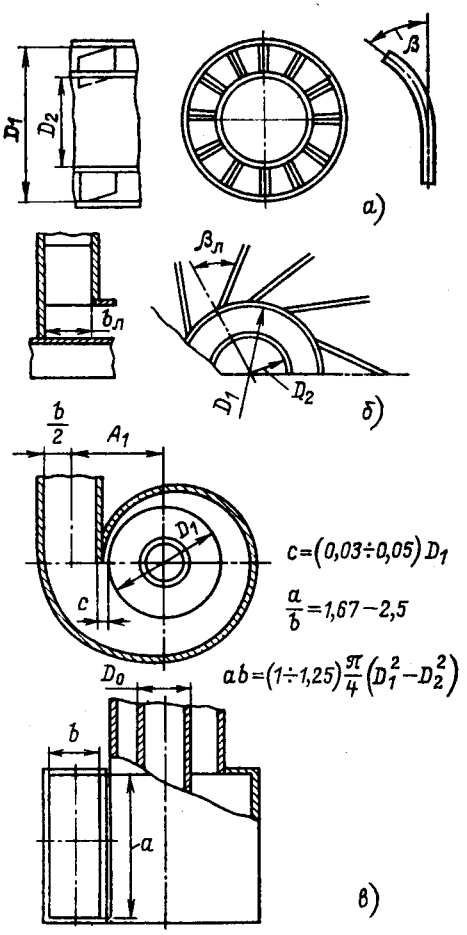


Рис. 1.26. Конструктивные схемы закручивающих аппаратов:

а — аксиального; *б* — тангенциального; *в* — улиточного

Таблица 1.15. Параметры крутки первичного и вторичного воздуха для вихревых горелок [11, 20, 21]

Вид топлива	Параметр крутки			Способ шлакоудаления
	n_I		n_{II}	
	Улитка	Лопаточный аппарат		
АШ, ПА, Т, 2СС, 1СС	3,5—4	2,0—2,5	4—5,5	Жидкий
Каменные Г, Д, ГСШ и бурые угли	3,5—4	2,0—2,5	3—3,5	То же
Типа экибастузского	1,5	1,5	3—3,5	Твердый
Т, СС, неокисленные угли шахтной добычи	—	1,5	3,5—4	То же
Бурые угли	1,5	1,5	2,5—3	»

скорость, м/с, и диаметр круга, эквивалентного площади i-го канала горелки; p — общее число кольцевых каналов.

Для прямоточного подвода пылевоздушной смеси $n = 0$.

Численные значения рекомендуемых параметров крутки даны в табл. 1.15.

Втулочное отношение $D_0/D_a = 0{,}2 \div 0{,}35$; для сдвоенных горелок $D_0/D_a = 0{,}3 \div 0{,}35$; при сжигании слабореакционных топлив марок Т, СС, окисленных углей $D_0/D_a = 0{,}2 \div 0{,}3$.

Во избежание обгорания лопаток направляющих аппаратов их заглубляют внутрь горелки на величину $L = (0{,}3 \div 0{,}4)\, D_a$.

В топках с жидким шлакоудалением амбразуры выполняют цилиндрическими, при твердом шлакоудалении и сжигании углей с $V^r > 30$ % (кузнецкие Г, Д, ГСШ) канал первичного воздуха может быть прямоточным, а выходная часть иметь диффузорный участок с углом раскрытия 15—20° и длиной до 300 мм.

Горелки изготавливают из Ст3; улитки по первичному воздуху могут быть литыми; выходную часть амбразуры во избежание обгорания насадков выполняют из листовых сталей 03Х25Н2510Т или 20Х23Н18.

Прямоточные горелки классифицируются по способу ввода первичного и вторичного воздуха. Различают горелки с *односторонним* вводом (ГПО), а также с *чередующимися* (Ч) по высоте вводами пыли и воздуха по горизонтальным (ГПЧг) и вертикальным каналам (ГПЧв).

Конструктивные схемы указанных выше горелок приведены на рис. 1.27. Рекомендуемые значения скоростей даны в табл. 1.14.

Горелки типа ГПО применяют для сжигания как слабо-, так и сильнореакционных топлив, ГПЧг и ГПЧв — для каменных ($V^r > 30$ %) и бурых углей [18, 19].

Подвод вторичного воздуха к горелке может быть одно- и двусторонним, а пылевоздушной смеси — по одному или нескольким пылепроводам.

Число горелок выбирают по табл. 1.13.

При проектировании горелок с периферийной подачей пылевоздушной смеси (рис. 1.27, *а*) по технологическим соображениям ширина каналов первичного воздуха должна быть больше 45 мм. При высоте горелки $h > 1{,}5$ м рекомендуется подвод вторичного воздуха с двух сторон, а деление пыли по каналам осуществляется пыледелителем слоистого типа. В целях равномерной раздачи воздуха по высоте горелки в каналах устанавливают направляющие перегородки. Предельно допускаемое значение $h/b_0 \leqslant 3{,}5 \div 4$. Для исключения отложения пыли в каналах $\alpha_p \leqslant 9 \div 10°$.

Плоскофакельные горелки (ГПЦ пф) с центральным (Ц) вводом первичного воздуха применяют для сжигания АШ, ПА, Т, каменных и бурых углей. Конструкция горелки зависит от степени реакционной способности топлива (рис. 1.28).

Угол встречи струй вторичного воздуха 50—60°. Расстояние между соплами вторичного воздуха и расстояние от них до точки пересечения струй находится в пределах 2,2—2,8 диаметров их выходной части. Меньшие значения, включая и угол встречи, принимают для слабореакционных топлив (АШ, ПА, Т, СС). Горелки двухпоточные — по вторичному воздуху и одно- или двухпоточные — по первичному.

Рекомендуемые значения скоростей в этих горелках приведены в табл. 1.14.

По принципу действия к плоскофакельным горелкам может быть отнесена *горелка ударного типа* МЭИ. Под углом $\alpha_2 = 20 \div 50°$ здесь ориентированы только каналы вторичного воздуха. Меньшие значения α_2 рекомендуются для слабореакционных топлив. Область их применения — бурые и каменные угли с $V^r \geqslant 28$ %.

Горелки с *плоскопараллельными струями* применяют на котлах, укомплектованных системами пылеприготовления прямого вдувания с молотковыми мельницами и гравитационными сепараторами при сжигании фрезерного торфа, бурых, а в ряде случаев и каменных углей марок Г и Д [20, 23].

Различают системы с одной и двумя горелками на мельницу (рис. 1.29). Первую из них применяют при расположении оси ротора мельниц под углом (до 20°) или перпендикулярно фронту котла.

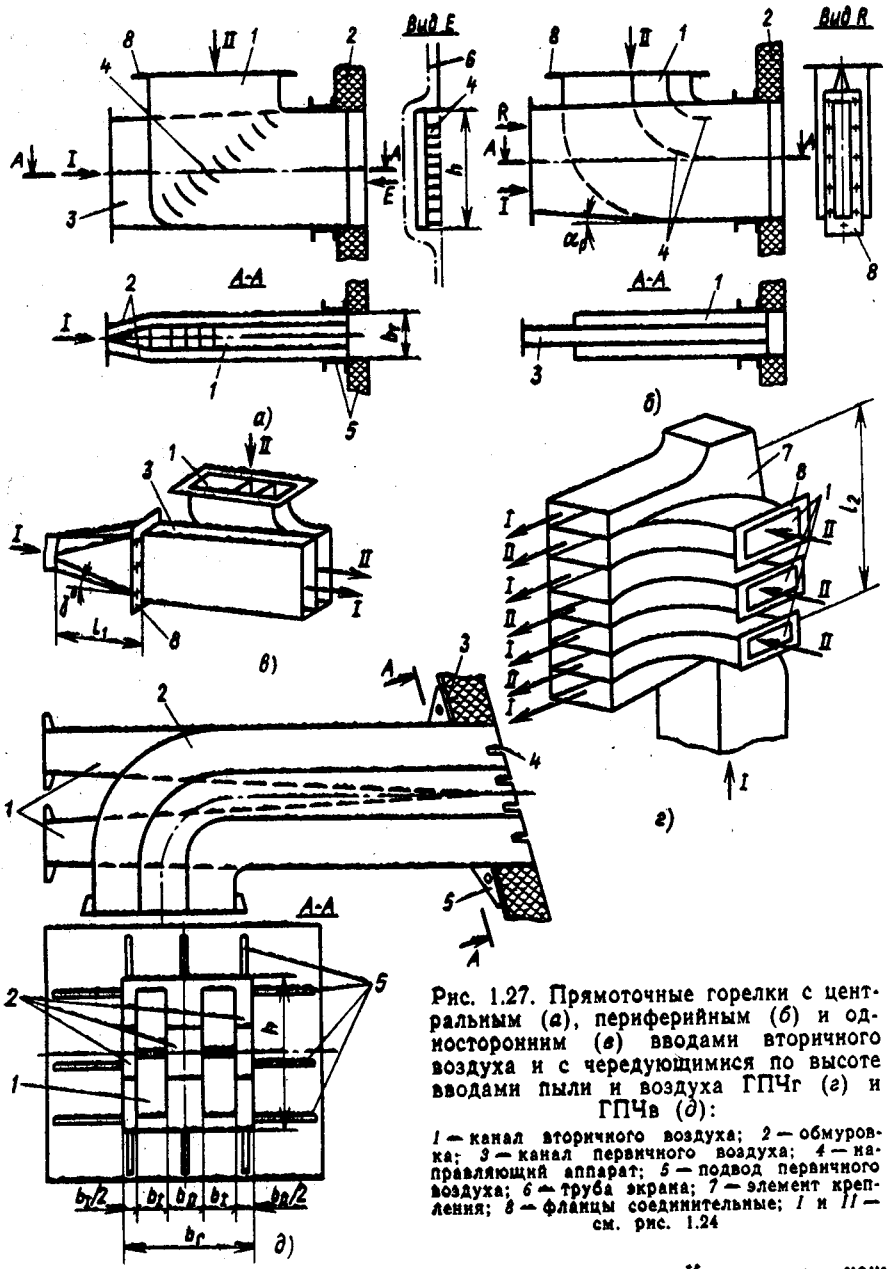


Рис. 1.27. Прямоточные горелки с центральным (*а*), периферийным (*б*) и односторонним (*в*) вводами вторичного воздуха и с чередующимися по высоте вводами пыли и воздуха ГПЧг (*г*) и ГПЧв (*д*):

1 — канал вторичного воздуха; *2* — обмуровка; *3* — канал первичного воздуха; *4* — направляющий аппарат; *5* — подвод первичного воздуха; *6* — труба экрана; *7* — элемент крепления; *8* — фланцы соединительные; *I* и *II* — см. рис. 1.24

Горелки имеют камеру предварительного смешения, длина которой

$$L_{к.с} \geqslant \frac{[(G_I + G_{II})/G_{II}]^2 T_2 (1 + \mu_{в.п}) b_{II}}{0{,}1417 T_1 (1 + \mu)}, \qquad (1.21)$$

где G_I, G_{II} — расходы первичного и вторичного воздуха, кг/с; T_1, T_2 — температуры сушильного агента за мельницей и вторичного воздуха, К; $\mu_{в.п}$, μ — концентрации водяных паров и топлива в сушильном агенте, кг/кг. Выполнение условия (1.21) исключает возможность загораний из-за возникновения в камере смешения обратных токов. Длина прямого участка камеры смешения обычно принимается равной 0,4—0,5 м; скорости: первичного воздуха — $W_I = 10 \div 12$ м/с, аэросмеси на выходе из горелки — на основании рекомендаций табл. 1.16.

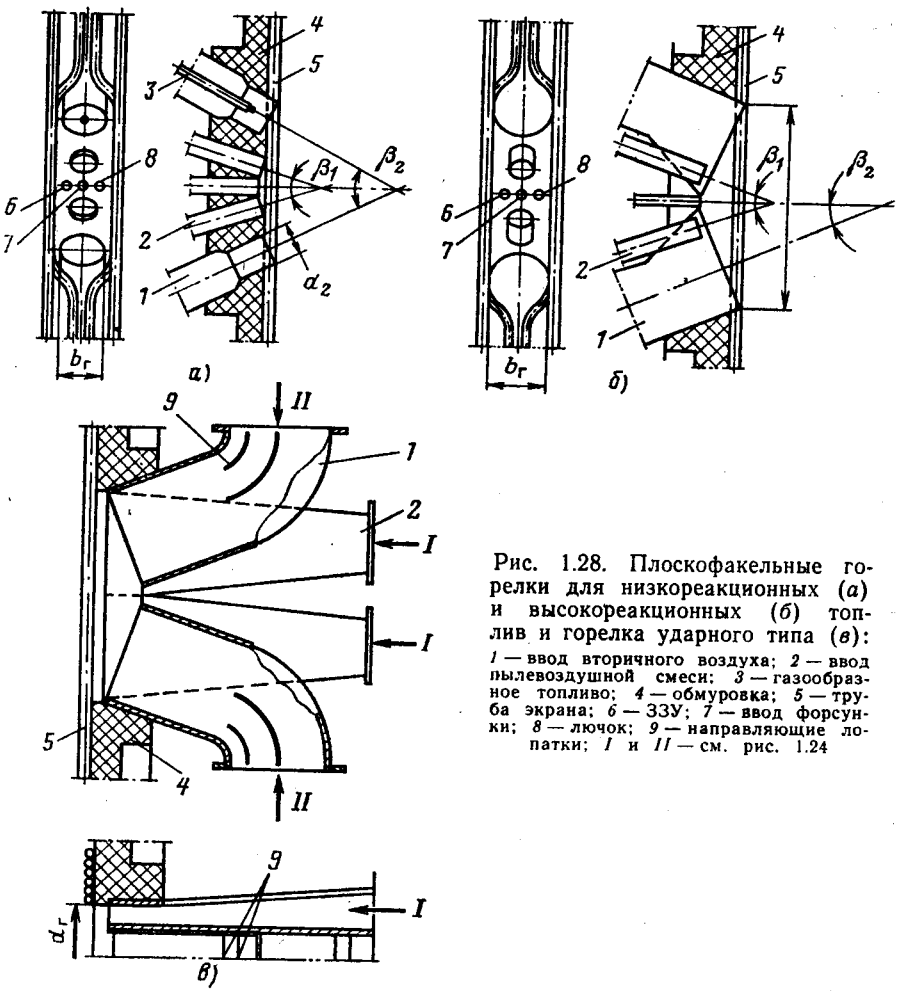


Рис. 1.28. Плоскофакельные горелки для низкореакционных (*а*) и высокореакционных (*б*) топлив и горелка ударного типа (*в*):
1 — ввод вторичного воздуха; *2* — ввод пылевоздушной смеси; *3* — газообразное топливо; *4* — обмуровка; *5* — труба экрана; *6* — ЗЗУ; *7* — ввод форсунки; *8* — лючок; *9* — направляющие лопатки; *I* и *II* — см. рис. 1.24

Значение скорости вторичного воздуха w_2 рассчитывается из условия равенства количества движения в сечении 0-0 и на выходе из горелок I-I. На установленных топках котлов $D = 50 \div 320$ т/ч, $w_2 = 40 \div 70$ м/с.

Таблица 1.16. Скорость аэросмеси на выходе из амбразуры горелки топок с ППС $w_{амб}$, м/с [20]

Топливо	Паропроизводительность котла D, т/ч			
	30—75	75—100	160—210	320
Фрезторф и сланцы	16—20	20—25	25—30	30—35
Бурые и каменные угли	15—18	18—22	22—26	26—30

Газомазутные горелки подразделяют по *вводу топлива, аэродинамической организации факела, количеству воздушных потоков, типу завихрителей, способу ввода газа в поток воздуха, характеру подвода воздуха к горелке, месту ввода газов рециркуляции.* Конструктивные схемы основных типов горелок приведены на рис. 1.30.

Для котлов паропроизводительностью $D \geqslant 100$ т/ч с давлением пара $p_{пе} \geqslant 9{,}8$ МПа ОСТ 108836.06.82 устанавливает *унифицированный ряд* вихревых горелок с номинальной тепловой мощностью, кратной 15 МВт: 15, 30, 45, 60, 90 МВт (допускаемое отклонение ±15 %). Данные горелки (рис. 1.31) предназначены для сжигания газа с теплотой сгорания $Q_н^c = 34{,}8 \div 44$ МДж/м^3 и мазута марок М40 — М100 по ГОСТ 10585-75. Давление, температура и вязкость мазута перед форсунками определяются ГОСТ 23689-79.

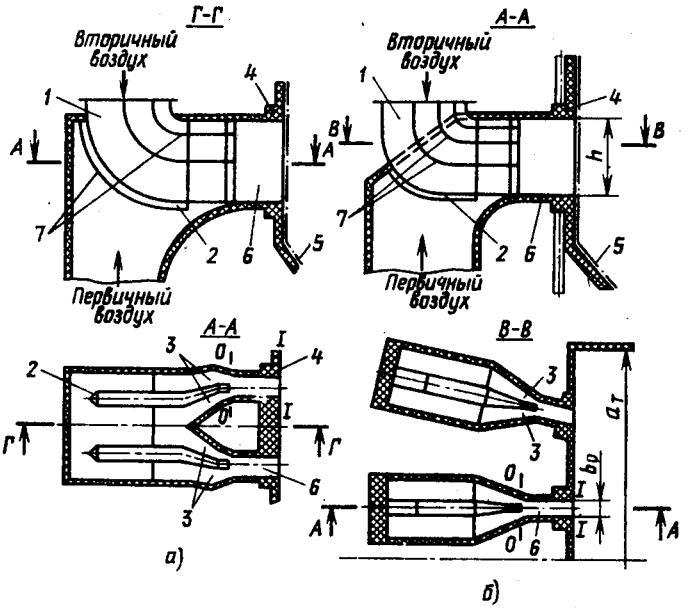


Рис. 1.29. Горелки с плоско-параллельными струями:

а — двухструйная; *б* — одноструйная; *1* — подвод вторичного воздуха; *2* — рассекатель; *3* — каналы первичного воздуха; *4* — обмуровка; *5* — труба экрана; *6* — камера смешения; *7* — направляющие лопатки

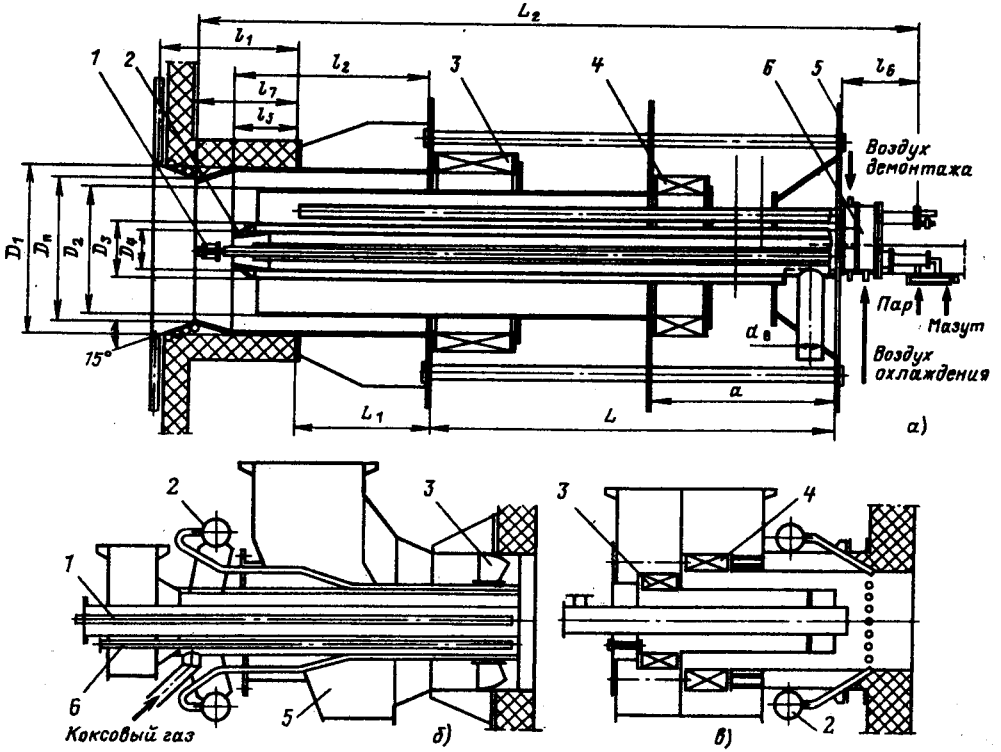


Рис. 1.30. Конструктивные схемы вихревых горелок для сжигания газа и мазута:

а — унифицированная газомазутная горелка (ГМУ); *б* — горелка для сжигания природного и коксового газов и мазута; *в* — газовая горелка; *1* — форсунка мазутная; *2* — коллектор газовый; *3, 4* — завихритель соответственно внешнего и внутреннего каналов; *5* — короб воздушный; *6* — запальник, запально-защитное устройство

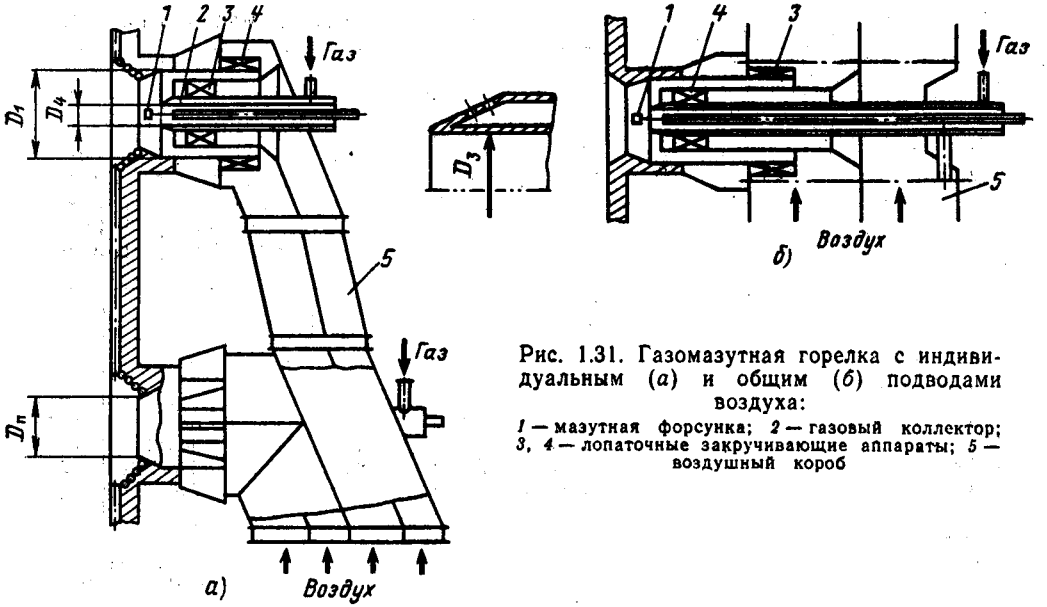


Рис. 1.31. Газомазутная горелка с индивидуальным (*а*) и общим (*б*) подводами воздуха:

1 — мазутная форсунка; *2* — газовый коллектор; *3*, *4* — лопаточные закручивающие аппараты; *5* — воздушный короб

Горелки комплектуются *паромеханическими форсунками* по ОСТ 108.836.03.80. При уменьшении коэффициента рабочего регулирования до 1,5 допускается применение *механических форсунок* по ОСТ 108.836.04.80 [12, 17].

В соответствии с [12] унифицированные горелки имеют коэффициент регулирования по тепловой мощности не менее 3,3, а коэффициент гидравлического сопротивления — не выше 4 при общем перепаде давления в пределах 2500 Па.

На номинальной нагрузке и расчетных коэффициентах избытка воздуха химический недожог не превышает 0,1 %, а механический — 0,2 %, скорость воздуха в узком сечении амбразуры при этом $w_{в.\,ном} = 33 \div 55$ м/с. На нижнем пределе нагрузки $w_{в.\,мин} \geqslant 18$ м/с. При $w_{в.\,ном} = 35$ м/с условие $w_{в.\,мин} \geqslant 18$ м/с достигается подачей газов рециркуляции через горелку (рис. 1.32). На 100 %-ной нагрузке котла степень рециркуляции газов $r = 5 \div 20$ % (в среднем 12—15 %). При минимальной нагрузке предельно допустимое значение $r_{пред}$ определяется условиями устойчивости процесса горения. Температура горячего воздуха $t_{г.\,в} = 150 \div 350$ °С, газов рециркуляции, отбираемых перед воздухоподогревателем, $\vartheta_р = 300 \div 400$ °С.

При числе горелок на котел $z_г \leqslant 8$ предпочтительным является индивидуальный подвод воздуха к горелке (см. рис. 1.31, *а*), а при $z_г > 8$ — от общего короба (см. рис. 1.31, *б*). В последнем случае скорость воздуха в коробе не должна превышать 10 м/с.

Отношение количества воздуха, подаваемого в топку через периферийный (внешний) канал горелки, к количеству воздуха во внутреннем ее канале K принимается равным одному-двум. Доля воздуха, проходящая через центральный канал, $g_ц = 0{,}03 \div 0{,}05$, а через внутренний $g_1 = \dfrac{1}{1+K} - g_ц$. Скорость воздуха на выходе из периферийного канала $w_2 = 35 \div 55$ м/с, из внутреннего $w_1 = (0{,}5 \div 0{,}7)w_2$; скорость газов рециркуляции $w_р = w_2$, а газа в газоподводящем кольцевом канале $w_г \leqslant 60$ м/с.

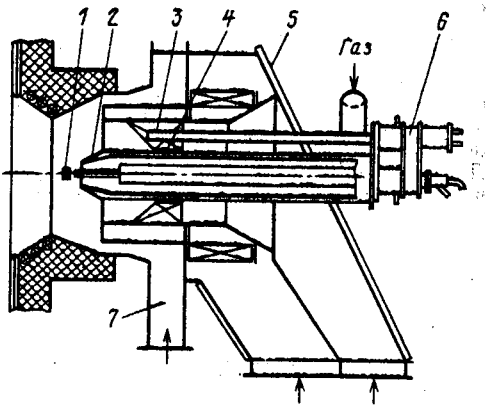


Рис. 1.32. Газомазутная унифицированная горелка с каналом ввода газов рециркуляции:

1—6 — см. рис. 1.30; *7* — короб газов рециркуляции

Таблица 1.17. **Размеры унифицированных газомазутных (ГМУ) горелок [12]**

Горелка	$D_п$	D_1	D_2	D_3	D_4	L	L_1
ГМУ 15	510	520	325	150	89	700	420
ГМУ 30	640	730	530	325	245	815/1415	820/590
ГМУ 45	840	970	730	325	245	1000/1730	1040/800
ГМУ 60	950	1080	730	325	245	1400/2000	1040/800
ГМУ 90	1080	1220	730	325	245	1800/2450	1040/800

Горелка	L_2	l_1	l_2^*	l_3	l_6	a	b
ГМУ 15	1660	250	340	350	450	270	920
ГМУ 30	2225/2945	380/610	510/930/780	435	450	315/495	1300
ГМУ 45	2610/3545	520/760	700/1140/990	480	450	380/605	1600
ГМУ 60	3000/3815	620/760	700/1140/990	850	450	545/700	1700
ГМУ 90	3400/4285	620/800	700/1140/990	1060	450	760/855	2100

* В дроби первая цифра относится к индивидуальному подводу воздуха, вторая — к подаче воздуха от общего короба и вводу рециркуляции газов вместе с воздухом, третья — к вводу рециркуляции через канал горелки.

Примечания: 1. Горелки с подводом воздуха от общего короба выполняются, начиная с единичной мощности 30 МВт.

2. В числителе дроби для размеров L, L_1, L_2 и т. д. даны значения размеров для горелок с подводом воздуха по индивидуальным коробам, в знаменателе — при подводе воздуха от общего короба.

Параметр крутки горелки $n_г$ определяется из уравнения

$$V_l/V_0 = 0{,}18\frac{l}{D_a} + 0{,}6\sqrt[3]{n_г^2\sqrt{l/D_a}}, \quad (1.22)$$

где $l/D_a \approx 2$ — относительное расстояние от амбразуры, на котором осевая скорость составляет 30 % максимального значения на выходе из горелки; V_l/V_0 — относительное количество эжектируемых струей газов. Обычно $V_l/V_0 = 1 \div 2$, бо́льшие значения характерны для горелок с тепловой мощностью, равной или более 60 МВт.

Параметр крутки потока во внутреннем канале с лопаточным завихрителем $n_1 = (1{,}25 \div 1{,}5)n_г$; при осевом завихрителе его значение рассчитывается по (1.15). Для периферийного канала с тангенциально-лопаточным завихрителем параметр крутки

$$n_2 = n_г\left[\sqrt{F_2(F_1+F_2)}\left(\frac{g_1^2}{g_2^2F_1}+\frac{1}{F_2}\right) - \frac{n_1}{n_г}\frac{g_1^2}{g_2^2}\sqrt{\frac{F_2}{F_1}}\right], \quad (1.23)$$

где F_2 и F_1 — площади периферийного и внутреннего кольцевых каналов, м²; g_2, g_1 — доли воздуха в периферийном и внутреннем каналах от общего расхода воздуха.

Величина n_2 является отправной при выборе конструктивных характеристик завихрителя.

Принятые значения w_1, w_2, n_1, n_2 должны обеспечивать расхождение между расчетными коэффициентами сопротивления внешнего и внутреннего каналов, не превышающее 10 %.

Расчет сопротивлений каналов, выбор числа и диаметров газораздающих отверстий проводят по рекомендациям [12]. Размеры горелок унифицированного ряда приведены в табл. 1.17.

Комбинированные горелки устанавливаются на котлах, сжигающих попеременно или совместно твердое топливо и резервное (газ, мазут). При работе одновременно на основном и резервном топливах во избежание больших потерь с механическим недожогом рекомендуется подачу различных топлив осуществлять в разные ярусы горелок [12].

1.4.2. ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

По виду сжигаемого топлива различают топки для сжигания *твердых*, *жидких* и *газообразных* топлив.

Твердое топливо сжигается в *слое* или в *пылевидном состоянии*. *Слоевые топки* делятся на топки с *неподвижным*, *высоко-* или *низкотемпературным кипящим* (псевдоожиженным) и *циркулирующим слоем*, *пылеугольные* — на топки с *твердым* и *жидким шлакоудалением* (ТШУ и ЖШУ).

В крупных энергетических котлах применение находят пылеугольные и газомазутные топки, где реализуется *факельный способ* сжигания топлива. Область применения слоевых топок ограничивается котлами $D \leqslant 35$ т/ч и топливами с $Q_н^р > 14{,}6$ МДж/кг, с кипящим слоем — котлами $D \leqslant 420$ т/ч (за рубежом $D = 700$ т/ч).

Независимо от вида сжигаемого топлива конструкция топочных устройств должна отвечать следующим требованиям [12, 20, 21]:

быть технологичной в изготовлении, удовлетворять требованиям блочности поставки и монтажа, ремонта, эксплуатации и техники безопасности;

обеспечивать экономическую и надежную работу в заданном диапазоне нагрузок для топок с ЖШУ 60—100 % для каменных и бурых углей, 70—100 % для АШ, ПА, Т; для топок с ТШУ 50—100 %, а в схемах прямого вдувания без отключения мельниц 60—100 %, для газа и мазута 40—100 %.

давать выбросы оксидов азота и других токсичных соединений на уровне, не превышающем установленные нормы;

исключать по условиям организации процесса горения возможность высокотемпературной коррозии металлов при обязательном обеспечении избытка воздуха в горелках на всех нагрузках не ниже $\alpha_{гор} = 1$ для газа, мазута и $\alpha_{гор} = 1{,}05$ для твердого топлива;

иметь по возможности равномерное распределение тепловых потоков по периметру топки, особенно в котлах с мембранными цельносварными панелями;

допускать растопку, кратковременную работу, а в необходимых случаях и работу на резервном топливе (для пылеугольных топок — совместное сжигание твердого топлива с газом или мазутом);

гарантировать безаварийную работу между установленными сроками капитальных ремонтов.

Помимо этого, топки с ТШУ должны обеспечивать бесшлаковочную работу радиационных и конвективных поверхностей нагрева котла.

Пылеугольные топки. Способ шлакоудаления выбирают, исходя из реакционных свойств топлива (выход летучих), теплоты сгорания $(Q_н^р)$, физико-химических свойств золы (плавкость, вязкость).

В настоящее время топки с ЖШУ применяют для сжигания малореакционных топлив типов АШ, Т, ПА, СС, а в ряде случаев — бурых и каменных углей типов назаровского, ирша-бородинского, донецкого ГСШ, кузнецкого, имеющих «основной» состав шлака $[(SiO_2+Al_2O_3)/(Fe_2O_3+CaO+MgO)] < 1$ и температуру нормального жидкого шлакоудаления $t_{н.ж} \leqslant 1450$ °С [21].

Топки с твердым шлакоудалением применяют для сжигания бурых, каменных углей, фрезерного торфа и сланцев. Эти топки в подавляющем большинстве случаев имеют призматическую форму (рис. 1.33). В нижней части — «холодной воронке», где происходит охлаждение и грануляция шла-

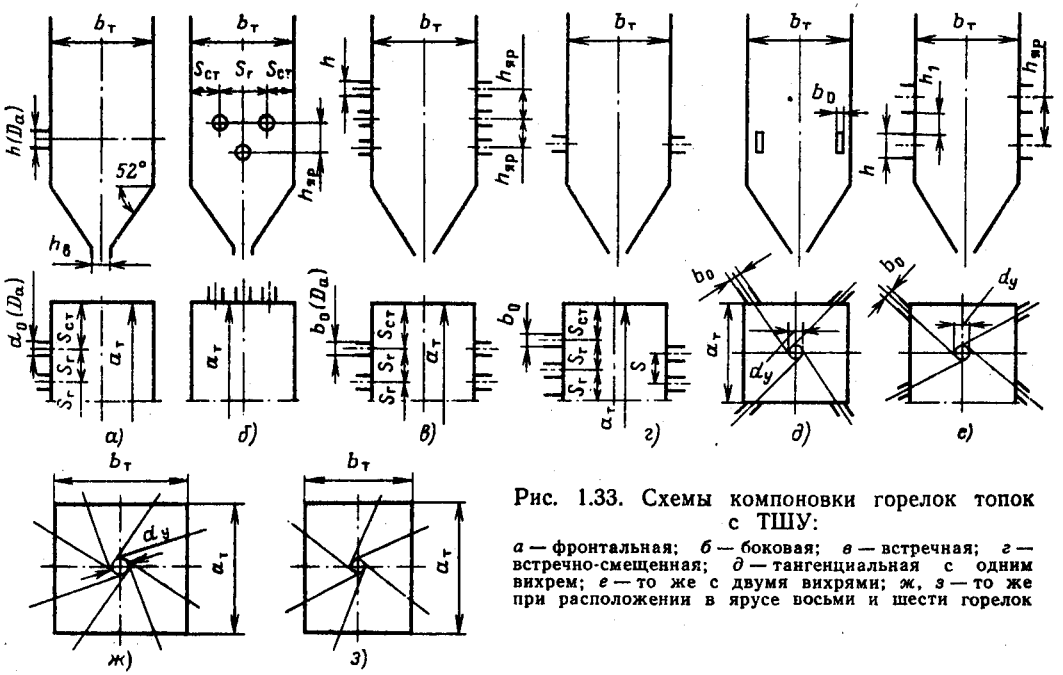


Рис. 1.33. Схемы компоновки горелок топок с ТШУ:

а — фронтальная; *б* — боковая; *в* — встречная; *г* — встречно-смещенная; *д* — тангенциальная с одним вихрем; *е* — то же с двумя вихрями; *ж*, *з* — то же при расположении в ярусе восьми и шести горелок

Таблица 1.18. **Рекомендуемые конструкции топок с твердым шлакоудалением [20]**

Расположение горелок	Рекомендуемое топливо	Мощность топочного устройства, МВт
Однофронтальное с вихревыми и плоскофакельными горелками	Каменные угли с выходом летучих $V^r > 12$ %	Для нешлакующих углей до 370
То же с прямоточными горелками ППС	Фрезерный торф, сланцы	До 235
То же с прямоточными крупносопловыми горелками при прямом вдувании аэросмеси с газовой сушкой	Бурые угли, фрезерный торф	До 810
Встречное с вихревыми или плоскофакельными горелками	Тощие, бурые, каменные угли	Для каменных и бурых углей до 3100
Тангенциальное с прямоточными и плоскофакельными горелками	Тощие каменные угли ($V^r > 12$ %)	С плоскофакельными горелками до 235; с прямоточными до 3100
Встречно-смещенное с прямоточными горелками	Каменные угли ($V^r \geqslant 20$ %), бурые угли, сланцы	До 170 при схемах пылеприготовления с прямым вдуванием и 810 при схемах с промбункером пыли
Встречное с крупносопловыми горелками	Каменные угли ($V^r \geqslant 20°$), бурые угли	До 810
С тангенциальным расположением прямоточных горелок при использовании пылеконцентраторов	Бурые влажные угли с $V^r \geqslant 50$ %, окисленные бурые угли с пониженной теплотой сгорания летучих (типа бикинских)	До 2100

ка, скаты выполняют с наклоном 50—52° к горизонту. Глубина устья холодной воронки $h_в = 1 \div 1{,}2$ м. Крупные котлы ($D \geqslant 1600$ т/ч) могут иметь две воронки. В последнем случае расстояние от устья воронки до места пересечения осей нижнего яруса горелок с осью топки должно быть не менее 10 м.

Через холодную воронку удаляется около 5 % золы, содержащейся в продуктах сгорания.

Горелки располагают на стенах топки в несколько ярусов (от одного до четырех) по фронтальной, встречной, встречно-смещенной или тангенциальной схемам компоновки (рис. 1.33).

Рекомендации по выбору типа горелок и способ их компоновки в зависимости от вида сжигаемого топлива и тепловой мощности топочного устройства даны в табл. 1.18.

Надежная работа топок с ТШУ во многом определяется *отсутствием шлакования* экранных поверхностей. Одним из определяющих в этом отношении параметров является предельное значение *теплонапряжения лучистой поверхности экранов в зоне активного горения* $q_{л.г}$, МВт/м² (табл. 1.19). По допускаемому значению $[q_{л.г}]$ определяют высоту зоны активного горения $h_{а.г}$ (рис. 1.33). В общем случае

$$h_{а.г} = z_{яр} h_{яр}, \qquad (1.24)$$

где $z_{яр}$ — число ярусов горелок; $h_{яр}$ — расстояние (по осям) между ярусами горе-

Таблица 1.19. **Тепловое напряжение лучистой поверхности $[q_{л.г}]$ в зоне активного горения, МВт [20]**

Топливо	Расположение горелок		
	однофронтальное	встречное	тангенциальное
Бурые шлакующие угли (березовские, канско-ачинские, подмосковные)	0,7	0,8—0,87	0,8—0,87
Каменные угли типа ГСШ [1]	0,8—0,9	0,9—1,0	0,9—1,0
То же СС	1,15	1,15	1,15
То же типа экибастузского	1,15	1,23	1,23

[1] Меньшая цифра — для шлакующих углей.

Таблица 1.20. **Температуры в конце активного горения $\vartheta''_{а.г}$, °С [20]**

Топливо	$D_{ном}$	$0{,}5D_{ном}$
Бурые угли (канско-ачинские, подмосковные) [1]	1250—1300	1150
Каменные угли типов Г, Д, ГСШ [2]	1400—1500	1300—1400
Экибастузский уголь типа СС	1550	1400—1450

[1] Меньшее значение — для березовских углей.
[2] Меньшее значение — для шлакующих углей.

лок. Для одноярусной компоновки ($z_{яр} = 1$) $h_{а.г} = 3D_а$, или $h_{а.г} = 3h$, где $D_а$ и h — соответственно диаметр амбразуры вихревой и высота прямоточной горелок.

Высота зоны активного горения

$$h_{а.г} \geqslant \frac{BQ^р_н/[q_{л.г}] - \left(1 + \psi'/\psi_{ср}\right) a_т b_т + z_г f_г}{2\left(a_т + b_т\right)}. \quad (1.25)$$

Здесь B — расход топлива на котел, кг/с; $Q^р_н$ — теплота сгорания топлива, МДж/кг; ψ', $\psi_{ср}$ — коэффициенты тепловой эффективности экранов со стороны факела и холодной воронки ($\psi' = 0{,}1$ для бурых углей при прямом вдувании и $\psi' = 0{,}2$ — для остальных топлив, $\psi_{ср}$ принимают по табл. 1.36 § 1.53); $a_т$, $b_т$ — ширина и глубина топки, м; $z_г$ — число горелок; $f_г$ — площадь амбразуры горелки, м².

Таблица 1.21. **Механический недожог в конце зоны активного горения [20]**

Топливо	Коэффициент полидисперсности n	$q_{а.г}$, %
Тощий уголь: $R_{90} = 10$ %	0,9	10
Каменные угли:		
$V^г = 24$ %; $R_{90} = 12 \div 15$	1,0	7
$V^г = 40$ %; $R_{90} = 25 \div 30$	1,0	8
Бурые угли: $R_{90} = 55$; $R_{1000} < 1{,}5$	1,0	5

Ограничивается и *уровень температур газов на выходе из активной зоны* как по условиям отсутствия шлакования (максимальная нагрузка), так и по устойчивости горения на сниженных нагрузках (до 60 %). Рекомендуемые значения $\vartheta''_{а.г}$ приведены в табл. 1.20.

Температуру $\vartheta''_{а.г}$ в общем случае определяют на основании позонного теплового расчета топки [25, 28]. В первом приближении

$$\vartheta''_{а.г} = \frac{\dfrac{100 - q_{а.г}}{100 - q_4} Q^р_н + Q_в + H_{тл} + rH - Q_6}{(Vc)_г + r\,(Vc)_{г.рц}} - \frac{5{,}67 \cdot 10^{-11} \varepsilon_т \left(T''_{а.г}\right)^4 \psi F}{B_р\left[(Vc)_г + r\,(Vc)_{г.рц}\right]}. \quad (1.26)$$

Здесь механический недожог в конце зоны активного горения ($q_{а.г}$) определяется по табл. 1.21, а в топке (q_4) — по табл. 1.22.

Таблица 1.22. **Расчетные характеристики топок с ТШУ [20, 28]**

Топливо	Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_т$	Допустимое значение q_V, МВт	Потеря теплоты от недожога, %		Доля золы, уносимой газами, $a_{ун}$
			химического q_3	механического q_4	
АШ, ПА, Т, 2СС	1,2—1,25 [1]	0,14	0	6—4 [2]	0,95
Т, 2СС	1,2—1,25 [1]	0,16	0	2	0,95
Каменные угли	1,2	0,175	0	1,0—1,5 [3]	0,95
Отходы углеобогащения	1,2	0,160	0	2—3 [3]	0,95
Бурые угли	1,2	0,19	0	0,5—1 [3]	0,95
Фрезерный торф	1,2	0,16	0	0,5—1 [3]	0,95
Сланцы	1,2	0,115	0	0,5—1	0,96

[1] Бо́льшие значения — при транспортировке пыли горячим воздухом.
[2] Меньшие значения — для ПА.
[3] Меньшие значения — при приведенной зольности $A^п < 1{,}43$.

Примечание. Уменьшение производительности до 70 % не снижает экономичности горения, при 50 %-ной нагрузке q_4 возрастает в 1,5 раза для всех топлив, кроме торфа и сланцев.

Теплота $Q_в$, вносимая с воздухом в топку, кДж/кг, определяется по (1.47), а топливо $H_{тл}$ — по (1.42). Потеря теплоты со шлаком, кДж/кг,

$$Q_6 = q_6 Q_н^р \qquad (1.27)$$

учитывается в топках с ТШУ только при $A^р < Q_н^р/630$; значение q_6 рассчитывают по (1.41); коэффициент теплового изучения $e_т$ топки рассчитывается по (1.53); r, H — доля и энтальпия газов рециркуляции, вводимых в топку; $(Vc)_г$, (Vc) — средние суммарные теплоемкости газов, определяемые по (1.48) при $\vartheta = \vartheta''_{а.г}$ и избытке воздуха $\alpha''_{л.г} = \alpha_т + \Delta\alpha_т$. Значения $\alpha_т$ даны в табл. 1.22, а присосы в топку принимают равными нулю для газоплотных котлов и 0,05 для котлов с натрубной обмуровкой. Величина

$$\psi F \approx \psi_{ср}\left[F_{ст.а.г} + \left(\frac{\psi'}{\psi_{ср}} + 1\right) a_т b_т\right], \qquad (1.28)$$

где $F_{ст.а.г}$ — площадь поверхности стен, ограничивающих зону активного горения, м².

Для выполнения рекомендаций табл. 1.20 можно варьировать как значения величин $h_{а.г}$ и $q_{л.г}$, так и долей газов рециркуляции r. По условиям устойчивости горения твердых топлив рециркуляция газов в горелки целесообразна при содержании летучих $V^г > 35$ % и $Q_н^р > 13{,}5$ МДж/кг.

Выполнение условий $q_{л.г} \leqslant [q_{л.г}]$, $\vartheta''_{а.г} < \vartheta''_{а.г.макс}$ и $\vartheta''_{а.г} > \vartheta''_{а.г.мин}$ необходимо, но недостаточно для отсутствия шлакования.

Необходимо, чтобы *плотность тепловыделения в поперечном сечении топки* $F_т = a_т b_т$, МВт/м²,

$$q_F = BQ_н^р/F_т \qquad (1.29)$$

и на ярус горелок, МВт/м²,

$$q_{F\,яр} = q_F/z_{яр} \qquad (1.30)$$

находились в пределах, указанных в табл. 1.23.

По условиям выжига топлива ограничивается и объем топки $V_т$. Предельно *допустимые значения теплонапряжения объема*, МВт/м³,

$$q_V = BQ_н^р/V_т \qquad (1.31)$$

приведены в табл. 1.22. Расчет высоты (объема) топки с учетом выгорания приводится в [20].

Рекомендации по размещению горелок даны в табл. 1.18 и 1.24.

Топки с жидким шлакоудалением включают зоны активного горения и расплава шлака и охлаждения газов. Для обеспечения высокого температурного уровня газов экраны топок в зоне активного горения ошиповываются и покрываются огнеупорной обмазкой.

В советской энергетике наибольшее распространение получили *однокамерные открытые* и *полуоткрытые топки* (рис. 1.34, *а*, *б*), в меньшей степени — *двухкамерные вихревого типа* (рис. 1.34, *г*, *е*). Циклонные топки (рис. 1.34, *ж*, *з*) в силу конструктивной сложности нашли ограниченное применение.

Топки с ЖШУ оборудуются вихревыми, плоскофакельными и прямоточными

Таблица 1.23. **Допустимые значения теплового напряжения сечения топок и яруса горелок при сжигании пылевидных топлив [20, 21, 28]**

Число ярусов горелок	Способ шлакоудаления	Топливо	q_F, $\frac{МВт}{м^2}$ [Гкал/(м²·ч)]
1	ТШУ	Шлакующие каменные и бурые угли	2,3 (2,0)
		Нешлакующие угли (типа экибастузского)	3,5 (3,0)
1—2	ЖШУ	АШ, ПА, Т, 2СС	5,2 (4,5)
		Каменные угли Г, Д, ГСШ, 1СС, бурые угли	6,4 (5,5)
2—4	ТШУ	Нешлакующие типа экибастузского	6,4 (5,5)
		Шлакующие каменные и бурые угли	3,5 (3) $D \leqslant 1000$ т/ч; 4 (3,5) $D \leqslant 1650$ т/ч; 4—4,6 (3,5—4,0) $D > 1650$ т/ч

Таблица 1.24. Компоновочные размеры горелок в топке в зависимости от способа шлакоудаления [1, 20, 21]

Наименование	ТШУ	ЖШУ
Вихревые горелки при встречном или однофронтальном расположении		
Расстояние между осями горелок $S_г$, м:		
при одноярусном расположении	$[(1{,}8—2) + 0{,}35n_г]\,D_а$	$(1{,}8 + 0{,}2n_г)\,D_а$
при многоярусном расположении	$[(2{,}0—2{,}4) + 0{,}35n_г]\,D_а$	$(1{,}8 + 0{,}35n_г)\,D_а$
Расстояние между ярусами по вертикали $h_{яр}$, м[1]	Не менее $S_г$	$(0{,}7—1{,}0)\,S_г$
Расстояние от оси крайних горелок до примыкающих стен $S_{ст}$, м	$S_г$	$0{,}7S_г$
Расстояние от оси горелок нижнего яруса до начала ската холодной воронки $h_{г.\,х}$, м:		
при коридорном расположении;	$(2{,}0—2{,}5)\,D_а$	$(1{,}8—2{,}0)\,D_а$
при расположении треугольником вниз на боковых стенах	$(0{,}8—1{,}0)\,D_а$	$(0{,}8—1{,}0)\,D_а$
Прямоточные горелки при тангенциальном или блочном расположении[2]		
Ширина амбразуры b_0, м	$(0{,}07—0{,}08)\,a_т$ для котлов $D < 4000$ т/ч и $(0{,}05—0{,}06)\,a_г$ для $D < 1600$ т/ч	—
Расстояние от нижней кромки амбразуры нижнего яруса горелок до начала ската холодной воронки или начала пода $h_{н.\,к}$, м:		
при поворотных горелках	$4b_0$	—
при неподвижных	$3b_0$	$(2 \div 2{,}8)\,b_0$
Высота горелки или горелочного блока h (или $h_{бл}$), м	$4b_0$	$4b_0$
Условный диаметр крутки $d_у$, м	$(0{,}08—0{,}10)a_т$[3]	$(0{,}14—0{,}18)\,a_г$
Расстояние между горелками h_1, м	$\geqslant 2{,}5b_0$	$\geqslant 2{,}5b_0$
Угол наклона горелок к экрану	Не менее 40°	Не менее 40°
Расхождение между наибольшими и наименьшими углами наклона осей горелок ($z_{гор.\,яр} \geqslant 6$)	Не более 10°	Не более 10°
Прямоточные крупносопловые горелки при встречном или однофронтальном расположении[1]		
Расстояние между осями горелок по горизонтали $S_г$, м	$(3—3{,}5)\,b_0$	—

Продолжение табл. 1.24

Наименование	ТШУ	ЖШУ
Расстояние от нижней кромки амбразуры горелки до начала ската холодной воронки, м	$2{,}5b_0$	—
Плоскофакельные горелки		
Расстояние между осями горелок $S_г$, м	$(4—6)\,b_0$	$(4—6)\,b_0$
Расстояние от оси крайних горелок до примыкающих стен $S_{ст}$, м	$(4—6)\,b_0$	$(4—6)\,b_0$
Глубина топки $b_т$, м	—	$(12-14)\,b_0$
Относительная высота горелок h/b_0	3—5	3—5
Расстояние от нижнего среза горелки до начала ската холодной воронки или пода $h_{н.к}$, м	$(3—4)\,b_0$	$(3—4)\,b_0$
Расстояние между ярусами [1]	Не менее $8b_0$	—
Встречно-смещенная компоновка прямоточных горелок [3]		
Простенок между горелками $H = S_г - b_0$, м	$(0{,}12—0{,}16)\,b_т$	$(0{,}18—0{,}22)\,b_т$
Расстояние между осями горелок $S_г$, м	$\geqslant 3{,}5b_0$	$\geqslant 4{,}0b_0$
Расстояние от крайних горелок до прилегающих стен $S_{ст}$, м	$1{,}7H$	$S_г$
Относительная высота горелок h/b_0	2—5	2—5
Расстояние от горелок нижнего яруса до середины холодной воронки или начала пода $h_в$, $h_{гб}$, м	$4h$	$2h$
Плоскопараллельные прямоточные горелки		
Калибр горелки b_0, м	D, т/ч: 75 160—210 210—320 0,35 0,32—0,4 0,4 — 0,45	—
Расстояние между горелками по осям $S_г$, м	$3b_0 + 0{,}4$, но не менее 1 м	—
Относительная высота горелок h/b_0	4—6	—
Расстояние от нижней кромки амбразуры до начала ската холодной воронки $h_{г.х}$, м	1—1,5	—
Угол наклона горелок к горизонту α, град	0—10	10—15
Угол наклона осей горелок крайних мельниц к центру топки β, град	12—18	15—20
Расстояние от оси крайней горелки до боковой стены $S_{ст}$, м [4]	$\leqslant 0{,}8$; $\geqslant 1{,}5$	$\geqslant 1{,}5$

[1] Расстояние между осями ярусов горелок должно удовлетворять условию $q_{л.г} < [q_{л.г}]$.
[2] Горелки ТШУ компонуются воздушными каналами к стенам топки, а при ЖШУ — внутрь топки.
[3] Для ВСС число ярусов горелок не более 2.
[4] Меньшие значения при двух горелках на мельницу.

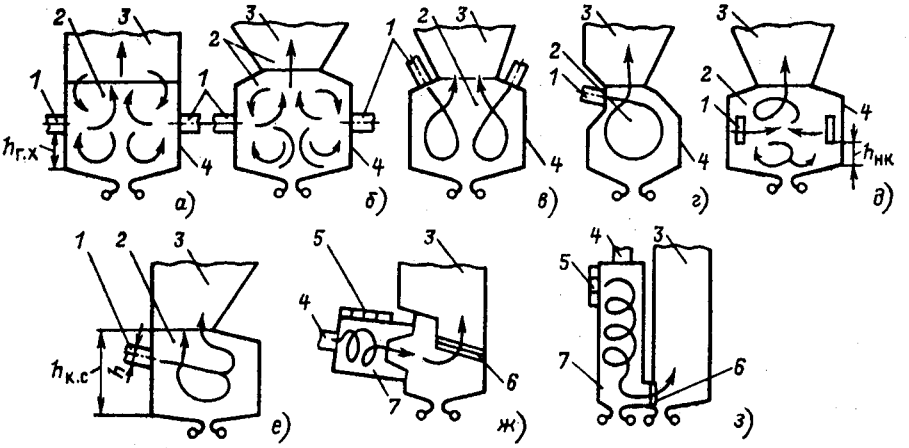


Рис. 1.34. Конструктивные схемы топок с ЖШУ:

а — открытая; *б* — полуоткрытая с встречным расположением горелок; *в* — то же с ү-факелом; *г* — двухкамерная вихревая НПО ЦКТИ; *д* — двухкамерная с тангенциальной компоновкой горелок; *е* — двухкамерная МЭИ с пересекающимися струями; *ж*, *з* — с горизонтальным и вертикальным циклонами; *1* — горелка; *2* — граница ошиповки камеры сгорания (*б*—*е*) или активной зоны; *3* — камера охлаждения; *4* — ввод первичного воздуха; *5* — то же вторичного; *6* — шлакоулавливающий пучок; *7* — циклон

горелками, располагаемыми в один или два яруса. Расчетные характеристики топок даны в табл. 1.25, рекомендации по типам топок, горелок, схемам пылеприготовления и тонкости помола в зависимости от вида сжигаемого топлива приведены в табл. 1.26.

Значения теплового напряжения сечения топки q_F определяются по (1.29), а объема топки q_V — по (1.31). Теплонапряжение (или высота активного горения) для открытых топок определяется по (1.25). При расчете теплонапряжения объема камеры горения $q_{VГ}$ в знаменатель (1.31) подставляется значение объема камеры горения и расплава $V_{к.г}$.

Размеры зоны активного горения выбирают из условий обеспечения необходимой температуры факела $\vartheta''_{а.г}$ на выходе из зоны в расчетном диапазоне нагрузок; обычно $\vartheta''_{а.г} \geqslant 1{,}08T_0$, где T_0 — температура истинно жидкого состояния шлака, К (см. [18]).

Число горелок и скорости по первичному и вторичному воздуху выбирают по табл. 1.13 и 1.14.

По [21] для сжигания углей типов АШ, ПА, Т, 2СС, 1СС в топках с вихревыми горелками рекомендуются при проектировании горелки типа ГЛЛ, а для каменных углей типов Г, Д, ГСШ и бурых — типа ГПЛ. Параметры крутки по первичному и вторичному воздуху даны в табл. 1.20. Тангенциальная схема компоновки горелок с односторонней подачей топливовоздушной смеси рекомендуется при сжигании АШ, ПА и Т в топках с тепловой мощностью до 810, а каменных и бурых до 2050 МВт; для плоскофакельных горелок эти цифры соответственно равны 3100 и 3070 МВт.

Рекомендации по размещению горелок в топке (камере горения) приведены в табл. 1.24.

Под в топках с ЖШУ выполняют со слабым наклоном к горизонту. Для прямоточных котлов он равен 8°, а для барабанных — не менее 15°.

Количество и диаметр шлаковых леток определяют из условий предельной удельной нагрузки периметра летки:

$$\frac{BA^{р}a_{шл}}{n_л \pi d_л \cdot 100} < [p_л], \qquad (1.32)$$

где B — расход топлива, кг/ч; $A^{р}$ — зольность топлива, %; $a_{шл}$ — коэффициент шлакоулавливания (табл. 1.25); $n_л$ — число леток; $d_л$ — диаметр летки (обычно 0,5—1 м). Для однокамерной топки $[p_л] = 500$ кг/(м × × ч), для двухкамерных, циклонных и других форсированных топок $[p_л] = 2500$ кг/(м·ч).

Возможность применения жидкого шлакоудаления, равно как и возможность получения жидкого шлака на сниженной нагрузке или при переходе на сжигание нерасчетного топлива, определяется на основании методики, изложенной в [21].

Газомазутные топки в большинстве случаев выполняются призматическими открытого типа (рис. 1.35). Под имеет наклон к горизонту от 8 до 15° для прямоточных и не менее 15° для барабанных котлов.

Таблица 1.25. **Расчетные характеристики топок с ЖШУ [21]**

Тип топки	Топливо	Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_т$	Тепловое напряжение: объема топки q_V, МВт	Тепловое напряжение: камеры горения q_{VK} МВт	Недожог, %: q_3	Недожог, %: q_4	Доля уносимой золы $a_{ун}$
Открытые	АШ, ПА	1,2—1,25	0,145	0,58—0,7	0	3—4	0,85
	Т, 2СС	1,2—1,25	0,185	0,58—0,7	0	1,5	0,8
	Каменные угли	1,2	0,185	0,75—0,87	0	0,5	0,8
	Бурые угли	1,2	0,210	0,75—0,87	0	0,5	0,5—0,8
Полуоткрытые с пережимом	АШ, ПА	1,2—1,25	0,170	0,58—0,7	0	3—4	0,85
	Т, 2СС	1,2—1,25	0,200	0,58—0,7	0	1,0	0,8
	Бурые угли	1,2	0,230	0,70—0,93	0	0,5	0,6—0,8
	Каменные угли	1,2	0,200	0,75—0,87	0	0,5	0,6—0,7
С горизонтальными циклонами	Каменные и бурые угли, $A^c > 8$ %; дробленка, $t_{н.ж} < 1400$ °С	1,1—1,2	0,35	1,3	0,5	2—5 * / 5—10	0,1—0,15
С вертикальными циклонами	АШ, $Q^p_н > 5{,}1$ МДж/кг, $A^p < 5$; каменные и бурые угли, $A^c > 8$ %	1,1—1,2	0,30—0,35	0,53—0,87	0	—	0,2—0,4 **
Двухкамерные топки	Каменные угли	1,15—1,2	0,20	0,7—0,8	—	0,5	0,3—0,6
	Бурые угли		0,23				

* В числителе и знаменателе первая цифра отвечает грубой пыли бурых и каменных углей, вторая — дробленке тех же топлив.

** Бо́льшие значения — для АШ.

Таблица 1.26. **Рекомендуемые типы топочных устройств, мельниц и схем пылеприготовления для котлов с ЖШУ [21]**

Топливо	Топка	Схема пылеприготовления	R_{90}, %	R_{1000}, %
АШ, ПА, $V^r \leqslant 8$ %	Однокамерная с встречным расположением вихревых или плоскофакельных горелок	Полуразомкнутая или разомкнутая с промежуточным бункером, с подачей пыли горячим воздухом (ШБМ)	7—8	0
	Полуоткрытая с встречным расположением вихревых или плоскофакельных горелок	Для сжигания шламов — разомкнутая схема пылеприготовления (ШБМ)		
	Полуоткрытая с восьмигранными предтопками ПО «Сибэнергомаш», с тангенциальным расположением горелок, с односторонним вводом воздуха	То же	7—8	0
Т, $V^r = 8 + 17$ %; 2СС, $V^r = 17 + 25$ %	То же	Полуразомкнутая с промежуточным бункером, с подачей пыли горячим воздухом или ПВК (ШБМ)	10—12	0

Продолжение табл. 1.26

Топливо	Топка	Схема пылеприготовления	R_{90}, %	R_{1000}, %
Каменные угли марок Г, Д, ГСШ, 1СС, $V^r = 25 \div 40$ %	Однокамерная с встречным расположением вихревых или плоскофакельных горелок, с тангенциальным расположением горелок	С промежуточным бункером и подачей пыли мельничным воздухом или ПВК (ШБМ)	15—20	0
	Полуоткрытая с восьмигранными предтопками ПО «Сибэнергомаш» и тангенциальным расположением горелок	То же	15—20	0
Бурые угли	То же	Полуразомкнутая или разомкнутая с промежуточным бункером, газовой сушкой и подачей пыли горячим воздухом или ПВК (ШБМ)	55	1,5
	Однокамерная с встречным расположением вихревых или плоскофакельных горелок, с тангенциальным расположением горелок	Полуразомкнутая с пылеконцентратором (ММ)	55	1,5

Наиболее распространенным способом компоновок газомазутных вихревых горелок являются однофронтальная, встречная (рис. 1.35, *а*, *б*). Известна подовая компоновка (рис. 1.35, *г*).

Кроме вихревых горелок возможно применение прямоточных с организацией сжигания в двухкамерных топках (рис. 1.34, *г*, *е*) при одностороннем расположении горелок. К достоинствам схем, изображенных на рис. 1.34, *г* и *д*, следует отнести пониженный выброс оксидов NO_x в атмосферу по сравнению с допускаемым $NO_x = 600$ мг/м^3 ($\alpha_т = 1{,}03$, $r = 15$ %, $q_F \leqslant 7$ МВт/м^2).

По нормативным методам [12, 28] значения допускаемого теплового напряжения сечения топки q_F и на один ярус горелок $q_{F\,яр}$ не должны превышать для барабанных котлов 4 и 2 МВт/м^2.

Таблица 1.27. **Компоновка газомазутных горелок в топочной камере [12]**

Компоновочный размер	Типы горелок		
	Вихревые, унифицированные		Прямоточные
	Однофронтальное расположение	Встречное расположение	Однофронтальное расположение (рис. 1.34, *е*)
Расстояние между осями горелок $S_г$, м	$(2{,}5—3)\,D_a$	$(2{,}5—3)\,D_a$	$(3{,}5—4)\,b_0$
Расстояние от осей крайних горелок до ограждающих поверхностей $S_т$, м	$\geqslant 3D_a$	$\geqslant 3{,}5D_a$	$0{,}5S_г$
Расстояние от пода до осей нижнего яруса $h_{г.х}$, м	$\geqslant 2{,}5D$	$\geqslant 3D_a$	$H_{кг} - h$
Глубина топки $b_т$, м	$\geqslant 7D_a$	$\geqslant 8D_a$	$(12—15)\,b_0$
Угол наклона горелок α, град	—	—	Равен углу наклона ската камеры горения
Тепловое напряжение объема топки q_V, МВт/м^3	До 0,3	До 0,3	До 0,3
То же камеры горения $q_{V\,к.г}$, МВт/м^3	—	—	0,7

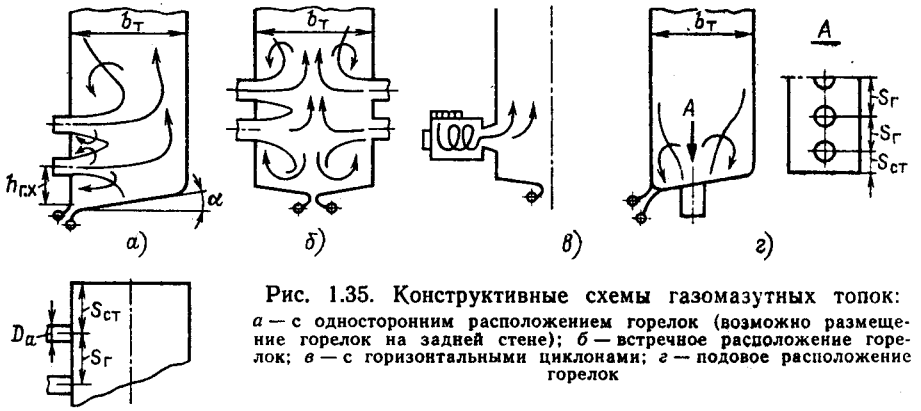


Рис. 1.35. Конструктивные схемы газомазутных топок: *а* — с односторонним расположением горелок (возможно размещение горелок на задней стене); *б* — встречное расположение горелок; *в* — с горизонтальными циклонами; *г* — подовое расположение горелок

Тепловое напряжение топочного объема $q_V = 0{,}25 \div 0{,}35$ МВт/м³.

Рекомендации по компоновке горелок даны в табл. 1.27.

1.4.3. РАБОТА ТОПОК НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

В *систему оперативного регулирования* при сжигании твердого топлива входят:

регулирование нагрузки и качества подаваемого топлива в топку. Контрольный показатель — нагрузка котла;

регулирование избытка подаваемого воздуха. Контрольный показатель — среднее содержание кислорода в дымовых газах (определяемое по кислородомеру). Вспомогательными показателями являются расход или давление воздуха в общем воздухопроводе перед или за воздухоподогревателем, сопротивление воздухоподогревателя по воздушной стороне;

регулирование расхода первичного воздуха. Для схем с прямым вдуванием контрольные показатели — расход сушильного агента на мельницу, давление в распределительном коробе за сепаратором. Для схем с промежуточным бункером контроль осуществляют по давлению в распределительном коробе первичного воздуха или по общему расходу первичного воздуха. При наличии ПВК расход первичного воздуха изменяется вместе со вторичным;

регулирование загрузки топливом и вентиляции мельничных систем. Контрольные показатели:

для схем с прямым вдуванием — степень загрузки мельницы топливом по потребляемой мощности, а для СМ — дополнительно ее аэродинамическое сопротивление; расход сушильного агента; температура сушильного агента перед и за мельницей;

для схем с промежуточным бункером — аэродинамическое сопротивление мельницы при ее неизменной вентиляции; расход отработанного сушильного агента за циклоном; температура за мельницей; при газовой и газовоздушной сушке — еще и перед мельницей; оперативная корректировка режимных показателей (включение, отключение ярусов, блоков, отдельных горелок, использование растопочного топлива и т. д.).

К *наладочному регулированию* и контролю относят:

настройку равномерного распределения первичного, вторичного и сбросного воздуха по горелкам, контроль по показаниям предварительно оттарированных расходомеров;

настройку равномерного распределения пыли по горелкам, контроль частоты вращения пылепитателей (в схемах с промежуточным бункером), перепада давления в расходомерных соплах (аэропитателях), температуры аэросмеси перед горелкой (подача пыли горячим воздухом).

Надежность работы топки при переменных режимах должна быть подтверждена расчетной оценкой ее надежности по устойчивости процесса горения [20], выходу жидкого шлака (для топок с ЖШУ) [21] во всех рабочих диапазонах котла и системы пылеприготовления.

В газомазутных топках в *систему регулирования* входят:

обеспечение разверки коэффициентов избытка воздуха по горелкам на уровне, не превышающем ± 5 % среднего по топке, при ведении режима горения у границы появления химического недожога, контроль показаний кислородомера;

регулирование расхода воздуха, контроль давления в воздушном коробе или сопротивления по воздушной стороне воздухоподогревателя, регулирование расхода топлива — по давлению в газовой маги-

страли или давлению в тракте мазутопровода. Вспомогательный показатель — указатель расхода топлива — мощность на перекачку мазута;

регулирование тонкости распыла — по давлению пара и мазута.

К наладочному регулированию относят тарировку воздухопровода, горелок, расходомеров газа и мазута, определение корневого угла распыла форсунок, нахождение тарировочных характеристик форсунок.

1.4.4. ТОКСИЧНЫЕ ВЫБРОСЫ В АТМОСФЕРУ

К наиболее распространенным токсичным соединениям, выбрасываемым в атмосферу при сжигании топлив в котлах, относятся *оксиды азота* NO_x и *сернистый ангидрид* SO_2. Однонаправленное воздействие на организм человека указанных соединений делает необходимым соблюдение условия

$$\frac{C_{SO_2}}{ПДК_{SO_2}} + \frac{C_{NO_x}}{ПДК_{NO_x}} \leqslant 1, \quad (1.33)$$

где C_{SO_2} и C_{NO_x} — максимальные концентрации оксидов SO_2 и NO_x в приземном слое воздуха, рассчитываемые по [30]; предельно допустимые концентрации $ПДК_{SO_2} = 0{,}5$ мг/м³, $ПДК_{NO_x} = 0{,}085$ мг/м³.

Выбросы оксидов серы и азота подсчитываются по уравнениям

$$M_{SO_2} = 20BS^p\left(1 - \eta'_{SO_2}\right)\left(1 - \eta''_{SO_2}\right); \quad (1.34)$$

$$M_{NO_x} = BQ^p_н k_{NO_x} \quad (1.35)$$

Таблица 1.28. **Доля SO_2', связанная с летучей золой [21]**

Топливо	η'_{SO_2}
Экибастузский уголь	0,02
Эстонские сланцы	0,8
Остальные сланцы	0,5
Торф	0,15
Канско-ачинские угли:	
березовский Б	0,5/0,2
остальные	0,2/0,05 *
Другие топлива	0,1

* В числителе для твердого, а в знаменателе для жидкого шлакоудаления.

В (1.34) и (1.35) B — расход топлива, кг/с; S^p — содержание серы в рабочей массе топлива, %; η'_{SO_2} и η''_{SO_2} — доли оксидов серы, связанных с летучей золой и улавливаемых в мокром золоуловителе; $Q^p_н$ — теплота сгорания топлива, МДж/кг; k_{NO_x} — удельный выброс оксидов азота NO_x в пересчете на NO_2, г/МДж.

Численные значения η'_{SO_2} даны в табл. 1.28; значение η''_{SO_2} принимается равным 0,8—0,9.

Удельные выбросы оксидов азота для всех азотсодержащих топлив складываются из топливных $k^{тпл}_{NO_2}$ и воздушных $k^{взд}_{NO_2}$ удельных выбросов оксидов азота:

$$k_{NO_2} = k^{тпл}_{NO_2} + k^{взд}_{NO_2}. \quad (1.36)$$

Таблица 1.29. **Удельные выбросы оксидов азота, кг/ГДж**

Параметры котла			Вид топлива					Мазут	Газ
			Каменные угли			Бурые угли			
D, т/ч	$P_{пе}$, МПа	$t_{пе}$, °С	$V^r \geqslant 22$ %	$V^r < 22$ %	Экибастузский	$W^п \leqslant 3{,}8$ %/(МДж·кг$^{-1}$)	$3{,}8 < W^п \leqslant 6$ %/(МДж·кг$^{-1}$)		
160—220	9,8	560	0,25	—	—	0,22	0,2	0,12	—
210—820	13,8	560	0,25	—	0,25	0,22	0,2	0,12	—
640—670	13,8	545/545	0.28	0,28	0,25	0,22	0,2	0,13	0,13
950—2650	25,5	545/545	0,28	0,28	0,25	0,25	0,2	0,13	0,13
Независимо от параметров котла			0,23	0,23	0,25	0,2	0,2	0,13	0,13

Примечание. Для углей с $N^п > 0{,}5$ %/(МДж·кг$^{-1}$) выбросы увеличиваются на 0,05 кг/ГДж.

В табл. 1.29 приведены значения k_{NO_2}, кг/ГДж, рекомендуемые ГОСТ 26943—86 для различных котлов, выпускаемых до и после 01.01.91 г. Значение $T''_{в.г}$ для топок с ТШУ определяется по (1.26), а для топок с ЖШУ в первом приближении может быть взято равным $T''_{в.г} = 1{,}08T_0$, где T_0 — температура истинно жидкого состояния шлака.

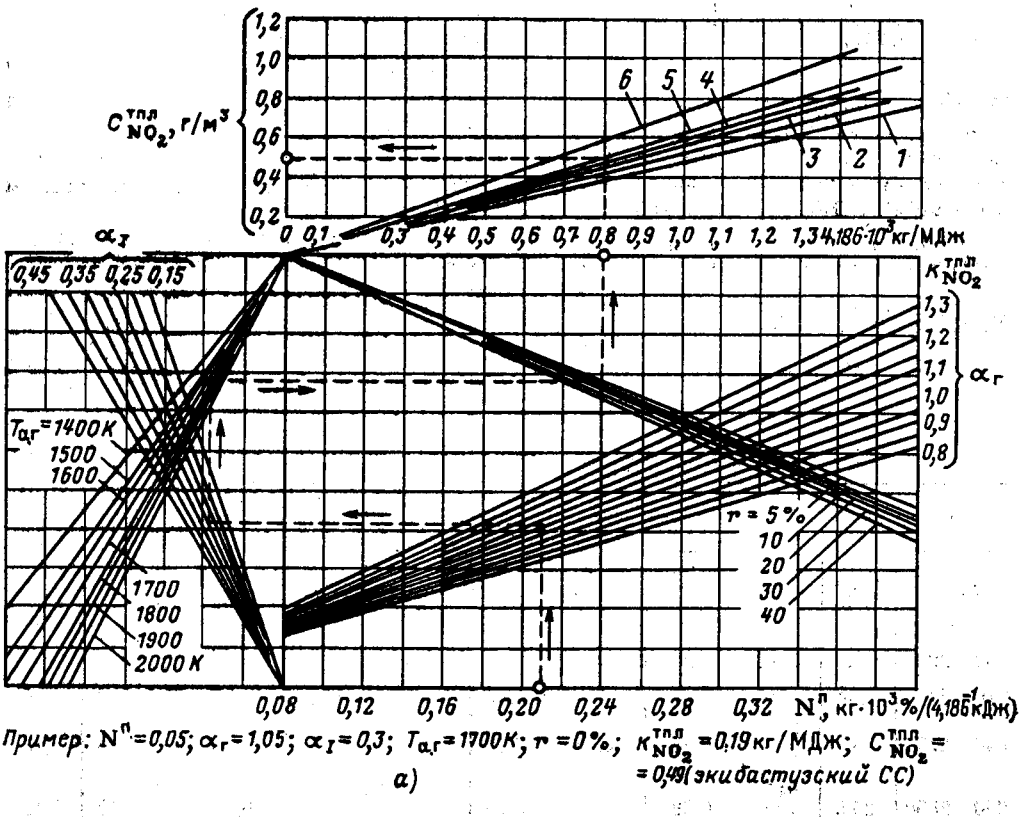
На рис. 1.36 приведены номограммы для приближенной оценки количества выбросов топливных и воздушных оксидов азота, а также их концентраций $C^{тпл}_{NO_2}$ и $C^{взд}_{NO_2}$ в пересчете на коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1{,}4$. Номограммы построены в зависимости от типа горелки, избытка воздуха в пылевоздушной смеси α_1, степени рециркуляции газов r, температуры газов на выходе из зоны горения $T''_{в.г}$, соотношения скоростей по первичному и вторичному воздуху (w_2/w_1).

Связь между k_{NO_2} и C_{NO_2} устанавливается соотношением

$$k_{NO_2} = C_{NO_2}\frac{V_г}{Q^р_н}, \qquad (1.37)$$

где $V_г$ — объем дымовых газов при коэффициенте избытка воздуха α, м^3/кг; $Q^р_н$ — см. (1.25).

Путями снижения NO_x являются снижение коэффициента избытка воздуха в горелке и в первичном воздухе, увеличение рециркуляции газов, снижение температурного уровня факела, уменьшение единичной мощности горелок, затягивание процесса перемешивания вторичного воздуха и пылевоздушной смеси, интенсивный подвод газов к корню факела и их перемешивание с топливовоздушной смесью на этапе воспламенения топлива.



Пример: $N^п = 0{,}05$; $\alpha_г = 1{,}05$; $\alpha_1 = 0{,}3$; $T_{а.г} = 1700$ К; $r = 0$ %; $k^{тпл}_{NO_2} = 0{,}19$ кг/МДж; $C^{тпл}_{NO_2} = 0{,}49$ (экибастузский СС)

а)

Рис. 1.36. Номограммы приближенной оценки количества выбросов топливных (*а*, *б*) и воздушных оксидов азота (*в*) для вихревых (*а*) и прямоточных горелок (*б*):

1 — бикинский уголь Б3; *2* — подмосковный Б2; *3* — канско-ачинский; *4* — азейский, торф; *5* — АШ, ГСШ, кузнецкие Г, Д, СС, экибастузский СС, нерюнгринский, карагандинские К, ПП, гусиноозерский Б3; *6* — кузнецкие Ж, К, ОС, ПП; $N^п$ — приведенное содержание азота в топливе

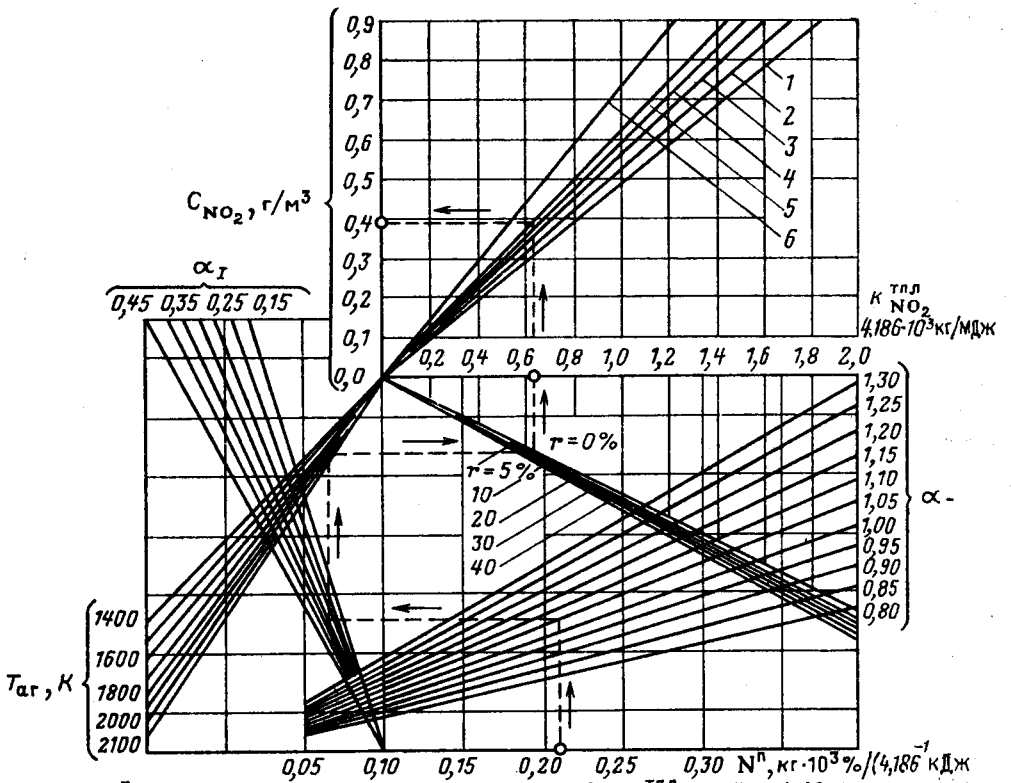


Рис. 1.36. Продолжение

Рис. 1.36. Продолжение

1.5. ТЕПОВОЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ КОТЛА

1.5.1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА И ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОТЛА

Тепловая схема котла — совокупность проектных решений по последовательности и взаимному расположению поверхностей нагрева в его газовом тракте, организации движения в них среды (пара, воды, воздуха) и способу регулирования температуры пара. На тепловую схему оказывают влияние тип котла, его паропроизводительность, параметры пара, вид топлива и его характеристики, наличие промежуточного перегрева пара, способ сжигания топлива. Пример тепловой схемы котла П-67 дан на рис. 1.37. Паропроизводительность котла D, т/ч, параметры свежего пара: давление $p_{пе}$, МПа, и температура $t_{пе}$, °С, а также температура промежуточного перегрева пара определяются по ГОСТ 3619-82

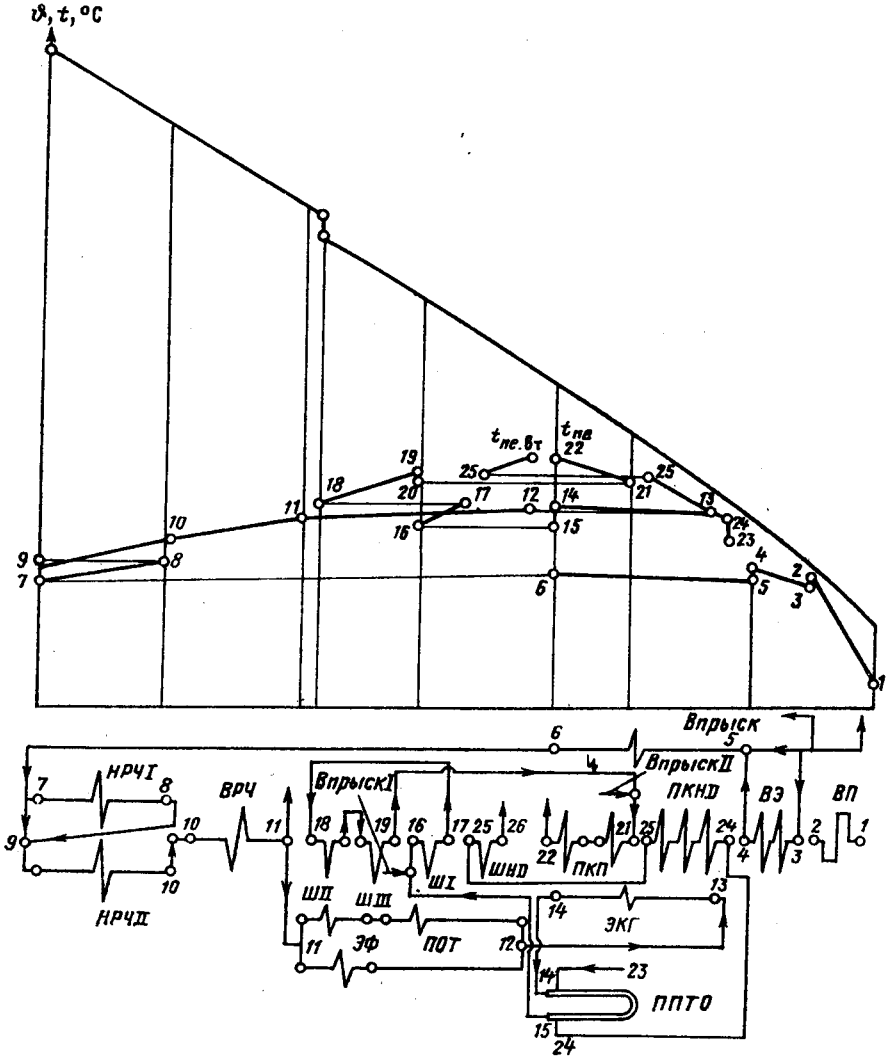


Рис. 1.37. Тепловая схема котла Пп-2650-25-545 БТ (П-67) для энергоблока 800 МВт:

ВП — воздухоподогреватель; *ПВ* — питательная вода; *ВЭ* — экономайзер; *ПТ* — подвесные трубы; *НРЧI* и *НРЧII* — нижние радиационные части I и II хода; *ВРЧ* — верхняя радиационная часть; *ФБЭ* — фестон боковых экранов; *ПОТ* — потолочный экран; *ЭФ* — экраны фронтовой и задней стен горизонтального газохода; *ЭКГ* — экраны конвективной шахты; *ППТО* — теплообменник паровой; *ШI—ШIII* — первая — третья ступени ширм соответственно; *Впрl*, *ВпрII* — впрыскивающие пароохладители I и II; *КПП* — конвективный пакет пароперегревателя; *ШНД* — ширма низкого давления; *КПНД* — конвективные пакеты низкого давления

Таблица 1.30. **Значения параметров среды в характерных точках пароводяного и газовоздушного трактов котла [29]**

Расчетные параметры в характерных точках	Рекомендуемое значение выбираемой величины	Причины ограничений и обеспечиваемые условия
Пароводяной тракт котлов сверхкритического давления		
Энтальпия среды на выходе из НРЧ $h''_{НРЧ}$, кДж/кг	$h_{ср.\ макс}$ — (40—60)	Предупреждение пережога труб выходных панелей НРЧ
Суммарный расход впрыска $D_{впр}$, %	6—8	Надежность регулирования температуры перегрева при снижении нагрузки, а также при подаче на котел топлива с нерасчетным составом
Впрыск перед выходным пакетом перегревателя, % (меньшие значения для газа и мазута)	2—3	
Приращение энтальпии в выходном пакете перегревателя пара высокого давления $\Delta h_{вых}$, кДж/кг	160—200	Снижение теплогидравлической разверки в зоне высоких температур пара и уменьшение инерционности регулирования выходной температуры пара
Суммарное приращение энтальпии пара в поверхностях после встроенной задвижки Δh, кДж/кг	545—630	Надежность пусковых режимов и регулирования температуры пара
Приращение энтальпии в пакете промежуточного перегревателя, включенного после ППТО	50 % общего тепловосприятия перегревателя с учетом приращения энтальпии в ППТО	Стабильность регулирования температуры промежуточного перегревателя
Приращение энтальпии пара низкого давления в ППТО $\Delta h_{ППТО}$, кДж/кг	120—160	Обеспечение температуры промежуточного пара при сниженных нагрузках
Пароводяной тракт прямоточных котлов высокого давления		
Степень сухости пара на выходе из НРЧ x, %	70—80	Отсутствие пережога труб выходной части НРЧ
Энтальпия пара на выходе из выносной переходной зоны $h''_{п.з.}$, кДж/кг	$h''_{нач}$ + (62—85)	Отсутствие попадания влаги в перегревательную зону ВРЧ при сниженной нагрузке котла
Впрыск $\overline{D}_{впр}$, %	6—8	См. рекомендации по котлам СКД настоящей таблицы
Энтальпия воды на выходе из экономайзера $h''_э$, кДж/кг	$h'_{нас}$ — (130—165)	Отсутствие двухфазной среды на входе в коллектор НРЧ
Пароводяной тракт барабанного котла		
Допустимый процент кипения воды на выходе из экономайзера, %	Не более 15	Гидродинамическая устойчивость в выходных витках экономайзера
Снижение энтальпии пара в регуляторах перегрева $\Delta h_{рег}$, кДж/кг	65—85	Надежность регулирования температуры пара при снижении нагрузки или работе на нерасчетном топливе
Энтальпия воды на выходе из первой ступени экономайзера $h''_{эI}$, кДж/кг	$h'_{нас}$ — (165—210)	Равномерная раздача воды по змеевикам второй ступени, снижение тепловой разверки

Продолжение табл. 1.30

Расчетные параметры в характерных точках	Рекомендуемое значение выбираемой величины	Причины ограничений и обеспечиваемые условия
	Газовоздушный тракт	
Температура горячего воздуха $t_{г.в}$, °С	См. табл. 1.31	Надежность процесса горения, организация сушки топлива, рациональность компоновки конвективной шахты
Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{вп}$, °С	Не ниже температуры конденсации водяных паров. Принимается по условиям обеспечения $t_{ст.мин} > t_р$	Отсутствие низкотемпературной коррозии несменяемой горячей части воздухоподогревателя; общее снижение коррозии холодной части
Температура воздуха на выходе из первой ступени двухступенчатого воздухоподогревателя	$t_{п.в} + (30—40)$	Обеспечение минимально допустимого температурного напора на холодном конце экономайзера первой ступени
Температура газа на выходе из топки $\vartheta''_т$, °С:		
твердые топлива	См. табл. 1.32	Из условия предотвращения шлакования полурадиационных или конвективных перегревателей
газ, мазут	1250—1330	
Температура газа перед выходной частью промежуточного перегревателя $\vartheta'_{пром}$, °С	Не более 800—850 для обеспечения выполнения условия $t_{ст} < [t_{ст}]$	Из условия обеспечения надежности работы металла труб
Температура газа перед первой поверхностью, расположенной в опускном газоходе, $\vartheta''_{п.к}$, °С	См. табл. 1.33	Предотвращение загрязнений липкими отложениями поверхностей нагрева
Температура газов перед второй ступенью воздухоподогревателя $\vartheta'_{вп\,II}$, °С	Не более 515—530	Отсутствие окалинообразования трубной доски
Температура уходящих газов $\vartheta_{ух}$, °С	См. табл. 1.34	Экономичность работы котла и отсутствие низкотемпературной коррозии

Примечания: 1. В таблице приняты следующие обозначения: $h_{ср.макс}$ — энтальпия среды, отвечающая максимальной теплоемкости, кДж/кг; $h'_{нас}$ и $h''_{нас}$ — соответственно энтальпия воды, нагретой до температуры кипения, и энтальпия сухого насыщенного пара, кДж/кг; $t_{ст.мин}$ — минимальная температура стенки металла, °С; $[t_{ст}]$ — допустимое значение температуры металла; $t_р$ — температура точки росы, °С.

2. При выполнении в барабанном котле кипящего экономайзера необходимо обеспечить плавное регулирование подачи питательной воды в экономайзер.

3. Максимально допустимое значение впрыска определяется из условия прочности металла труб поверхности нагрева перед впрыском.

4. Температура уходящих газов котла должна выбираться на базе результатов технико-экономического расчета с учетом обеспечения минимальных суммарных затрат на топливо, металл воздухоподогревателя, тягу, дутье и защиту металла воздухоподогревателя от низкотемпературной коррозии.

(см. табл. 1.1), а параметры промежуточного пара на выходе из турбины — по данным раздела.

В целях снижения металлоемкости, повышения экономичности и надежности работы поверхностей нагрева котла температуры газов, рабочей среды (воды и пара), воздуха в определенных местах пароводяного и газовоздушного трактов должны поддерживаться в пределах, указанных в табл. 1.30.

Тепловой расчет котла проводится по методике [28] и может быть *конструктивным* и *поверочным*.

Задача конструктивного расчета заключается в определении размера радиационных, полурадиационных и конвективных поверхностей нагрева, обеспечивающих но-

Таблица 1.31. Рекомендуемые значения температуры горячего воздуха [20, 21]

Схема пылеприготовления	Топливо *	Температура горячего воздуха, °С	
		ЖШУ	ТШУ
Топки с замкнутой схемой пылеприготовления и воздушной сушкой	Каменные, СС и тощие угли	350—400 **	300—400 ***
	АШ, ПА, Т, 2СС	400—450	—
	Бурые угли, фрезерный торф *4	—	350—400
	Сланцы	—	250—300
Топки с разомкнутой схемой пылеприготовления	АШ, ПА, Т, 2СС	400—420	350
	Г, А, ГСШ, 1СС	350—400 *5	Все топлива
	Бурые угли	350—400	
Топки с замкнутой и полуразомкнутой схемами пылеприготовления и сушкой топлива газами		350—400 *6	300—350 *7

* Классификация топлива дана в кн. 2, разд. 7; см. также [22, 28, 31].
** Для ЖШУ такие же значения $t_{г.в}$ принимаются и для полуразомкнутых схем с воздушной сушкой.
*** Бо́льшие значения — для окисленных и тощих углей.
*4 Для торфа с $W^P \geqslant 50\%$ $t_{г.в} = 400$ °С.
*5 Бо́льшие значения — для углей кузнецких месторождений.
*6 Только для полуразомкнутых схем.
*7 Бо́льшие значения — при высокой влажности топлива.

Таблица 1.32. Допускаемые средние значения температур газов, °С, перед ширмами и вертикальными пароперегревателями, расположенными в соединительном газоходе [1] [20]

Топливо	Характеристика первичных отложений	Перед ширмами (на уровне середины выходного окна)		Перед конвективной частью перегревателя
		Цельносварные ширмы	Гладкотрубные ширмы	
Донецкие угли:				
АШ, ПА, Т	Рыхлые	1200	1150	1000
Г, Д	Прочные	1100	1100	950
Подмосковный Б	»	1100	1100	1000
Кизеловский Г	»	1100	1100	1000
Экибастузский:				
$A^c = 45 \div 50$ %	Рыхлые	1200	1200	1100
$A^c < 45$ %	Отсутствуют	1250	1250	1100
Назаровский, ирша-бородинский, березовский	Прочные	1050	1050	900
Кузнецкие Г, Т, СС	Рыхлые	1200	1150	1000
Ангренский Б	Прочные	1050	1050	900
Фрезерный торф	»	1000	1000	900
Сланцы северо-западных месторождений	»	1000	1000	900

[1] Для твердых топлив, не указанных в таблице, $\vartheta''_т < t_1$, где t_1 — температура начала деформации минеральной части топлива.

Таблица 1.33. Допускаемые значения температур газов, °С, перед первой по ходу газа поверхностью нагрева в опускном газоходе котла [28]

Топливо	Расположение труб	
	шахматное	коридорное
Шлакующие угли	800 *	850
Нешлакующие угли	900	950
Сланцы северо-западного месторождения	600	700

* При $S_1 - d \geqslant 100$ мм и $S_2 - d \approx 100$ мм допускается увеличение $\vartheta''_{\text{п.к}}$ до 850 °С; S_1 и S_2 — соответственно поперечный и продольный шаги между трубами, мм; d — диаметр труб, мм.

Таблица 1.34. Ориентировочные значения температуры уходящих газов за котлом [28]

Топливо	Температура, °С
Газ	120—130
Мазут:	
малосернистый ($S^р < 0{,}5$ %)	140
сернистый ($S^р = 0{,}5 \div 2$ %)	140—160
высокосернистый ($S^р > 2$ %)	> 160
Твердое топливо с приведенной влажностью $\left(W^п = \frac{W^р \cdot 10^3}{Q^р_н} \times 4{,}186\right.$, кг · %/кДж):	
$W^п \leqslant 3$	120—130
$W^п = 4 \div 10$	140—150
$W^п = 10 \div 20$	150—170
$W^п > 20$	170—180
Фрезерный торф	170—190

минальную паропроизводительность при заданных параметрах пара в соответствии с принятой тепловой схемой.

Исходными данными для конструкторского расчета являются тип котла, паропроизводительность, параметры перегрева первичного и вторичного пара, температура питательной воды, марка энергетического топлива и его месторождение, способ сжигания.

Поверочный расчет проводят для определения условий работы котла при переходе на сжигание другого топлива, изменении паропроизводительности, параметров пара, проведении реконструкции поверхностей нагрева.

При поверочном расчете известны (или определяются из чертежа) характеристики всех поверхностей нагрева: диаметры и число труб, их шаги, площади поверхностей, проходных сечений по газам и рабочему веществу.

Результаты поверочного расчета позволяют оценить помимо экономичности также степень надежности работы топки по условиям шлакования, недостаток или избыток площади поверхности нагрева пароперегревателя, опасность появления низкотемпературной коррозии.

Особенностью поверочного расчета котла является неизвестность промежуточных температур как по газам, так и по рабочему телу, включая значения по температурам уходящих газов и горячего воздуха.

Расчет ведется методом последовательных приближений. При расчете котла задаются температурой уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}}$, °С, с последующей проверкой принятого значения. Отклонение в принятом и уточненном значении $\vartheta_{\text{ух}}$ не должно превышать ±10 °С.

1.5.2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА

Коэффициент полезного действия котла $\eta_к$ характеризует полезно использованную теплоту, %,

$$\eta_к = 100 - \sum q_i = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 \quad (1.38)$$

и учитывает потери с уходящими газами q_2, химический и механический недожоги топлива q_3 и q_4 (см. табл. 1.22, 1.25), потери в окружающую среду q_5 и с теплотой шлака q_6.

Потери с уходящими газами

$$q_2 = \frac{\left(r_с H_{\text{отб}} + (1 - r_с) H_{\text{ух}} - \alpha_{\text{ух}} H^0_{\text{х.в}}\right)(100 - q_4)}{Q^р_р}, \quad (1.39)$$

где $r_с$ — доля газов, отобранных на сушку топлива (учитывается только в разомкнутых схемах пылеприготовления); $H_{\text{отб}}$, $H_{\text{ух}}$, $H^0_{\text{х.в}}$ — энтальпии в точке отбора, уходящих газов и холодного воздуха ($t_{\text{х.в}} = 30$ °С). Значения $H_{\text{отб}}$ и $H_{\text{ух}}$ определяются по уравнению

$$H = H^0_г + (\alpha - 1) H^0_в + H_{\text{зл}}, \quad (1.40)$$

где $H^0_г$, $H^0_в$, $H_{зл}$ — энтальпии газа, воздуха и золы при соответствующих температурах $\vartheta_{отб}$ и $\vartheta_{ух}$; α — коэффициент избытка воздуха в рассчитываемом месте газохода.

Значения $H^0_г$, $H^0_в$ и $H_{зл}$ определяются по данным кн. 2, разд. 7, $H_{зл}$ учитывается при $4{,}186 \cdot 10^3 a_{ун} A^р/Q^р_н \leqslant 6$.

Потери q_5 выбираются в зависимости от паропроизводительности котла:

D, кг/с	55,6	83,3	138,9	194,4	250	250
q_5, % . .	0,6	0,5	0,38	0,25	0,2	0,2

Потери с физической теплотой шлака, %,

$$q_6 = a_{шл} c_{шл} t_{шл} A^р/Q^р, \qquad (1.41)$$

где $a_{шл} = 1 - a_{ун}$ — доля золы в шлаке (см. табл. 1.22, 1.25); $c_{шл} = 0{,}832 + 0{,}00167 t_{шл}$ — теплоемкость шлака, кДж/кг; при твердом шлакоудалении $t_{шл} = 600$ °С, при жидком $t_{шл} = t_з + 100$ °С (значения $t_з$ — см. [28] и кн. 2, разд. 7). При $A^р \leqslant Q^р_н/70 a_{ун}$ q_6 для ТШУ не учитывается.

Располагаемая теплота сгорания $Q^р_р$ 1 кг твердого или 1 м³ газообразного топлива, вносимого в топку, кДж/кг (кДж/м³),

$$Q^р_р = Q^р_н + Q^в_{вн} + H_{тл} + Q_ф; \qquad (1.42)$$

$$Q^р_р = Q^с_н + Q^в_{вн} + H_{тл}, \qquad (1.43)$$

где $Q^р_н$, $Q^с_н$ — соответственно низшая теплота сгорания твердого (жидкого) и газообразного топлива. Теплота, внесенная с воздухом $Q^в_{вн}$, учитывается только при подогреве последнего вне агрегата. Физическая теплота топлива, кДж/кг (кДж/м³),

$$H_{тл} = c_{тл} t_{тл}.$$

Для твердого топлива температура $t_{тл}$ принимается равной 20 °С, а теплоемкость, кДж/(кг·°С),

$$c_{тл} = 0{,}042 W^р + c^с_{тл} (1 - 0{,}01 W^р).$$

Теплоемкость сухой массы топлива $c^с_{тл}$ составляет для бурых углей 1,13, каменных 1,09, углей марок А, ПА, Т 0,92 кДж/(кг·К).

При сжигании мазута $t^м_{тл} = 90 \div 130$ °С, а теплоемкость, кДж/(кг·°С),

$$c^м_{тл} = 1{,}74 + 0{,}0025 t^м_{тл}.$$

Теплота, вносимая в топку с паром при распыле мазута, кДж/кг,

$$Q_ф = G_ф (h_ф - r),$$

где $G_ф = 0{,}3 \div 0{,}35$ кг/кг — удельный расход пара при распыле мазута; $h_ф$ и r — энтальпия пара и скрытая теплота парообразования воды ($r = 2510$ кДж/кг).

Расход топлива, подаваемого в топочную камеру, кг/с, определяется по формуле

$$B = \frac{D(h''_{пер} - h_{пв}) + D_{пром}(h''_{пром} - h'_{пром}) + D_{пр}(h_{кип} - h_{п.в})}{Q^р_р \eta_к}, \qquad (1.44)$$

где D, $D_{пром} = (0{,}85 \div 0{,}9)\,D$ — расходы свежего пара и пара промперегрева, кг/с; $h''_{пер}$, $h_{п.в}$, $h''_{пром}$, $h'_{пром}$, $h_{кип}$ — энтальпия перегретого пара, питательной воды, пара на входе и выходе промежуточного перегревателя, кипящей воды, кДж/кг; $D_{пр} = (0{,}01 \div 0{,}02) D$ — расход продувочной воды (учитывается только для барабанных котлов), кг/с.

Расчет суммарных объемов продуктов сгорания, энтальпий воздуха и теплоты, переданной продуктами сгорания в поверхностях нагрева котла, ведется на 1 кг расчетного расхода топлива:

$$B_р = B\,(100 - q_4)/100. \qquad (1.45)$$

1.5.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПКИ

В поверочном расчете искомой величиной является температура на выходе из топки, °С,

$$\vartheta''_т = \frac{T_а}{M\left[\dfrac{5{,}67 F_{ст} \psi_{ср} \varepsilon_т T^3_а}{10^{11} B_р V c_{ср}}\right]^{0{,}6} + 1} - 273, \qquad (1.46)$$

где $T_а$ — адиабатная температура сгорания топлива, К; $F_{ст}$ — площадь поверхности стен топочной камеры, м²; $\psi_{ср}$ — среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов; $\varepsilon_т$ — тепловой коэффициент излучения экранов топки; $Vc_{ср}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг·К); M — параметр, учитывающий характер распределения температур по высоте топки.

Адиабатная температура $\vartheta_а = T_а - 273$ определяется по полезному тепловыделению в топке $Q_т$, равному энтальпии продуктов сгорания при избытке воздуха в конце топки $\alpha_т$:

$$Q_т = Q^р_р \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_в + r H_{отб} - Q^в_{вн}, \qquad (1.47)$$

где $Q_в = (\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл})\, H''_в + (\Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{пл})\, H^0_{х.в}$ — теплота, вносимая воздухом в топку, кДж/кг; $\alpha_т$, $\Delta\alpha_т$, $\Delta\alpha_{пл}$ — соответственно коэффициент избытка воздуха в топ-

ке (см. табл. 1.22, 1.25), присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления (табл. 1.35); $H''_в$, $H^0_{х.в}$ и $H_{отб}$ — энтальпия горячего, холодного воздуха и рециркулирующих продуктов сгорания, кДж/кг.

Средняя теплоемкость, кДж/(кг·К),

$$Vc_{ср} = \frac{Q_т - H''_т}{\vartheta_а - \vartheta''_т}. \qquad (1.48)$$

Так как в поверочном расчете $\vartheta''_т$ является искомой величиной, то для определения $Vc_{ср}$ значением $\vartheta''_т$ задаются с последующим уточнением. При различии в значениях $\vartheta''_т$, принятой в расчете $Vc_{ср}$ и полученной по (1.46), в 30 °С и менее повторный расчет $\vartheta''_т$ не производится.

Площадь поверхности стен топки $F_{ст}$ вычисляется по размерам площадей поверхностей, ограничивающих объем топочной камеры. Площадь поверхности ширм, включенных в объем топки, и двусветных экранов определяется как удвоенное произведение расстояния между осями крайних труб этих экранов на освещенную факелом длину труб.

Коэффициент тепловой эффективности зависит от углового коэффициента излучения экранов и степени их загрязнения, учитываемой величиной ζ:

$$\psi = \varphi\zeta. \qquad (1.49)$$

Значение углового коэффициента φ для ошипованных и плавниковых экранов, а также для поверхности, проходящей через первый ряд труб котельного пучка, фестона и ширм, расположенных в выходном окне топки, равно единице. Для различных типов гладкотрубных экранов зависимость $\varphi = \varphi(S_1/d)$ приведена на рис. 1.38.

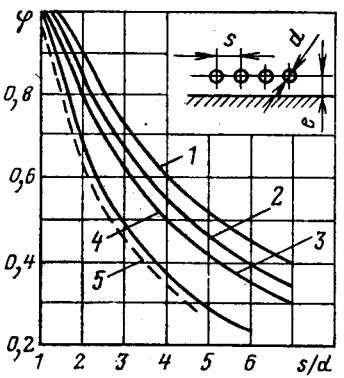


Рис. 1.38. Угловой коэффициент одного гладкотрубного экрана:

1 — с учетом излучения обмуровки при $e \geqslant 1{,}4d$; *2* — то же при $e = 0{,}8d$; *3* — то же при $e = 0{,}5d$; *4* — то же при $e = 0{,}5d$; *5* — то же без излучения обмуровки при $e \geqslant 0{,}5d$

Таблица 1.35. **Расчетные присосы холодного воздуха в котлах и в системах пылеприготовления [28]**

Поверхность нагрева или характеристика пылесистемы	$\Delta\alpha$
Топочная камера с современной подвесной или щитовой обмуровкой, гидравлическим уплотнением шлаковой шахты, а также при жидком шлакоудалении или сжигании газа и мазута	0,08
То же при наличии металлической наружной обшивки агрегата	0,05
Фестоны, ширмовый перегреватель на выходе из топки	0
Пароперегреватель конвективный или ширмовый в горизонтальном газоходе	0,03
Первичный или вторичный перегреватель в опускной конвективной шахте	0,03
Переходная зона (один или два пакета)	0,03
Экономайзер при одноступенчатом выполнении	0,02
То же при двухступенчатом выполнении на каждую ступень	0,02
Трубчатые воздухоподогреватели на каждую ступень	0,03
Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели	0,20
Шаровые барабанные мельницы:	
с промбункером при сушке горячим воздухом	0,1
с промбункером при сушке смесью воздуха и топочных газов	0,12
с прямым вдуванием	0,04
Молотковые мельницы:	
при работе под разрежением	0,04
при работе под давлением горячего воздуха	0
Среднеходные валковые мельницы при работе под разрежением	0,04
Мельницы-вентиляторы с подсушивающей трубой	0,2—0,25 *

* Верхний предел — для высоковлажных топлив.

Таблица 1.36. Коэффициент загрязнения лучевоспринимающих поверхностей топки [29]

Типы экранов	Топливо	Коэффициент загрязнения ζ
Открытые гладкотрубные и мембранные	Газ	0,65
	Мазут	0,55
	Шлакующие каменные и бурые угли, фрезерный торф	0,45 *
	Нешлакующие каменные угли (типа экибастузского) при $R_{90} \geqslant 20$ %	0,45
	То же при $R_{90} = 12 \div 15$ %	0,42 **
	АШ и ПА при $r_{ун} \geqslant 12$ %	
	Тощий уголь при $r_{ун} \geqslant 8$ %	0,45
	Горючие сланцы Северо-Западного месторождения	0,25 ***
Ошипованные экраны, покрытые огнеупорной массой, с твердым шлакоудалением	Все виды топлива	0,2
Экраны, закрытые шамотным кирпичом	То же	0,1

* Рекомендуемые значения действительны при $T_ф = \sqrt{T_a T''_т} = 1750$ К. При отличающихся значениях $T_ф$ вводится поправка $\Delta\zeta = -0{,}0357_ф/1000$. Максимальное значение ζ ограничено значением 0,55, минимальное 0,4.

** При уменьшении скорости газов в сечении топки (определяемой $ϑ''_т$) $w_г < 6$ м/с, коэффициент ζ уменьшается пропорционально до уровня $\zeta = 0{,}35$ при $w_г = 4$ м/с.

*** Рекомендуемые значения при $ϑ''_т = 1100$ °С. При отличающихся значениях $ϑ''_т$ вводится поправка $\Delta\zeta = 0{,}1\,\Delta ϑ''_т/100$.

Коэффициент ζ выбирается по табл. 1.36. Для двусветных экранов и ширм, входящих в объем топки, значение ζ уменьшается на 0,1, а для цельносварных экранов и ширм — на 0,05 по сравнению с его значениями для настенных экранов. При ошипованных экранах

$$\zeta = b\,(0{,}53 - 0{,}5 \cdot 10^{-3} t_з),$$

где $t_з$ — температура плавления шлака; b — эмпирический коэффициент, равный 1,0 для однокамерных и двухкамерных топок и 1,2 для полуоткрытых.

При закрытии стен топки экранами с различными угловыми коэффициентами

$$ψ_{ср} = \sum ψ_i F_{ст\,i}/F_{ст}. \qquad (1.50)$$

Для неэкранированных участков стен (горелки, лазы, лючки) $ψ = 0 (φ = 0)$.

Параметр M зависит от вида сжигаемого топлива, типа топочной камеры и расположения горелок. В общем случае

$$M = A - B\,(x_г + \Delta x). \qquad (1.51)$$

Значения A и B выбираются по табл. 1.37.

Величина $x_г = h_г/H_т$ представляет собой отношение высоты расположения горелок $h_г$, м, к общей высоте топки $H_т$ (рис. 1.39). Для многоярусного расположе-

Таблица 1.37. Значения коэффициентов A и B в уравнении (1.51) [28]

Топливо	Открытая топка		Полуоткрытая топка
	A	B	A
Газ, мазут	0,54	0,2	0,48
Высокореакционные твердые топлива	0,59	0,5	0,48
Угли марок А, Т	0,56	0,5	0,46
Высокозольные угли типа экибастузского	0,56	0,5	—

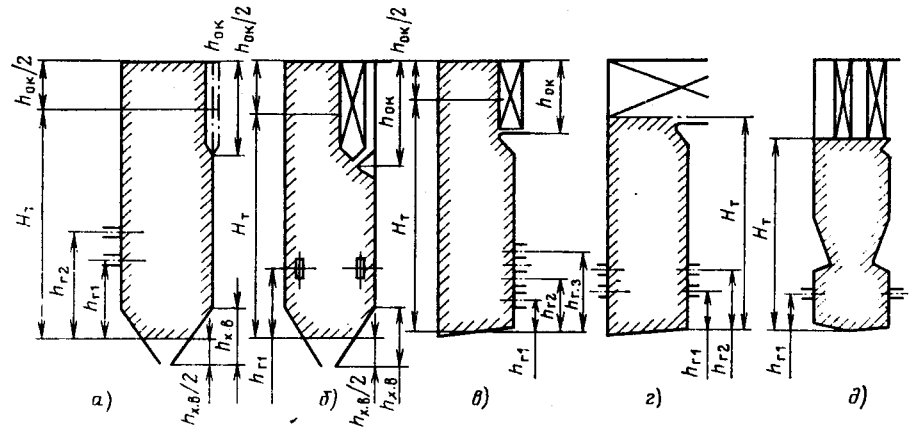


Рис. 1.39. К определению границ топочного объема и среднего уровня расположения горелок:
а, б — топки с ТШУ; *в, г* — газомазутные топки; *д* — двухкамерная топка

Таблица 1.38. **Коэффициенты теплового излучения факела $\varepsilon_ф$ и ослабления лучей k_i, 1/(МПа·м)**

Вид топлива	Величина	Формула
Газообразное и жидкое	Коэффициент теплового излучения: факела	$\varepsilon_ф = m\varepsilon_{св} + (1-m)\varepsilon_г$
	светящегося пламени	$\varepsilon_{св} = 1 - e^{-[k_г r_п + k_с]pS}$
	несветящихся трехатомных газов	$\varepsilon_г = 1 - e^{-k_г r_п pS}$
	Коэффициент ослабления лучей: трехатомными газами	$k_г r_п = \left(\frac{7{,}8 + 16r_{H_2O}}{3{,}16\sqrt{p_п S}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37T''_т/1000\right) r_п$
	сажистыми частицами	$k_с = 0{,}3\left(2 - \alpha''_т\right)\left(1{,}6T''_т - 0{,}5\right) C^р/H^р$
Твердое	Коэффициент теплового излучения факела	$\varepsilon_ф = 1 - e^{-kpS}$
	Коэффициент ослабления потока	$k = k_г r_п + k_{зл}\mu_{зл} + \varkappa$
	Коэффициент ослабления лучей золовым потоком	$k_{зл} = \frac{55\,900}{\sqrt[3]{T''^2_т d^2_{зл}}}$

Примечание. Обозначения: m — коэффициент усреднения, равный при сжигании жидких топлив 0,55, газа 0,1; S — эффективная толщина излучающего слоя, м; r_{H_2O}, $r_п = r_{RO_2} + r_{H_2O}$ — объемная доля водяных паров и трехатомных газов; $\alpha''_т$ — коэффициент избытка воздуха; $T''_т$ — температура газов в конце топки; $C^р$, $H^р$ — содержание углерода и водорода в топливе, %; p — давление, МПа; $d_{зл}$ — диаметр золовых частиц, в среднем равный при размоле угля в ШБМ 13 мкм, в СМ и ММ 16 мкм (для торфа 24 мкм).

Таблица 1.39. **Эффективная толщина излучающего слоя S, м**

Вид поверхности	Расчетная формула
Гладкотрубный пучок	$S = 0{,}9d\left(\frac{S_1S_2}{d^2}\frac{4}{\pi} - 1\right)$
Ширмовая	$S = \frac{1{,}8}{1/A + 1/B + 1/C}$
Воздухоподогреватель трубчатый	$S = 0{,}9d_{вн}$
Топка	$S = 3{,}6\frac{V_т}{F_{ст}}$

Примечание. Обозначения: $V_т$ — объем топки, м³; $F_{ст}$ — площадь поверхности стен топки, м³; d и $d_{вн}$ — наружный и внутренний диаметры, м; S_1 и S_2 — поперечный и продольный шаги пучка, м; A, B, C — соответственно высота, ширина и глубина единичной камеры, образованной двумя соседними ширмами, м.

ния горелок

$$h_г = \frac{\sum n_i B_i h_{гi}}{\sum n_i B_i}, \qquad (1.52)$$

где n_i — количество горелок; B_i — расход топлива через горелку, кг/с; $h_{гi}$ — высота расположения горелок i-го яруса ($i = 1, 2, 3$), м.

Поправкой Δx учитывается несовпадение области максимальных температур с уровнем горелок. Для фронтальной и встречной компоновок горелок $\Delta x = 0{,}1$ для котлов $D < 420$ т/ч и $\Delta x = 0{,}05$ при $D > 420$ т/ч.

При получении значения $M > 0{,}5$ в формулу (1.51) подставляется $M = 0{,}5$.

Коэффициент теплового излучения экранов топки

$$\varepsilon_т = \frac{\varepsilon_ф}{\varepsilon_ф + (1 - \varepsilon_ф)\psi_{ср}}. \qquad (1.53)$$

Формулы для расчета коэффициента теплового излучения факела приведены в табл. 1.38. Значение эффективной толщины излучающего слоя S определяется по табл. 1.39. Объемные доли водяных паров r_{H_2O} и трехатомных газов r_{RO_2} — см. кн. 2, § 2.2.

Концентрация золы в газах при сжигании твердого топлива

$$\mu_{зл} = a_{ун}A^р/(100G_г),$$

где $A^р$ — зольность топлива, %; $G_г = 1 - \frac{A^р}{100} + 1{,}0161\rho_{0в}\alpha V^0$ — масса дымовых газов, кг/кг; здесь $\rho_{0в} = 1{,}285$ — плотность воздуха, кг/м³; коэффициент $0{,}0161\rho_{0в}$ учитывает объем водяных паров, вносимый теоретически необходимым количеством воздуха. Значение V^0, м³/кг, определяется по составу топлива.

Полученная расчетом по (1.46) температура в конце топки должна гарантировать отсутствие шлакования последующих поверхностей нагрева и не превышать допускаемых значений, указанных в табл. 1.32.

Для топлив, не представленных в табл. 1.32, $\vartheta''_т$ принимают равной температуре начала деформации золы t_1.

Наличие в верхней части топки ширм позволяет увеличить $\vartheta''_т$ до значений, указанных в табл. 1.32.

При выполнении поверочного расчета необходима оценка надежности работы топки по тепловым напряжениям сечения и объема топки с последующим сравнением полученных значений с допускаемыми (см. табл. 1.22, 1.23, 1.25).

При расхождении в сторону увеличения полученных и допускаемых значений $\vartheta''_т$, q_F, q_V, $q_{л.г}$ конструктивными средствами, направляемыми на улучшение работы котла, могут являться изменение существующей компоновки горелок, переход на сжигание топлива в горелках иной конструкции, установка ширмовых поверхностей нагрева, если их не было ранее, и др.

Общее количество теплоты, переданное экраном при сжигании 1 кг топлива в топке, кДж/кг,

$$Q_л = \varphi_т\left(Q_т - H''_т\right), \qquad (1.54)$$

где $\varphi_т = \eta_к/(\eta_к + q_5)$ — коэффициент, учитывающий долю теплоты, переданной газами поверхностям нагрева.

Теплота $Q_{лi}$, воспринимаемая отдельными участками экранов топки, ширмами или фестоном, потолочным и настенным (если он имеется) пароперегревателями, определяется по уравнению

$$Q_{лi} = \eta_i\frac{B_р Q_л}{\sum F_i\varphi_i}F_i\varphi_i, \qquad (1.55)$$

где η_i — коэффициент неравномерности передачи теплоты по высоте топки (рис. 1.40); $\sum(F_i\varphi_i)$ — общая площадь лучевоспринимающей поверхности топки, м²; $F_i\varphi_i$ — площадь лучевоспринимающей поверхности рассчитываемого участка, м².

Приращение энтальпии рабочей среды, кДж/кг,

$$\Delta h_i = Q_{лi}B_р/D_i. \qquad (1.56)$$

Средняя плотность лучистого потока теплоты в топке, кВт/м²,

$$q_л = B_р Q_л/F_{ст}. \qquad (1.57)$$

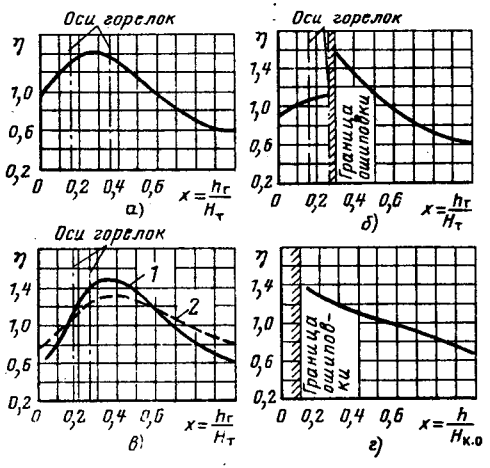


Рис. 1.40. Коэффициент неравномерности передачи теплоты по высоте топки:
а — газ, мазут; *б* — топки с ЖШУ; *в* — топки с ТШУ: *1* — АШ; *2* — бурые, каменные угли; *г* — камера охлаждения двухкамерных топок

Специфика конструкторского расчета топки состоит в определении по принятой температуре $\vartheta''_т$ (см. табл. 1.32) площади поверхности стен топочной камеры и выборе габаритов топочной камеры (глубины, ширины, высоты):

$$F_{ст} = \frac{B_р \varphi \left(Q_т - H''_т\right)}{5{,}67 \cdot 10^{-11} M e_т \psi_{ср} T''^2_т T^3_а} \times \times \sqrt[3]{\frac{1}{M^2}\left(\frac{T_а}{T''_т} - 1\right)^2}. \quad (1.58)$$

Расчет по (1.58) требует знания толщины излучающего слоя и значения $x_г$, которые являются неизвестными вследствие неопределенности значений объема топки $V_т$ и ее высоты $H_т$.

В качестве первого приближения объем топки, м³, можно определить по формуле

$$V_т = \left(3 - \frac{\vartheta''_т}{700}\right) V_{т.\,мин}, \quad (1.59)$$

где $V_{т.\,мин}$ — минимально допустимый объем топки, определяемый по формуле (1.31) и табл. 1.22 и 1.25.

Используя рекомендации по конструктивному оформлению топки (см. п. 1.4.2) и размещению горелок (см. табл. 1.24), проводят оценку $H_т$, $h_г$ и определяют по рис. 1.39 площадь $F_{ст}$. Расхождение между полученным значением $F_{ст}$ и рассчитанным по (1.58) не должно превышать ±2 %.

Расчет двухкамерных топок и методика позонного расчета однокамерных и полуоткрытых топок подробно изложены в [21, 28].

1.5.4. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

Уравнения теплового баланса по газам, восприятия теплоты обогреваемой средой и теплообмена для i-й поверхности составляются на 1 кг расчетного топлива $B_р$ (табл. 1.40). В поверочном расчете энтальпии рабочего тела и газа известны лишь на одном конце поверхности (H', h' или H'', h''). Задаваясь одним значением неизвестной температуры или энтальпии рабочего тела (h' или h''), из условия $Q_{бi} = Q_i$ находят (табл. 1.40) значение H' (или H''). Определяя затем по полученным параметрам газа и рабочего вещества температурный напор Δt (см. кн. 2, разд. 3) и коэффициент теплопередачи k, находят значение $Q_{тi}$. Если предварительно принятое количество теплоты $Q_{бi}$ отличается от значения $Q_{тi}$ не более чем на 2 %, расчет поверхности считается законченным. При невыполнении указанного условия расчет повторяется. Если во втором приближении температура по газам отличается от первого не более чем на 50 °С, значение коэффициента теплопередачи k не уточняется.

В конструкторском расчете искомым значением является площадь поверхности нагрева F. Значения энтальпий газов находят из условия $Q_{бi} = Q_i$. Значения h'' и h' выбирают на основании рекомендаций п. 1.5.1. Рекомендации по конструкции поверхностей нагрева, скоростям газов и рабочего тела приведены в п. 1.21, 1.22, табл. 1.49, 1.50. При расчете ширмы теплота, переданная излучением из топки и воспринимаемая ширмой, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_{л.\,ш} = \beta Q_{л.\,вх} - Q_{л.\,вых}, \quad (1.60)$$

где β — коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и ширмами (рис. 1.41); $Q_{л.\,вх}$ — теплота излучения на

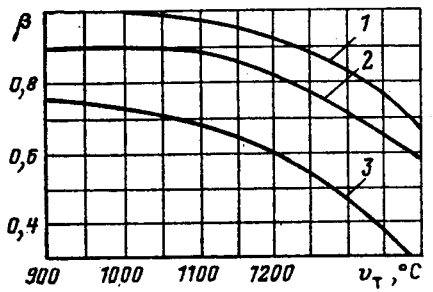


Рис. 1.41. Коэффициент взаимного теплообмена между ширмой и топкой:
1 — твердое топливо; *2* — мазут; *3* — газ

Таблица 1.40. Уравнения расчета конвективных поверхностей нагрева

Уравнение	Поверхность нагрева	Формула
Теплового баланса по газам	Все поверхности	$Q_{бl} = \varphi\left(H'_l - H''_l + \Delta\alpha H^0_{пр}\right)$
Восприятия теплоты обогреваемой средой	Пароперегреватели высокого и сверхкритического давления	$Q_{пе} = \frac{D_{пе}}{B_р}\left(h''_{пе} - h'_{пе}\right);$
		$Q_{пе} = \frac{D_{пе}}{B_р}\left(h''_{пе} - h'_{пе}\right) - Q_{л.\,пе};$
		$Q_{пе} = \frac{D_{пе}}{B_р}\left(h''_{пе} - h'_{пе} + \Delta h_{ППТО}\right) - Q_{л.\,пе}$
	Промежуточный перегреватель	$Q_{пром} = \frac{D_{пром}}{B_р}\left(h''_{пром} - h'_{пром}\right)$
	Экономайзер	$Q_{эк} = \frac{D_{эк}}{B_р}\left(h''_{эк} - h'_{эк}\right)$
	Воздухоподогреватель	$Q_{вп} = (\beta_{ср} + \beta_{рц})\left(H^{0''}_в - H^{0'}_в\right)$
Теплопередачи	Все поверхности нагрева	$Q_{mi} = \frac{k\,\Delta t F}{10^3 B_р}$

Примечание. В формулах приняты обозначения: H'_l и H''_l — энтальпии газов или воздуха до и после поверхности нагрева, кДж/кг; $\Delta\alpha$ — присос холодного воздуха; $H^0_{пр}$ — энтальпия холодного воздуха, кДж/кг; для всех поверхностей нагрева, кроме воздухоподогревателя, она находится по температуре холодного воздуха $t = 30$ °С; для воздухоподогревателя $H^0_{пр}$ вычисляется по средней температуре воздуха $t = 0{,}5\left(t''_{вп} + t'_{вп}\right)$; h' и h'' — энтальпии пара и воды на входе-выходе поверхности нагрева, кДж/кг; $\Delta h_{ППТО}$ — количество теплоты, отбираемое от перегретого пара при регулировании температуры перегрева или в выносном паро-паровом теплообменнике, кДж/кг; $Q_{л.\,пе}$ — теплота, полученная поверхностью за счет излучения из топки; $\beta_{ср} = \alpha_т - \Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{вп}/2 - \Delta\alpha_{пл}$; $\beta_{рц}$ — доля рециркуляции горячего воздуха в воздухоподогревателе; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); Δt — температурный напор, °С; F — расчетная площадь поверхности нагрева, м².

входе, находится по (1.55):

$$Q_{л.\,вых} = Q_{л.\,вх}(1 - \varepsilon)\varphi_ш + \frac{5{,}67 \cdot 10^{-11}\varepsilon F_{л.\,вых} T^4 \xi_п}{B_р}. \quad (1.61)$$

Здесь ε — коэффициент теплового излучения газов в ширмах, определяемый по табл. 1.38, 1.39; $\varphi_ш = \sqrt{(l/S_1)^2 + 1} - l/S_1$ — угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширмы (S_1 — поперечный шаг ширм, м; l — длина ширмы по ходу газов); $F_{л.\,вых}$ — площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева, находящейся за ширмами, м²; T — средняя температура газов, К; $\xi_п$ — поправочный коэффициент, зависящий от рода топлива (для углей, мазута $\xi_п = 0{,}5$, для сланцев 0,2, для газов 0,7).

При наличии в области ширм прилегающих поверхностей нагрева (экраны, потолочный пароперегреватель) теплота излучения $Q_{л.\,ш}$ в первом приближении распределяется между ними пропорционально площади их поверхности.

Для расчета поверхностей нагрева фестонов и котельных пучков используют уравнения теплового баланса по газам и теплопередачи.

При числе рядов пучка более пяти излучение, падающее на поверхность из топки, воспринимается ею полностью. Для числа рядов менее пяти расчет теплоты излучения, воспринятой поверхностью, определяется по (1.61). При расчете фестона, стоящего за ширмой,

$$Q_{л.\,ф} = [1 - (1 - \varphi)^n]\, Q_{л.\,вых}, \quad (1.62)$$

где n — число рядов фестона по ходу газов.

Для конвективного перегревателя, стоящего за ширмой и фестоном,

$$Q_{л.\,пе} = Q_{л.\,вых} - Q_{л.\,ф}; \quad (1.63)$$

за фестоном

$$Q_{л.\,пе} = Q_{л.\,вх} - Q_{л.\,ф}. \quad (1.64)$$

Значения углового коэффициента φ берут равными значению для одного ряда труб (см. рис. 1.38).

Таблица 1.41. Коэффициент теплопередачи в поверхностях нагрева котла k_l, Вт/(м²·К)

Расположение труб	Топливо	Поверхность нагрева	Формула
Шахматное	Твердое	Гладкотрубные, испарительные и конвективные: экономайзеры, выносные переходные зоны и пароперегреватели сверхкритического давления	$k = \dfrac{\alpha_1}{1 + \xi\alpha_1}$
		Пароперегреватели высокого и среднего давления	$k = \dfrac{\alpha_1}{1 + (\xi + 1/\alpha_2)\,\alpha_1}$
Шахматное и коридорное	Мазут, газ	Гладкотрубные пучки	$k = \psi \dfrac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$
Коридорное	Твердое, мазут, газ	Испарительные пучки, фестоны, переходные выносные зоны и экономайзеры	$k = \psi\alpha_1$
		Ширмы	$k = \dfrac{\alpha_1}{1 + (1 + Q_{\text{лш}}/Q)\,(\xi + 1/\alpha_2)\,\alpha_1}$
		Плавниковые экономайзеры	$k = \psi\alpha_{\text{пр}}$
		Воздухоподогреватели:	
		трубчатые	$k = \xi_{\text{исп}} \dfrac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$
		регенеративные (при 1,5 об/мин)	$k = \dfrac{\xi_{\text{исп}}}{1/\varkappa_{\text{г}}\alpha_1 + 1/\varkappa_{\text{в}}\alpha_2}$

Примечание. $\varkappa_{\text{г}}$ и $\varkappa_{\text{в}}$ — доли сечений для прохода газов и воздуха; $\alpha_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент теплоотдачи с наружной стороны, Вт/(м²·К) (см. кн. 2, разд. 3); для ширм СКД $1/\alpha_2 \approx 0$.

Коэффициент теплопередачи k_l, Вт/(м²·К), поверхностей нагрева рассчитывается в соответствии с данными табл. 1.41. При записи формул для k учтены особенности теплообмена на поверхностях нагрева котла: пренебрежимо малое термическое сопротивление стенки при теплообмене между газом и воздухом, отсутствие при нормальной эксплуатации накипи на внутренней поверхности труб, незначительное термическое сопротивление при передаче теплоты от стенки к воде, а также к пару сверхкритического давления. Влияние наружного загрязнения труб золой на процесс теплопередачи учтено коэффициентом загрязнения ξ и коэффициентом тепловой эффективности ψ, представляющим отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб (табл. 1.42, 1.43). Коэффициент использования $\xi_{\text{исп}}$ учитывает изменение восприятия теплоты поверхностью вследствие неравномерности ее омывания дымовыми газами (табл. 1.44). Для ширм значение коэффициента использования принимается в зависимости от скорости газа:

$w_{\text{г}}$, м/с	2,2	2,6	3,0	3,4
$\xi_{\text{исп}}$	0,7	0,76	0,8	0,825
$w_{\text{г}}$, м/с	3,8	4,2	4,6	5
$\xi_{\text{исп}}$	0,84	0,85	0,855	0,855

Коэффициент загрязнения, м²·К/Вт,

$$\xi = C_d C_{\text{фр}} \xi_0 + \Delta\xi, \qquad (1.65)$$

где ξ_0 — исходный коэффициент загрязнения (рис. 1.42).

Поправка на влияние диаметра труб C_d приведена на рис. 1.42, фракционного состава золы $C_{\text{фр}}$ принимается равной 1 для углей и сланцев и 0,7 для торфа. Значения поправки $\Delta\xi$, м²·К/Вт, на влияние температуры газов, поверхности нагрева и вида топлива даны в табл. 1.45.

Таблица 1.42. **Коэффициент тепловой эффективности ψ для фестонов, перегревателей и экономайзеров с коридорным расположением труб при сжигании мазута ($\alpha_т > 1{,}03$) [28]**

Поверхность нагрева	$w_г$, м/с	ψ
Первые и вторые ступени экономайзеров и переходные зоны с очисткой поверхностей нагрева дробью	4—12 12—20	0,7—0,65 0,65—0,6
Перегреватели, расположенные в конвективной шахте при очистке дробью, а также коридорные в горизонтальном газоходе без очистки, фестоны	4—12 12—20	0,65—0,6 0,6

Примечания: 1. Большее значение ψ относится к меньшей скорости газа.
2. При сжигании газа $\vartheta' < 400$ °С, $\psi = 0{,}9$; при $\vartheta' > 400$ °С $\psi = 0{,}85$.

Таблица 1.43. **Коэффициент тепловой эффективности ψ для фестонов, перегревателей и экономайзеров с коридорным расположением труб при сжигании твердых топлив [28]**

Топливо	ψ
АШ и тощие угли	0,6
Каменные и бурые угли, кроме перечисленных ниже, промышленные продукты каменных углей	0,65
Подмосковный бурый уголь	0,7
Бурые угли Канско-Ачинского месторождения, фрезерный торф	0,6
Горючие сланцы (северо-западные, каширские)	0,5

Примечание. Значения ψ для всех топлив, кроме подмосковного бурого угля, приведены при наличии очистки поверхности нагрева.

Таблица 1.44. **Коэффициент использования $\xi_{исп}$ трубчатых и регенеративных воздухоподогревателей [28]**

Топливо	Трубчатые воздухоподогреватели без промежуточных трубных досок [1]		Регенеративные воздухоподогреватели [2]
	Нижние ступени	Верхние ступени	
АШ, фрезерный торф	0,80	0,75	При перетечке воздуха $\Delta\alpha = 0{,}2 \div 0{,}25$; $\xi_{исп} = 0{,}8$
Мазут [2]	0,80	0,85	
Остальные топлива	0,85	0,85	При перетечке воздуха $\Delta\alpha = 0{,}15$; $\xi_{исп} = 0{,}9$

[1] При наличии промежуточных трубных досок между отдельными ходами воздуха коэффициент $\xi_{исп}$ уменьшается на 0,1 при одной доске и на 0,15 при двух досках.

[2] При сжигании мазута $\alpha_т > 1{,}03$ и $t'_{г.в} < 60$ °С коэффициент $\xi_{исп}$ уменьшается на 0,1.

Коэффициенты теплоотдачи от газа к стенке α_1, конвекцией $\alpha_к$ и излучением $\alpha_л$ приведены в табл. 1.46 и 1.47.

Влияние на процесс теплопередачи числа рядов труб z параметров геометрической компоновки пучка S_1/d, S_2/d, средних температур газа T и стенки труб $T_{ст}$, относительной длины трубы l/d учитывается введением поправочных коэффициентов C_z, C_s, C_t и C_d (табл. 1.46).

При поперечном омывании коридорных пучков и ширм

$$C_z = 0{,}91 + 0{,}0125\,(z_2 - 2) \quad \text{при} \quad z_2 < 10;$$

$$C_z = 1 \quad \text{при} \quad z_2 \geqslant 10;$$

$$C_s = [1 + (2S_1/d - 3)\,(1 - 0{,}5S_2/d)^3]^{-2}.$$

При $S_2/d \geqslant 2$, а также при $S_1/d < 1{,}5$ $C_z = 1$, при $S_2/d < 2$ и $S_1/d > 3$ в формулу для C_s следует подставить $S_1/d = 3$.

При поперечном омывании шахматных пучков

$$C_z = 3{,}12 z_2^{0{,}05} - 2{,}5 \text{ при } z_2 < 10 \text{ и } S_1/d < 3{,}0;$$

$$C_z = 4 z_2^{0{,}02} - 3{,}2 \text{ при } z_2 < 10 \text{ и } S_1/d \geqslant 3;$$

$$C_z = 1{,}0 \text{ при } z_2 \geqslant 10.$$

Таблица 1.45. **Поправки $\Delta\xi$ к коэффициенту загрязнения, м²·К/Вт [28]**

Поверхность	Топлива, дающие сыпучие отложения (в том числе АШ) при $Г_{ун}{}^{20}$ %	Антрацитовый штыб		Угли Канско-Ачинского бассейна и горючие сланцы при наличии очистки, фрезерный торф без очистки
		с очисткой дробью	без очистки	
Первые ступени экономайзеров, а также одноступенчатые экономайзеры и другие поверхности нагрева при $\vartheta' \leqslant 400$ °С	0	0	0,0017	0
Вторые ступени экономайзеров, одноступенчатые экономайзеры при $\vartheta' > 400$ °С и переходные зоны прямоточных котлов	0,0017	0,0017	0,0043	0,0026
Шахматные пучки перегревателей	0,0026	0,0026	0,0043	0,0035

Примечание. $Г_{ун}$—содержание горючего в уносе, %.

Таблица 1.46. **Расчетные зависимости коэффициентов α_l, Вт/(м²·К)**

Поверхность нагрева	Рабочая среда	Вид омывания средой	Расположение труб	Расчетная формула
Змеевиковые поверхности	Газы	—	—	$\alpha_1 = \xi_{исп}(\alpha_к + \alpha_л)$
Ширмовые поверхности	»	—	—	$\alpha_1 = \xi_{исп}\left(\alpha_к + \frac{\pi d}{2S_2\varphi} + \alpha_л\right)$
Гладкотрубные пучки	Газы или воздух	Поперечный	Коридорное	$\alpha_к = 0{,}2C_zC_s\frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0{,}65}Pr^{0{,}33}$
		То же	Шахматное	$\alpha_к = C_zC_s\frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0{,}6}Pr^{0{,}33}$
	Газы, пар, вода, воздух	Продольный	То же	$\alpha_к = 0{,}023\frac{\lambda}{d_{эк}}\left(\frac{wd_{эк}}{\nu}\right)^{0{,}8}\times$ $\times Pr^{0{,}4}C_tC_lC_d$
Плавниковые пучки	Газы	Поперечный	»	$\alpha_к = 0{,}14C_z\varphi_\sigma^{0{,}24}\frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0{,}68}$
Вращающийся регенеративный воздухоподогреватель	Газы, воздух	Продольный	»	$\alpha_к = A\frac{\lambda}{d_{эк}}\left(\frac{wd_{эк}}{\nu}\right)^{0{,}8}\times$ $\times Pr^{0{,}4}C_tC_l$

Примечание. A—коэффициент, зависящий от типа набивки; для набивки из волнистых и дистанционирующих листов A=0.027, из гладких и дистанционирующих A=0,021; Pr—число Прандтля.

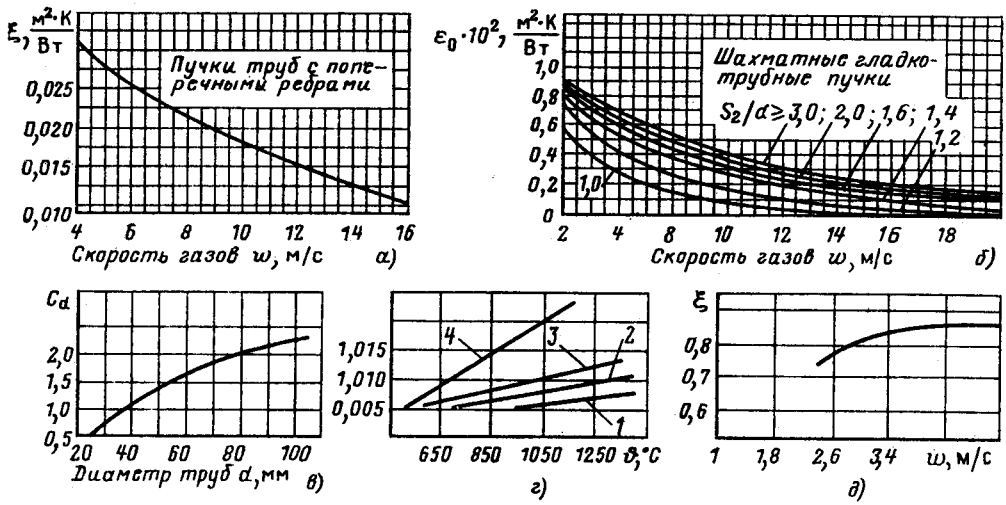


Рис. 1.42. Коэффициент загрязнения:

а — пучков труб с поперечными ребрами; *б* — шахматных пучков; *в* — поправка на диаметр труб; *г* — коэффициент загрязнения ширмовых пароперегревателей: *1* — нешлакующее топливо; *2* — умеренно шлакующее топливо с очисткой; *3* — умеренно шлакующее топливо без очистки и сильно шлакующее (типа фрезерного торфа) с очисткой; *4* — горючие сланцы Северо-Западного месторождения; *д* — коэффициент использования ширмы

Поправочный коэффициент C_s рассчитывается по параметру

$$\varphi_\sigma = \frac{S_1/d - 1}{\sqrt{0{,}25\,(S_1/d)^2 + (S_2/d)^2 - 1}},$$

где подкоренные выражения в знаменателе представляют собой средний относительный шаг труб:

$C_s = 0{,}34\varphi_\sigma^{0,1}$ при $0{,}1 < \varphi_\sigma \leqslant 1{,}7$;

$C_s = 0{,}275\varphi_\sigma^{0,5}$ при $1{,}7 < \varphi_\sigma \leqslant 4{,}5$ и $S_1/d < 3$;

$C_s = 0{,}34\varphi_\sigma^{0,1}$ при $1{,}7 < \varphi_\sigma \leqslant 4{,}5$ и $S_1/d \geqslant 3$.

Поправочный коэффициент $C_t = (T/T_{ст})^{0,5}$ для дымовых газов и воздуха при продольном омывании вводится только при их нагревании. При охлаждении газов и воздуха и течении по трубам пара и воды $C_t = 1$.

Поправка на относительную длину трубы C_l вводится для труб с $l/d < 50$ [28]. Практически для всех случаев в котле, за исключением фестона, $C_l = 1{,}0$.

Коэффициент C_d характерен только для кольцевых каналов при одностороннем обогреве [5]. Для двустороннего обогрева и поверхностей нагрева котла $C_d = 1$.

Таблица 1.47. **Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$, Вт/(м²·К)**

Состояние излучающей среды	Расчетная формула
Запыленный золовой поток	$\alpha_л = 5{,}67 \cdot 10^{-8}\,\frac{\varepsilon_з + 1}{2}\,\varepsilon T^3\,\frac{1 - (T_з/T)^4}{1 - T_з/T}$
Газовый поток (при отсутствии золы)	$\alpha_л = 5{,}67 \cdot 10^{-8}\,\frac{\varepsilon_з + 1}{2}\,\varepsilon T^3\,\frac{1 - (T_з/T)^{3,6}}{1 - T_з/T}$
Излучение потока с учетом излучения газовых камер	$\alpha'_л = \alpha_л\left[1 + A_1\left(\frac{T}{1000}\right)^{0,25}\left(\frac{l_{об}}{l_п}\right)^{0,07}\right]$

Примечание. Обозначения: $\varepsilon_з$ — коэффициент теплового излучения загрязненных стенок ($\varepsilon_з = 0{,}8$); $T_з$ — температура загрязненной наружной поверхности, К; A_1 — коэффициент, равный 0,3 при сжигании газа и мазута, 0,4 при сжигании каменных углей и АШ, 0,5 при сжигании бурых углей, горючих сланцев и фрезерного торфа; $l_п$ и $l_{об}$ — глубина (по ходу газов) рассчитываемого пучка и газового объема, м.

Таблица 1.48. Температура наружных загрязнений труб $t_з$, °С

Топливо	Поверхность нагрева	Формула
Твердое и жидкое	Ширмовые поверхности, конвективные пучки пароперегревателей и настенные поверхности	$t_з = t_{ср} + \left(\xi + \frac{1}{\alpha_2}\right)\frac{(Q_б + Q_л)B_р}{F}$
	Фестоны	$t_з = t_{ср} + 80$
	Одноступенчатые экономайзеры при $\vartheta' > 400$ °С, вторые ступени экономайзеров при шахматном и коридорном расположении труб	$t_з = t_{ср} + 60$
	Первые ступени экономайзеров и одноступенчатые экономайзеры при $\vartheta' \leqslant 400$ °С при шахматном и коридорном расположении труб	$t_з = t_{ср} + 25$
Газообразное	Все поверхности нагрева котла	$t_з = t_{ср} + 25$
Все виды топлива	Вторые ступени воздухоподогревателей	$t_з = 0{,}5\,(\vartheta_{ср} + t_{ср})$

Примечание. В формулах приняты следующие обозначения: $\vartheta_{ср}$ и $t_{ср}$ — средние значения температуры потока газов и рабочей среды, °С; $Q_б$ и $Q_л$ — тепловосприятие поверхности, определяемое по уравнению баланса теплоты, кДж/кг; ξ — коэффициент загрязнения, м²·К/Вт; α_2 — коэффициент теплоотдачи со стороны рабочей среды, Вт/(м²·К); F — площадь поверхности, м².

Значения кинематической вязкости ν, м²/с, теплопроводности λ, Вт/(м·К), числа Прандтля Pr определяются при средней температуре (см. кн. 2, разд. 3).

Коэффициенты теплоотдачи α_2, Вт/(м²·К), от стенки к рабочему веществу (пару, воде, газам, воздуху) также могут быть рассчитаны по формулам табл. 1.46. Например, для воздухоподогревателя значение $\alpha_к$ для газов берется по пятой, а α_2 — по третьей формуле табл. 1.46.

При расчете коэффициентов теплоотдачи излучением $\alpha_л$ значения коэффициентов излучения потока газов ε определяются при средней температуре потока T, К, по формулам табл. 1.38. Для светящегося пламени $\varepsilon = \varepsilon_{св}$, для несветящегося $\varepsilon = \varepsilon_г$. Толщина излучающего слоя принимается по табл. 1.39.

Входящее в расчетные соотношения для $\alpha_л$ значение температуры загрязнения наружной стенки труб $T_з$ рассчитывается по формулам табл. 1.48.

Излучение газовых объемов, расположенных перед конвективными пучками или между ними, учитывается приближенно путем увеличения расчетного коэффициента теплоотдачи излучением (см. формулу для $\alpha'_л$ в табл. 1.48).

Скорости газа, воздуха, воды и пара. Скорость газа и воздуха, м/с, определяется по формулам

$$w_г = \frac{B_р V_г}{f_г}\,\frac{273 + \vartheta}{273}; \qquad (1.66)$$

$$w_в = \frac{B_р V^0}{f_в}\,\frac{273 + t}{273}\,\beta_{ср}, \qquad (1.67)$$

где $V_г$ и V^0 — соответственно объем газа на 1 кг топлива, рассчитываемый по среднему избытку воздуха в газоходе, и теоретически необходимый объем для сгорания воздуха (определяется при давлении 0,1013 МПа и 0 °С), м³/кг; $f_г$ и $f_в$ — площади сечения по газу и воздуху, м²; ϑ, t — средние температуры газа и воздуха, °С;

$$\beta_{ср} = \alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}.$$

Средний избыток воздуха

$$\alpha_{ср} = \alpha_i + \frac{\Delta\alpha_i}{2},$$

где α_i — избыток воздуха перед i-й поверхностью; $\Delta\alpha_i$ — присосы воздуха в i-ю поверхность (см. табл. 1.35).

Площадь живого сечения для поперечно омываемых гладкотрубных пучков, м²,

$$f = ab - z_1 l_т d, \qquad (1.68)$$

где a и b — размеры газохода в расчетном сечении, м; z_1 — число труб в ряду; d и

$l_т$ — диаметр и длина труб, м (при изогнутых трубах за $l_т$ принимается проекция труб на плоскость, в которой определяется скорость). Площадь проходного сечения при продольном омывании и течении среды внутри труб, м²,

$$f = \frac{\pi}{4} z d_{вн}^2, \qquad (1.69)$$

при течении между трубами

$$f = ab - z\frac{\pi d^2}{4}, \qquad (1.70)$$

где z — число труб в пучке.

При различных площадях входного f' и выходного f'' сечений

$$f = 2f'f''/(f' + f'').$$

Площадь живого сечения для прохода газа и воздуха в регенеративных воздухоподогревателях (РВВ), м²,

$$f = \frac{\pi}{4} D_{вн}^2 \varkappa K_р K_л z_{РВВ}, \qquad (1.71)$$

где $D_{вн}$ — внутренний диаметр ротора, м; $\varkappa$ — часть общего сечения, омываемая газами ($\varkappa = \varkappa_г$) или воздухом ($\varkappa = \varkappa_в$); $K_р$ — коэффициент, учитывающий загромождение площади сечения ротора ступицей и перегородками; $K_л$ — коэффициент, учитывающий загромождение ротора листами; $z_{РВВ}$ — число воздухоподогревателей.

Зависимости $K_р$ от $D_{вн}$ и $K_л$ от толщины листа $\delta_л$ и эквивалентного диаметра набивки $d_{эк}$, мм, определяются по следующим данным:

$D_{вн}$, м	3,5	5	6,5	8	9,5	11
$K_р$	0,86	0,887	0,91	0,022	0,331	0,934
$d_{эк}$, мм	9,6	7,8		9,8		
$\delta_л$, мм	0,63	0,63		1,2		
$K_л$	0,89	0,86		0,81		

Количество воздухоподогревателей при конструировании нового котла принимается равным: при $D \leqslant 88{,}9$ кг/с $z_{РВВ} = 2$; при $116{,}7 < D < 177{,}8$ кг/с $z_{РВВ} = 3 \div 4$; при $D > 177{,}8$ кг/с $z_{РВВ} = 4$.

При выполнении расчета следует обратить внимание на то, чтобы полученные значения скоростей газов $w_г$ во избежание абразивного износа золой труб были не больше значений, приведенных в табл. 1.49. Минимальное значение скорости $w_г$ по условиям отсутствия заноса золой поверхностей нагрева должно составлять не менее 50 % рекомендованного для расчета.

Значения ρw должны находиться в пределах, указанных в табл. 1.50. Повышение верхнего предела может привести к увеличению гидравлического сопротивления, а уменьшение — к опасности пережога труб из-за недостаточного их охлаждения. В экономайзере кипящего типа нижний

Таблица 1.49. Предельно допустимые скорости газов $w_г$, м/с, на входе в первый пакет конвективной шахты [28]

Топливо	Относительный продольный шаг	
	$S_1/d=2.5$	$S_1/d=4$
Подмосковный бурый уголь	8,8	7,8
Антрацит	11,5	10,8
Донецкий каменный уголь	12,0	10,5
Челябинский бурый уголь	10,0	9,0
Экибастузский каменный уголь	7,0	6,0
Кизеловский каменный уголь	10,5	9,5

Таблица 1.50. Рекомендуемые значения массовой скорости ρw рабочего тела [5]

Поверхность нагрева	ρw, кг/(м²·с)
Конвективный экономайзер:	
некипящий	500—600
кипящий	800
Конвективный промежуточный пароперегреватель	250—350
Нижняя радиационная часть котла СКД при сжигании:	
мазута	2500—2800
твердого топлива	2000—2200
газа	1500—1800
Верхняя радиационная часть котла СКД при сжигании:	
твердого топлива	1500—1800
мазута	1000—1500
газа	1000
Ширмы	1400—1500
Пароперегреватель СКД	1500—1600
Перегреватель высокого давления:	
конвективный	900—1000
ширмовый	800—1100
радиационный	1000—1500

Примечания. 1. При использовании рециркуляции рабочей среды скорость может быть уменьшена на 25 %.

2. Бо́льшие значения скоростей выбираются для пакетов с температурой стенки, близкой к предельной.

3. Выбор массовых скоростей в отдельных поверхностях нагрева производится по условиям надежной работы металла труб. При этом расчет проводится из условия работы котла при максимальной и минимальной нагрузках с учетом возможного (нормативного) отклонения его от номинального режима работы.

предел ρw определяется условиями отсутствия внутренней коррозии.

При конструктивном расчете значениями $w_г$ и ρw задаются (табл. 1.49 и 1.50). Искомыми значениями в этом случае являются площади проходных сечений для указанных сред. Задаваясь диаметрами труб и шагами их размещения (см. § 1.24), находят число труб z [(1.69) или (1.70)] и число труб в ряду (1.68).

Количество параллельно подключенных ниток труб определяют по формуле (1.3).

Для пароперегревателей, расположенных в соединительном газоходе котла, $l_т$ равно средней высоте газохода. При расположении поверхности нагрева (пароперегреватель, переходная зона, экономайзер) в опускном газоходе и размещении труб параллельно фронту котла $l_т = a = a_т$. Для компоновки с расположением труб перпендикулярно фронту котла $l_т = b$ [см. (1.68)].

Скорость воздуха $w_в$ в трубчатом воздухоподогревателе, м/с, принимается равной $(0{,}4—0{,}6)w_г$, а скорость газа $w_г = 11 \pm 2$ м/с. В РВВ $w_г = 9 \div 10$ м/с, а $w_в = 6 \div 9$ м/с. При принятом числе РВВ его внутренний диаметр и значение $\varkappa$ подбирают таким образом, чтобы удовлетворить требованиям по значениям $w_г$ и $w_в$.

Определение площадей поверхности нагрева, м², проводят по ее характеристикам:

змеевиковая трубчатая поверхность

$$F = \pi d \Sigma (l, z)_i; \qquad (1.72)$$

мембранная цельносварная поверхность

$$F = [\pi d - 2\delta + 2b_{пр}] \Sigma (lz); \qquad (1.73)$$

$$F = [\pi d - 2\delta + 4b_{пл}] \Sigma (lz); \qquad (1.74)$$

площадь поверхности регенеративного воздухоподогревателя

$$F = \pi d_{ср} \Sigma lz; \qquad (1.75)$$

площадь поверхности регенеративного воздухоподогревателя

$$F = 0{,}95 \frac{\pi}{4} D^2_{вн} K_р C h, \qquad (1.76)$$

где d и $d_{вн}$ — наружный и средний диаметры трубы, м; z — число змеевиков или труб [см. (1.69), (1.70)]; l — длина трубы или змеевика, м; 0,95 — коэффициент степени заполнения ротора листами поверхности нагрева; $b_{пр}$, $b_{пл}$ — размеры металлической проставки и плавника, м; C — удельная площадь поверхности 1 м³ набивки ротора, м²/м³; h — высота набивки, м; остальные обозначения аналогичны (1.71).

Зависимость C от толщины листа набивки и эквивалентного диаметра $d_{эк}$ следующая:

$d_{эк}$, мм	9,6	7,8	9,8
C, м²/м³	365	440	325
$\delta_д$, мм	0,63	0,63	1,2

При выполнении поверочного расчета может оказаться, что имеющаяся площадь поверхности перегревателя не обеспечивает необходимой температуры нагрева. В этом случае площадь поверхности следует уменьшить (или увеличить) за счет изменения числа петель пароперегревателя при сохранении значения $\Delta h_{рег} = 45 \div 63$ кДж/кг.

В экономайзере энтальпии воды на выходе $h''_{эк}$ должны находиться в пределах рекомендованных значений (см. табл. 1.30).

В воздухоподогревателе во избежание низкотемпературной коррозии минимальная температура стенки металла $t_{ст.мин}$ должна превышать $t_р + 10$, где $t_р$ — температура точки росы, °С:

$$t_р = t_{конд} + \frac{200 \sqrt[3]{S^р_{пр}}}{1{,}23^{a_{ун}} A^р_{пр}}. \qquad (1.77)$$

Здесь $t_{конд}$ — температура конденсации водяных паров, °С; $S^р_{пр}$, $A^р_{пр}$ — приведенные сернистость и зольность топлива, % · кг/МДж; $a_{ун}$ — доля золы в уносе.

Для трубчатого воздухоподогревателя

$$t_{ст.мин} = \frac{0{,}8\alpha^г_к \vartheta'' + \alpha^в_к t'_{вп}}{0{,}95\alpha^г_к + \alpha^в_к}; \qquad (1.78)$$

для регенеративного

$$t_{ст.мин} = \frac{\varkappa_г \alpha^г_к \vartheta'' + \varkappa_в \alpha^в_к t'_{вп}}{\varkappa_г \alpha^г_к + \varkappa_в \alpha^в_к}, \qquad (1.79)$$

где $\alpha^г_к$ и $\alpha^в_к$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны соответственно газа и воздуха, Вт/(м² · К) (табл. 1.46); ϑ'', $t'_{вп}$ — температуры воздуха на входе и газов на выходе из воздухоподогревателя, °С; $\varkappa_в$ и $\varkappa_г$ — доли сечения для прохода воздуха и газа.

1.5.5. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЛА

Целью аэродинамического расчета является выбор тягодутьевых машин на основе определения производительности тяговой и дутьевой систем и перепада полных давлений в газовом и воздушном трактах.

В котлах с уравновешенной тягой раздельно рассчитываются перепады давлений в воздушном тракте от места забора воздуха из окружающей атмосферы до входа воздуха в топку и в газовом тракте от топки до выхода газов из дымовой трубы. Основная часть воздушного тракта от вентилятора до входа в топку находится под давлением, а газовый тракт — под разрежением. В топке поддерживается давление, близкое к атмосферному.

В котлах с наддувом весь газовоздушный тракт рассчитывается совместно; от вентилятора до дымовой трубы он находится под давлением.

Подача дутьевого вентилятора, м³/с

$$V_{ДВ}=B_р V^0(\alpha_т-\Delta\alpha_т-\Delta\alpha_{пл}+\Delta\alpha_{вп})\frac{t_{хв}+273}{273}.$$

Объемный расход газов перед дымососом, м³/с

$$V_д=B_р\left[V_г^0+(\alpha_д-1)V^0\right]\frac{\vartheta_д+273}{273},$$

где $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с; V^0 — теоретическое количество воздуха (при давлении 0,1013 МПа и 0 °С), необходимое для сгорания 1 кг топлива, м³/кг; $V_г^0$ — теоретический объем продуктов сгорания (при давлении 0,1013 МПа и 0 °С) на 1 кг топлива при избытке воздуха $\alpha = 1$, м³/кг; $\alpha_т$ и $\alpha_д$ — соответственно избытки воздуха в топке и перед дымососом; $\Delta\alpha_т$ и $\Delta\alpha_{пл}$ — соответственно присосы воздуха в топке и в системе пылеприготовления; $\Delta\alpha_{вп}$ — перетечки воздуха в воздухоподогревателе; $t_{х.в}$, $\vartheta_д$ — соответственно температура холодного воздуха и газов у дымососа, °С.

Перепад полных давлений по газовому тракту при уравновешенной тяге, Па,

$$\Delta p_п=\Delta p\frac{\rho_0}{1{,}293}-\sum\Delta p_с+p_т'',$$

где Δp — суммарное сопротивление без поправки на сжимаемость на участке «топка — выход» из дымовой трубы, Па; $\sum\Delta p_с$ — суммарная самотяга газового тракта, включая дымовую трубу, Па; $p_т''$ — разрежение на выходе из топки, обычно принимается $p_т''=20$ Па.

Перепад полных давлений в воздушном тракте, Па

$$\Delta p_п=\Delta p-p_с-p_т',$$

где Δp — суммарное сопротивление на участке забора воздуха и выхода из горелки, Па; $p_с$ — суммарная самотяга воздушного тракта, Па; $p_т'=p_т''+\rho g b'$ — разрежение в топке на уровне ввода воздуха, Па; b' — разность отметок между выходом газа из топки и вводом воздуха в топку, м.

Самотяга при температуре наружного воздуха 20 °С на любом участке газовоздушного тракта, включая дымовую трубу, Па,

$$\Delta p_с=\pm b(\rho_в-\rho)g,$$

где b — разность высот концов рассчитываемого участка, м; ρ — средняя по высоте участка плотность среды, кг/м³.

При движении потока вверх значение $\Delta p_с$ берется со знаком плюс, при движении вниз — со знаком минус. При работе с наддувом перепад полных давлений во всем тракте, воздушном и газовом,

$$\Delta p_п=(\Delta p-p_с)_{возд}+(\Delta p-p_с)_{газ}-0{,}95b'.$$

Индексы «возд» и «газ» относятся к воздушной и газовой частям тракта.

Все сопротивления Δp при выполнении расчета разделяют на следующие:

1) трения — возникает при движении потока вдоль поверхностей, в том числе при продольном омывании пучков труб;

2) местные — вызываются резкими изменениями конфигурации канала или направления движения потока канала, в том числе поперечно омываемых трубных пучков;

3) самотяги и ускорения.

Значения указанных выше сопротивлений определяют по зависимостям, приведенным в [2].

Расчетная подача тягодутьевой машины, м³/с,

$$Q_р=\beta_1 V/z.$$

Расчетное давление тягодутьевой машины, Па,

$$p_р=\beta_2\Delta p_п,$$

где V — расход газов или воздуха, м³/с; $\Delta p_п$ — перепад полных давлений, Па; z — число тягодутьевых машин на котле; β_1 и β_2 — коэффициенты запаса по подаче и давлению, принимаемые соответственно равными 1,10 и 1,20.

Для определения соответствия тягодутьевой машины требуемым значениям $p_р$ и $Q_р$ необходимо привести значение $p_р$ к плотности среды, для которой заводом-изготовителем дается характеристика машины. Для этой цели можно воспользоваться следующим выражением:

$$p_р^{пр}=\frac{\rho}{\rho_{зав}}p_р,$$

где ρ — плотность среды проходящей через тягодутьевую машину, кг/м³; $\rho_{зав}$ — плотность воздуха, указанная в заводской характеристике, кг/м³.

Установленная мощность электродвигателей тягодутьевых машин, кВт,

$$N_{эл}=\beta_3\frac{Q_р p_р}{\eta_э^р}10^{-3},$$

где β_3 — коэффициент запаса мощности электродвигателя, принимаемый равным 1,1; $\eta_э^р$ — эксплуатационный КПД тягодутьевой машины при расчетном режиме.

Как правило, на один котел устанавливают два вентилятора и два дымососа (в случае наддува — только два вентиля-

тора). Для мощных котлов ($D>2500$ т/ч) допускается установка трех-четырех машин. Для котлов производительностью 950 т/ч и более применяют осевые дымососы, а при производительности более 1500 т/ч — также и осевые вентиляторы. В остальных случаях устанавливаются высокоэкономичные радиальные (центробежные) тягодутьевые машины с сильно загнутыми крыловидными лопатками.

1.6. ГИДРОДИНАМИКА ПАРОВОДЯНОГО ТРАКТА КОТЛА

1.6.1. ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ КОНТУРОВ

Основное требование надежности работы котлов — обеспечение условий, исключающих работу металла труб в нерасчетных температурных режимах. Для оценки отклонений тепловосприятий, расходов среды, гидравлических сопротивлений и т. п. в отдельных трубах от средних значений вводятся следующие величины:

1) *коэффициент температурной разверки* — отношение температуры среды на выходе $t_т^{вых}$ из разверенной трубы (т. е. трубы, находящейся в наиболее опасных температурных условиях работы) к средней температуре $t_{ср}^{вых}$ на выходе из элемента:

$$\rho_т = t_т^{вых}/t_{ср}^{вых};$$

2) *коэффициент тепловой разверки* — отношение приращения энтальпии среды в отдельной трубе (витке) к среднему приращению ее в элементе:

$$\rho_q = \Delta h_т/\Delta h_{ср};$$

3) *коэффициент гидравлической разверки* — отношение расходов среды в отдельной трубе $D_т$ к среднему расходу в трубах элемента $D_{ср}$:

$$\rho_г = D_т/D_{ср};$$

4) *коэффициент неравномерности тепловосприятия* в элементе — отношение среднего удельного тепловосприятия разверенной трубы $q_т$ к среднему удельному тепловосприятию элемента $q_{ср}$:

$$\eta_т = q_т/q_{ср}.$$

Значение $\eta_т$ меняется в пределах от $\eta_т^{мин} = 0{,}25$ до $\eta_т^{макс} = 1{,}5$;

5) *коэффициент гидравлической неравномерности* — отношение полного коэффициента гидравлического сопротивления разверенной трубы $z_{тр}$ к полному среднему коэффициенту гидравлического сопротивления элемента $z_{ср}$:

$$\eta_г = z_{тр}/z_{ср};$$

6) *коэффициент конструктивной нетождественности* — отношение площади обогреваемой поверхности отдельной трубы $F_{тр}$ к площади обогреваемой поверхности трубы элемента $F_{ср}$ со средним обогревом:

$$\eta_{к.н} = F_{тр}/F_{ср}.$$

Коэффициенты $\rho_т$ и $\eta_{к.н}$, а также $\rho_т$ и $\eta_г$ связаны между собой соотношениями

$$\rho_т = \eta_{к.н}\eta_т/\rho_q; \qquad (1.80)$$

$$\rho_г = \left\{\frac{1}{\eta_г}\left[1 - \frac{\Delta p_т^{нив} - \Delta p_{ср}^{нив} + \Delta p^{кол}}{\Delta p_{ср}^{гид}}\right]\frac{\bar{\rho}}{\bar{\rho}_{ср}}\right\}^{0,5}, \qquad (1.81)$$

где $\Delta p_т^{нив}$ и $\Delta p_{ср}^{нив}$ — нивелирные перепады давления для разверенных труб и труб со средним обогревом, Па (см. кн. 2, разд. 1); $\Delta p^{кол}$ — разность суммарных потерь давления в коллекторах между сечением присоединения разверенных труб и средним местом присоединения остальных труб со средним обогревом, Па; $\bar{\rho}$ и $\bar{\rho}_{ср}$ — средние плотности среды в разверенной трубе и в элементе, кг/м^3; $\Delta p_{ср}^{гид} = \Delta p_{тр} + \Sigma\Delta p_м$ — потери давления в трубах со средним обогревом, Па; $\Delta p_{тр}$ и $\Sigma\Delta p_м$ — потери давления на трение и в местных сопротивлениях, Па (см. кн. 2, разд. 1).

В котлах с естественной циркуляцией в наиболее тяжелых температурных условиях работает металл слабо обогреваемых труб, а в котлах с принудительным движением — наиболее обогреваемых труб и труб с малым расходом среды, т. е когда $(\rho w)_т < (\rho w)_{ср}$. Повышение температуры металла в указанных трубах связано с нарушением нормального гидравлического режима в топочных экранах, а именно с возникновением таких явлений, как *застой* — медленное движение воды и пара, при котором имеет место застой отдельных паровых пузырей на некоторых участках обогреваемой трубы, *опрокидывание* — изменение направления движения воды в трубе, сопровождаемое ее запариванием из-за скопления поднимающегося вверх пара в медленно опускающей воде, *образование свободного уровня* — прекращение движения воды в трубе, выведенной в паровое пространство барабана, с медленным движением пара выше уровня воды в ней.

Для предотвращения появления застоя и опрокидывания, а также образования свободного уровня в трубах контуров с естественной циркуляцией необходимо, чтобы при всех нагрузках котла выполнялись

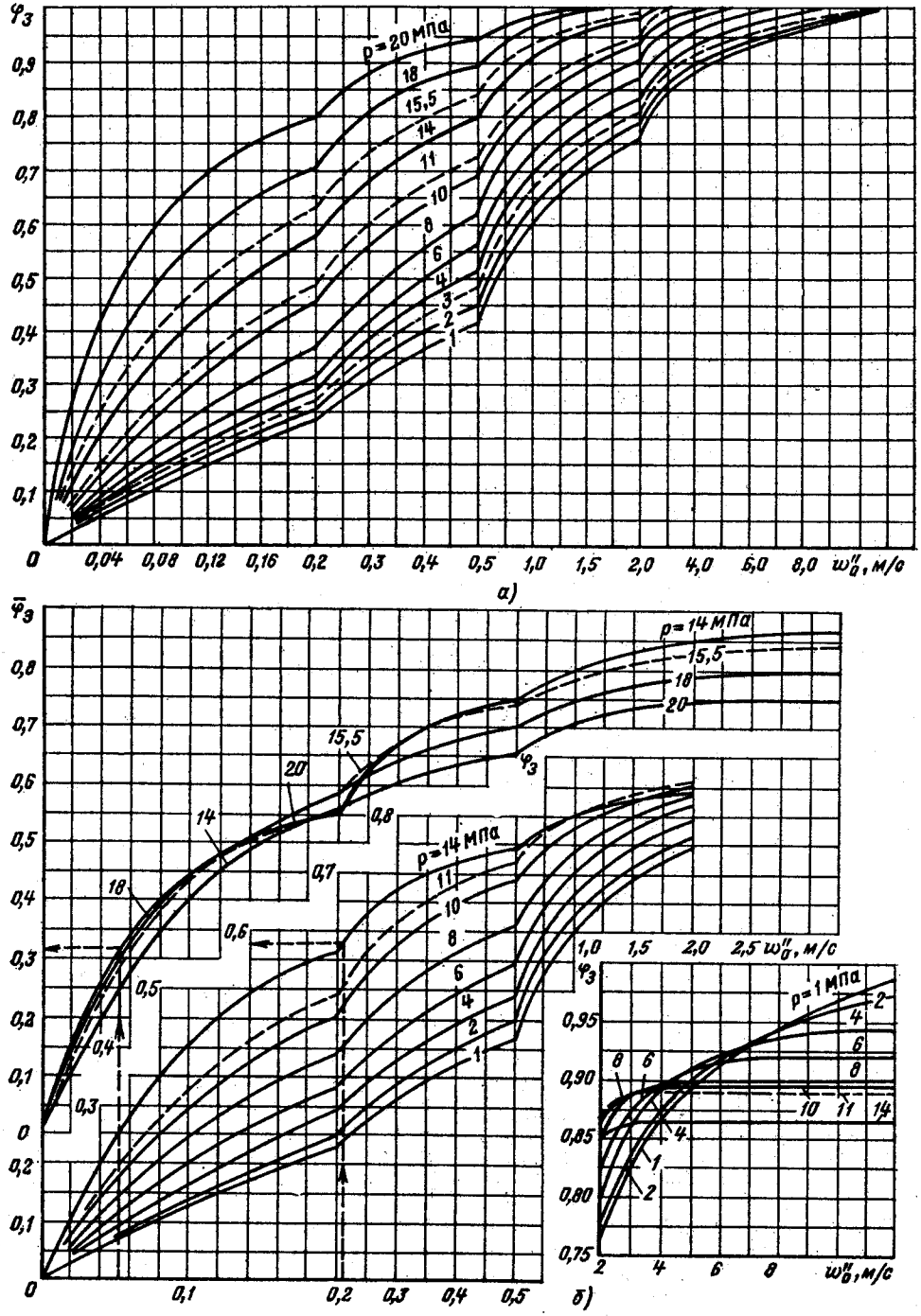
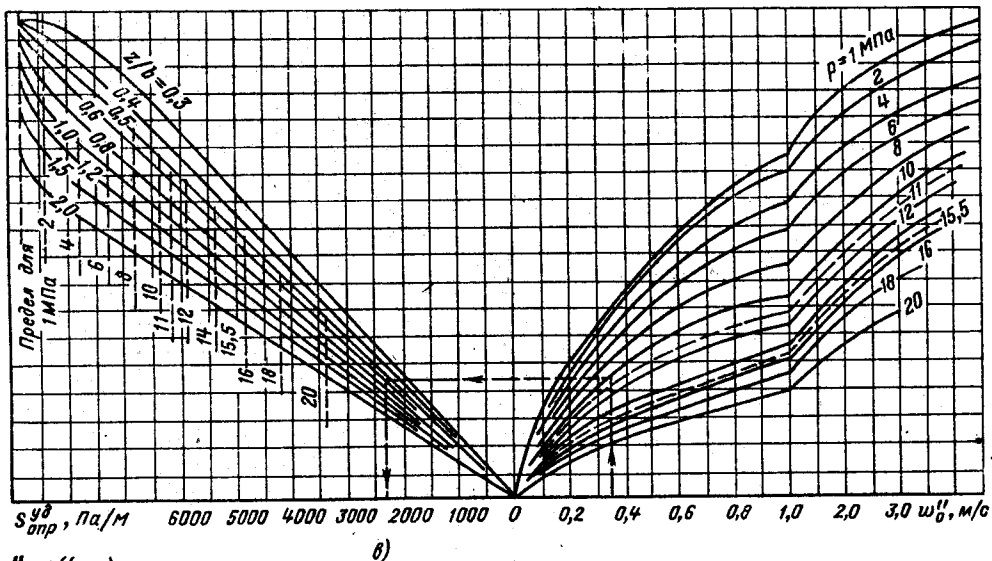
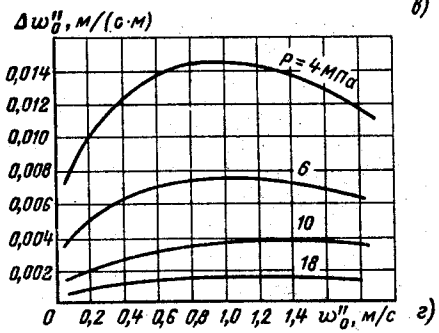


Рис. 1.43. Номограммы для проверки отсутствия застоя и опрокидывания циркуляции:
а — в необогреваемых трубах; *б* — в обогреваемых трубах;



в)



г)

Рис. 1.43. Продолжение

в — для проверки отсутствия опрокидывания циркуляции; *г* — гидравлическая поправка к приведенной скорости пара при опрокидывании

соответственно следующие условия:

$$S_з/S_{пол} \geqslant 1{,}1\ (1{,}2); \qquad (1.82)$$

$$S_{опр}/S_{пол} \geqslant 1{,}1\ (1{,}2); \qquad (1.82а)$$

$$\frac{S_з - \Delta p_{вy}}{S_{пол}} \geqslant 1{,}1\ (1{,}2), \qquad (1.82б)$$

где $S_з = (b_{об}\bar{\varphi}_з + b_{по}\varphi_з)(\rho' - \rho'')\,g$ — давление при застое, Па; здесь $b_{об}$ и $b_{по}$ — соответственно высоты паросодержащих участков обогреваемой части трубы и ее части после обогрева, м; $\bar{\varphi}_з$ и $\varphi_з$ — напорные паросодержания застоя среднее по трубе и на участке после обогрева, определяемые для наименее обогреваемой трубы по номограмме рис. 1.43, *а* и *б*, при $b_{по} < 0{,}15 b_{об}$ $\varphi_з = \bar{\varphi}_з$; $S_{пол}$ — полезное движущее давление, Па [(см. 1.93)]; $S_{опр} = S^{уд}_{опр}(b - b_{по})$ — давление опрокидывания на 1 м высоты трубы, Па/м (см. рис. 1.43, *в*); b — общая высота трубы, м; $\Delta p_{в.\,у} = gb(1 - \varphi_з)(\rho' - \rho'')$ — потеря давления на подъем смеси на высоту выше уровня воды в барабане $b_{в.\,у}$, Па.

Значение 1,2 в соотношениях (1.82) принимается при отклонении условий работы котла от расчетных или при наличии наклонных участков с общей высотой более 20 % обогреваемой высоты трубы.

Проверка на возможность образования свободного уровня делается только для труб, введенных в барабан и в выносные циклоны выше уровня воды. Для остальных труб контуров с естественной циркуляцией выполняется проверка на застой и опрокидывание.

Во всех случаях возможность образования свободного уровня, застоя и опрокидывания должна быть исключена. Достичь этого можно, например, снижением скорости в опускных трубах контура путем увеличения их числа или диаметра.

Средняя приведенная скорость пара в трубе с наименьшим обогревом рассчитывается по формуле

$$w''_0 = \eta_т \eta_{к.\,н} w''_{0\,ср} - \Delta w''_0 b,$$

где $w''_{0\,ср}$ — средняя приведенная скорость пара в трубе со средним обогревом, м/с; $\Delta w''_0$ — уменьшение приведенной скорости пара вследствие аккумуляции теплоты на

1 м высоты трубы (определяется с помощью рис. 1.43, *г*).

В элементах котлов с принудительным движением при докритическом давлении производится проверка на опрокидывание и застой, а в элементах при сверхкритическом давлении — только на опрокидывание потока.

Застой и опрокидывание в элементе котла докритического давления с принудительным движением среды отсутствуют, если соблюдаются соответственно условия

$$\Delta p_{эл}/\Delta p_э > 1{,}1\ (1{,}2);\ \frac{\Delta p_{эл}}{(b\rho' g - S_{опр})} > 1{,}1$$

где $\Delta p_{эл} = \Delta p_{тр} + \Sigma\Delta p_м + \Delta p_{нив} + \Delta p_{уск} + \Delta p_{кол}$ — перепад давления в трубном элементе котла, Па; здесь $\Delta p_{тр}$, $\Sigma\Delta p_м$, $\Delta p_{нив}$, $\Delta p_{уск}$ и $\Delta p_{кол}$ — соответственно потери давления на трение, в местных сопротивлениях, нивелирная составляющая перепада давления, перепад давления вследствие ускорения потока и суммарное изменение статического давления в коллекторах, Па, определяемые по зависимостям, приведенным в кн. 2, разд. 1 и [5]; $\Delta p_э = bq[\rho' - \varphi_э(\rho' - \rho'')]$ — перепад давления при застое, Па.

Оценка возможности опрокидывания потока в топочных панелях с различной навивкой при СКД производится по их гидравлическим характеристикам (см. п. 1.6.3).

1.6.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЛА С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Цели расчета — выбор оптимальной компоновки контуров котла, оценка надежности их работы и разработка мероприятий для повышения надежности. Как правило, расчет циркуляции выполняется для всех контуров котла.

При расчете определяются скорости воды, кратность циркуляции, запасы надежности по застою и опрокидыванию циркуляции.

Для расчета составляют эскизы (рис. 1.44) контуров и таблицы их конструктивных данных с указанием общей высоты контура b, высот и длин участков b_i, l_i, участков до и после обогрева $b_{д.о}$, $b_{п.о}$ и значений тепловосприятий обогреваемых труб. Последние определяются по данным теплового расчета (см. п. 1.5.3) путем распределения радиационного и конвективного тепловосприятия между отдельными контурами.

Расчет контуров естественной циркуляции может выполняться графоаналитическим методом [5] либо на ЭВМ с использованием итерационного метода. В первом случае расчет ведется для нескольких (обычно трех) предварительно задаваемых

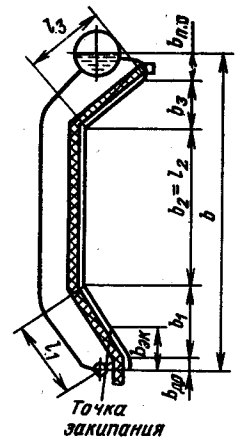


Рис. 1.44. Расчетная схема циркуляции в контуре барабанного котла

скоростей циркуляции (w_0); для экранов, непосредственно введенных в барабан, скорость принимается в пределах $w_0 = 0{,}5 \div 1{,}5$ м/с; для экранов, имеющих верхние коллекторы $w_0 = 0{,}5 \div 1{,}0$ м/с. Во втором случае в начале расчета следует задаться значением скорости циркуляции примерно 0,5 м/с и погрешностью ее определения (0,1 %). При этом изменение давлений целесообразно рассчитывать по направлению движения среды: вначале в опускной системе, а затем в подъемных трубах. Расчет сводится к определению значений следующих величин:

1) расхода воды в контуре, кг/с,

$$G = w_0\rho' F,$$

где ρ' — плотность воды на линии насыщения, кг/м³; F — площадь для прохода рабочей среды в подъемных трубах контура, м²;

2) тепловой мощности, необходимой для подогрева воды до точки закипания, кВт,

$$Q_{эк} = \Delta h_б G,$$

где $\Delta h_б$ — недогрев воды в барабане, кДж/кг.

При одноступенчатом испарении воды

$$\Delta h_б = (h' - h_{эк})/k,$$

где $h_{эк}$ — энтальпия воды на выходе из экономайзера, кДж/кг; k — кратность циркуляции, равная 5—12, кг/кг (меньшее значение соответствует давлению в барабане 18 МПа, большее 10 МПа). В чистых отсеках котлов со ступенчатым испарением

$$\Delta h_б = \frac{h' - h_{эк}}{k}\frac{G}{G_{ч.о}},$$

где G и $G_{ч.о}$ — расходы воды в котле и чистом отсеке, кг/с;

3) подогрева воды в опускных трубах котла

$$\Delta h_{оп} = Q_{оп}/G_{оп},$$

где $Q_{оп}$ — тепловосприятие опускной системы, кДж/с; $G_{оп}$ — количество проходящей по опускным трубам воды, кг/с. При отсутствии обогрева $\Delta h_{оп} = 0$.

Сопротивление труб опускной системы определяют для принятых значений w_0 и соответствующих им значений скорости воды в опускных трубах $w_{оп}$ по формуле

$$\Delta p_{оп} = \Delta p^{гид} + \Delta S_{нив},$$

где $\Delta p^{гид}$ — гидравлическое сопротивление, Па (см. кн. 2, разд. 1); $\Delta S_{нив} = \bar{\varphi}_{оп}(\rho' - \rho'')b_{оп}q$ — уменьшение давления столба среды в опускных трубах из-за сноса в них пара, Па.

Высота экономайзерной части труб до точки закипания, м²

$$b_{эк} = b_{д.\,о} + b_1 + \frac{\Delta h_б - \Delta h_{оп} - \Delta h_{сн} + A\{b_{оп} - b_{д.\,о} - b_1 - [\Delta p_{оп}/(\rho' q)]\} - Q_1/G}{B_j/G + A}, \quad (1.83)$$

где $\Delta h_{сн}$ — подогрев воды в опускных трубах паром, снесенным в эти трубы, кДж/кг; $B_j = (Q/b)_j$; j — номер участка ($j = 1, 2$); $A = \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)\rho' g \cdot 10^{-6}$ кДж/кг, при $p_б = 12 \div 18$ МПа $\frac{\partial h}{\partial p} \approx 40$ кДж/(кг · МПа); Q_1 — тепловосприятие первого участка кДж/с.

Последовательность определения значения $h_{эк}$ следующая. Вначале предполагая, что закипание произойдет в первом участке подъемных труб ($j = 1$), рассчитывается значение $h_{эк}$. При этом в формуле (1.83) члены b_1 и Q_1/G опускаются, если $h_{эк} > b_1$. Расчет ведется с учетом всех членов при $j = 2$.

Высота первого паросодержащего участка и высота паросодержащей части контура соответственно равны:

$$b_{пар\,1} = b_{д.\,о} + b_1 - b_{эк}; \quad b_{пар} = b - b_{эк}.$$

Паропроизводительность первого участка, кг/ч

$$D_1 = \frac{Q_1 - G(\Delta h_б - h_{оп})}{r}.$$

Количество пара на выходе из участка, в который поступает пароводяная смесь, кг/ч

$$D_к = D_н + Q_i/r,$$

где $D_н$ — количество пара на входе в рассчитываемый участок, кг/ч; Q_i — тепловосприятие i-го участка, кДж/ч.

В дальнейшем все расчеты для выделенных участков ведутся по среднему расходу пара в участке:

$$D = 0{,}5\,(D_н + D_к).$$

Средние приведенные скорости пара w_0'', массовое паросодержание x, скорости смеси $w_{см}$, объемное и напорное паросодержание β и φ определяют по зависимостям, приведенным в кн. 2, разд. 1.

Движущий и полезный перепады давления, Па, для каждого выделенного участка рассчитывают по формулам

$$\left.\begin{aligned} S &= b_{пар}\bar{\varphi}(\rho' - \rho'')q; \\ S_{пол} &= S - \Delta p_{под}, \end{aligned}\right\} \quad (1.84)$$

где $b_{пар}$ — высота паросодержащей части участка, м; $\bar{\varphi}$ — среднее напорное паросодержание труб; $\Delta p_{под}$ — сопротивление подъемных труб, Па.

Полезный движущий перепад давления всего контура, состоящего из нескольких (n) последовательно включенных участков, Па, определяется как сумма:

$$S_{пол} = \sum_{i=1}^{n} S_{пол\,i} + S_{пол.\,п.\,о}, \quad (1.85)$$

где $S_{пол\,i}$ — полезный перепад давления i участка, Па; $S_{пло.\,п.\,о}$ — полезный перепад давления на участке после обогрева, Па.

Затем строят *циркуляционные характеристики* контура $S_{пол} = f(w_0)$ и $\Delta p_{оп} = f(w_0)$ (рис. 1.45), пересечение которых позволяет определить истинное значение скорости циркуляции w_0 и расхода воды. Гидравлические характеристики сложных контуров определяются в соответствии с рекомендациями [5].

После определения действительных перепадов давлений и средних расходов в отдельных контурах и их элементах производят проверку правильности предварительно принятого значения кратности циркуляции, а затем выполняют проверку надежности работы контура: по свободному уровню (для труб, выведенных в паровое пространство), застою и опрокидыванию циркуляции (для труб, выведенных в

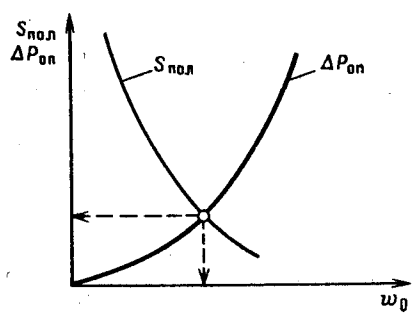


Рис. 1.45. Графическое определение условий циркуляции в простом контуре

водяной объем барабана или коллектор); по допустимому температурному режиму обогреваемых труб; по надежности циркуляции при нестационарных режимах работы котла.

1.6.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА

Задачами расчета являются оценка надежности работы поверхностей нагрева, выбор их рациональной компоновки, определение потерь давления в котле.

Расчет выполняется для всех разнотипных контуров, при однотипных допускается расчет только находящихся в наихудших условиях по обогреву и конструктивным особенностям для номинальной и наименьшей, гарантированной заводом-изготовителем, нагрузок, а также для растопочных режимов. Для выполнения расчета необходимо располагать как компоновочными и конструктивными данными, так и значениями тепловосприятий всех элементов котла.

Потери давления в пароводяном тракте котла $\Delta p_к$, Па, учитываемые при выборе питательного насоса, определяются для номинальной производительности котла по формуле

$$\Delta p_к = \sum \Delta p_{эл} + \sum \Delta p_{арм} + \Delta p_{охл} + \Delta p_{р.\,п.\,к},$$

где $\sum \Delta p_{эл}$, $\sum \Delta p_{арм}$, $\Delta p_{охл}$ и $\Delta p_{р.\,п.\,к}$ — перепады давлений соответственно в элементах пароводяного тракта, арматуре, пароохладителях и регулирующем питательном клапане, Па, значения которых определяются рекомендациями [5].

При оценке устойчивости движения, определении гидравлических и температурных разверок, анализе повреждений труб в контуре (элементе) с принудительным движением среды строится его *гидравлическая характеристика*, представляющая собой зависимость перепада давления в нем от массовой скорости среды (рис. 1.46). Гидравлическая характеристика контура определяется суммированием характеристик последовательно включенных в него элементов, перепад давления в которых при фиксированном значении массовой скорости равен:

$$\Delta p_{эл} = \sum \Delta p_{уч},$$

где $\Delta p_{уч} = \Delta p_ш + \Delta p_{тр} + \Delta p_м + \Delta p_{нив} + \Delta p_{уск}$ — потеря давления на участке элемента, Па; $\Delta p_ш = \xi_0 \left(\frac{d}{d_ш}\right)^4 \frac{(\rho w)^2}{2\rho}$ — потеря давления в дроссельных шайбах, Па; ξ_0 — коэффициент сопротивления шайбы, определяемый по рекомендациям [5]; d и $d_ш$ — диаметры трубы и отверстия дроссельной шайбы, м; ρ — плотность среды, кг/м^3.

Деление элемента на участки осуществляется с учетом диаметра труб, положения их в пространстве, направления движения среды, тепловосприятий, агрегатного состояния среды и степени обогрева.

Движение в контуре (элементе) устойчиво, если его характеристика однозначна, т. е. каждому перепаду давления соответствует только один расход рабочей среды [рис. 1.46, *а* (*1*), рис. 1.46, *б* (*1*)]. Если перепаду давления соответствуют два или более различных расходов, то гидравлическая характеристика неоднозначна (многозначна) (кривая *2* на рис. 1.46, *а*, *б* и кривые *1*, *2* на рис. 1.46, *в*), а движение среды в контуре (элементе) может быть неустойчивым. Вид гидравлической характеристики контура (элемента) зависит от соотношения нивелирных перепадов и гидравлических потерь давления. В прямоточных котлах с горизонтальной навивкой однозначность гидравлической характеристики может быть достигнута дросселированием (установкой дроссельных шайб в трубах) (рис. 1.46, *а*), а при использовании панелей с подъемно-опускным движением среды — соответствующей их компоновкой [5].

При многозначной характеристике элемента в зависимости от его типа возможны изменения направления движения среды в отдельных (разверенных) трубах, а также значительная разверка расходов, вслед-

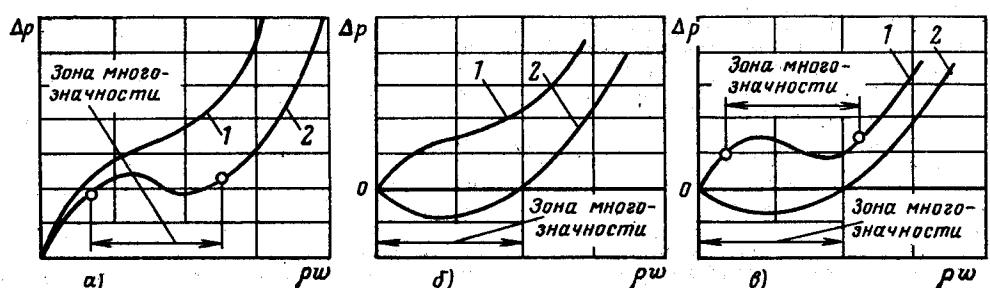


Рис. 1.46. Гидравлические характеристики экранов:

а — экран с горизонтальной навивкой: *1* — с шайбованием; *2* — без шайбования; *б* — панелей экранов с вертикальными подъемными (*1*) и опускными (*2*) трубами; *в* — панелей экранов из U-образных (*1*) и П-образных (*2*) труб

ствие чего в трубах с малыми значениями массовых скоростей или с наибольшим приращением энтальпии рабочей среды может возникнуть неудовлетворительный температурный режим для работы металла. При оценке надежности работы этих труб вначале определяют истинные значения средних массовых скоростей и приращения энтальпин в них, а затем проверяют вероятность окалинообразования и удовлетворения условиям прочности металла труб. Значения истинных массовых скоростей могут быть найдены как путем построения гидравлических характеристик развернных труб, так и использованием зависимостей (1.80) и (1.81).

Окалинообразование отсутствует, если

$$t^{н}_{ст} \leqslant [t^{н}_{ст}]_{окал},$$

где $t^{н}_{ст}$ и $[t^{н}_{ст}]_{окал}$ — температура металла стенки на внешней поверхности развернной трубы и допускаемое значение температуры металла по условиям окалинообразования [5, 14] соответственно, °С.

Нормальная работа труб по условиям прочности обеспечивается при соблюдении условия

$$t^{расч}_{ст} \leqslant [t_{ст}]^{напр},$$

где $t^{расч}_{ст}$ — температура металла стенки на среднем радиусе трубы, °С; $[t_{ст}]^{напр}$ — допускаемое по условиям прочности и определяемое по номинальному допускаемому напряжению значение температуры [14], °С.

Изменения расхода топлива, давления, расхода и температуры питательной воды при работе котла могут приводить к возникновению *общекотловой и межвитковой пульсациям*. Первая характеризуется колебаниями расхода рабочей среды в отдельных трубных элементах и контурах котла в целом. Как правило, она является затухающей и после устранения возмущений прекращается. Для межвитковой пульсации характерно периодическое изменение расхода в отдельных параллельных трубах парообразующей поверхности (элемента), причем пульсации расхода среды сдвинуты в них по фазе таким образом, что суммарный расход и перепад давлений между коллекторами остаются неизменными. С повышением давления рабочей среды вероятность возникновения межвитковых пульсаций уменьшается. В котлах СКД межвитковые пульсации встречаются реже, а амплитуда их меньше, чем в котлах докритического давления. Пульсации расхода также уменьшаются с ростом массовой скорости и снижением тепловосприятия элемента. Эффективный способ предотвращения межвитковых пульсаций — увеличение сопротивления витков путем установки в них дроссельных шайб.

Во избежание ухудшения температурного режима работы труб при минимальных расходах рабочей среды в них, особенно для труб, расположенных в ядре факела, массовые скорости потока ρw должны быть не менее 750 кг/(м²·с) при $p > 12$ МПа. При сверхкритическом давлении в начальных участках труб, находящихся в условиях интенсивного обогрева ($q \geqslant 200$ кВт/м²), массовая скорость не должна быть меньше 700 кг/(м²·с).

1.7. МЕТОДЫ ПОЛУЧЕНИЯ ЧИСТОГО ПАРА И РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА

Методы получения чистого пара. Качество перегретого пара, отвечающее требованиям ПТЭ электростанций и сетей [18], обеспечивается в прямоточных котлах питанием их водой высокой чистоты, а в барабанных котлах — за счет высокой чистоты насыщенного пара, которая достигается путем питания котла водой надлежащего качества (см. разд. 7), организацией продувки водяного объема, ступенчатым испарением, промывкой насыщенного пара высоких давлений питательной водой с последующим уменьшением его влажности путем сепарации влаги.

Поддержание солесодержания котловой воды барабанных котлов в пределах норм при их эксплуатации осуществляется с помощью *продувки (периодической и непрерывной)*. Периодическая продувка осуществляется из нижних точек барабана и коллекторов 2 раза в смену в целях вывода из котла твердых примесей (шлама и продуктов коррозии). Непрерывная продувка осуществляется из барабана или выносных циклонов для удаления части котловой воды с повышенной концентрацией растворенных примесей. Расход продувки устанавливается на базе результатов теплотехнических испытаний котла. Максимальные его значения для котлов приведены в табл. 1.51.

Улучшение качества пара в барабанных котлах без увеличения непрерывной продувки достигается организацией в них *ступенчатого испарения*.

Ступенчатое испарение (рис. 1.47) реализуется путем разделения барабана котла на несколько ступеней (отсеков) с самостоятельными контурами циркуляции и организацией последовательного поступления в них котловой воды и непрерывной продувки из последней ступени. Концентрация солей в котловой воде по ступеням изменяется от меньшей концентрации к большей, насыщенный пар отводится только из чистого отсека. Пар солевых отсеков поступает в паровое пространство чистого

Таблица 1.51. Предельные значения соле- и кремнесодержания питательной воды для тепловых схем ступенчатого испарения [18]

Давление в барабане, МПа	Максимальная продувка p	Рекомендуемые максимальные значения паропроизводительности ступеней испарения		Коэффициент уноса кремниевой кислоты паром			Содержание кремниевой кислоты в насыщенном паре по ПТЭ $Si_{н.в}$, мкг/кг	Максимально допустимое содержание кремниевой кислоты в питательной воде $Si_{п.в}$		Предельные значения солесодержания котловой воды по ступеням испарения (по NaCl), мг/кг		Максимально допустимое солесодержание питательной воды (по NaCl), мг/кг
		n_1	n_2	k_1	k_2	$k_{п.р.в}$		по ПТЭ	по расчету	S_1	S_2	
11,0	0,03	0,93	0,07	0,02	0,015	0,08	25	—	275	600	3000	58
15,0	0,005	1,00	—	0,04	0,03	0,1	15	40	30	500	—	2,5
	0,005	0,95	0,05				15	40	80	500	2000	10
	0,03	0,93	0,07				25	120	190	500	2000	48
18,0	0,005	1,00	—	0,1	0,08	0,14	15	40	20	250	—	1,25
	0,005	0,95	0,05				15	40	35	250	1000	5

отсека и вместе с общим потоком пара чистого отсека проходит завершающую ступень сепарации. В зависимости от качества питательной воды применяются схемы как с одной, так и с двумя или тремя ступенями испарения. На практике чаще всего используется двухступенчатая схема испарения с выносной второй ступенью (рис. 1.47). Выбор производительности каждой ступени испарения осуществляется из условия обеспечения минимального соле- и кремнесодержания пара до промывочного устройства с использованием уравнений солевых балансов. Для схемы двухступенчатого испарения котлов высокого давления, когда общее солесодержание пара в основном определяется уносом кремниевой кислоты, эти уравнения имеют вид

$$Si_{п.с}(1+p) = Si_2 p + Si_{п.д.п};$$

$$Si_1(n_2+p) = Si_2 k_2 n_2 + Si_2 p;$$

$$Si_{п.д.п} = Si_1 k_1 n_1 + Si_2 k_2 n_2;$$

$$1 = n_1 + n_2,$$

где $Si_{п.с}$, $Si_{п.д.п}$, Si_1 и Si_2 — кремнесодержание питательной воды первой ступени испарения, пара до промывочного устройства, котловой воды в первой и второй ступенях испарения соответственно, мг/кг; k_1 и k_2 — коэффициенты уноса кремниевой кислоты паром в первой и второй ступенях испарения; n_1 и n_2 — относительные производительности первой и второй ступеней испарения в долях паропроизводительности котла; p — продувка в долях паропроизводительности. Кремнесодержание питательной воды первой ступени испарения $Si_{п.с}$ зависит от способа подачи питательной воды в барабан. При отсутствии паропромывочного устройства

$$Si_{п.с} = Si_{п.в},$$

где $Si_{п.в}$ — кремнесодержание питательной воды котла.

При подаче всей питательной воды на паропромывочное устройство

$$Si_{п.с} = \frac{Si_{п.в}(1+p-0{,}5k_{п.р.в}) + Si_1 k_1 n_1 + Si_2 k_2 n_2}{1+p+0{,}5k_{п.р.в}},$$

где $k_{п.р.в}$ — коэффициент уноса кремниевой кислоты паром в паропромывочном устройстве.

Численные значения коэффициентов уноса кремниевой кислоты, характеризующие относительное загрязнение пара, а также предельные значения соле- и кремнесодержания питательной воды для типо-

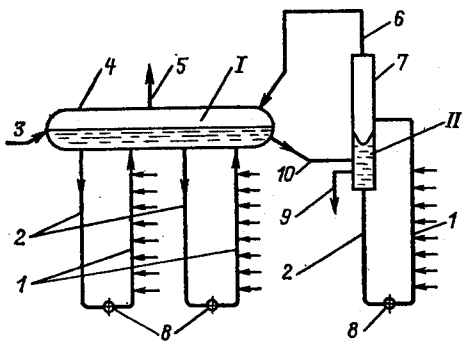


Рис. 1.47. Схемы двухступенчатого испарения в барабанных котлах:

I, II — соответственно первая и вторая ступени испарения; *1* — подъемные трубы; *2* — опускные трубы; *3* — подвод питательной воды; *4* — барабан; *5* — пароотводящие трубы; *6* — пароперепускные трубы; *7* — выносной циклон; *8* — коллектор; *9* — продувка; *10* — водоперепускные трубы

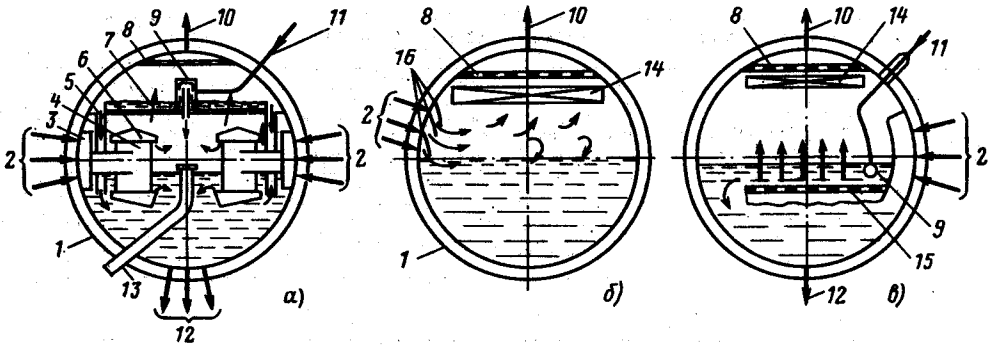


Рис. 1.48. Схемы типовых внутрибарабанных устройств котлов высокого (*а*), среднего (*б*) и низкого (*в*) давления:

а — для котлов высокого давления с внутрибарабанными циклонами; *б* и *в* — для котлов среднего давления с отбойными щитками и погруженным дырчатым щитом соответственно; *1* — барабан; *2* — ввод пароводяной смеси; *3* — короб; *4* — циклон; *5* — сливной короб; *6* — крышка; *7* — дырчатый лист промывочного устройства; *8* — пароприемный потолок; *9* — раздающий короб питательной воды; *10* — пароотводящие трубы; *11* — подвод питательной воды; *12* — опускные трубы; *13* — труба аварийного слива воды; *14* — жалюзийный сепаратор; *15* — затопленный дырчатый щит; *16* — отбойные подушки

вых схем ступенчатого испарения приведены в табл. 1.51.

Допустимое значение влажности пара на выходе из барабана определяется давлением и наличием промывки. При отсутствии последней влажность пара должна быть не более 0,02 %. При высоких давлениях, когда необходимое качество пара достигается промывкой его питательной водой, влажность может быть выше, но не более 0,1 %.

Необходимый уровень влажности пара достигается с помощью *внутрибарабанных устройств* за счет снижения кинетической энергии пароводяных струй, истекающих из парообразующих труб, начального разделения пароводяной смеси, равномерной раздачи пара по зеркалу испарения и полной его осушки.

Тип и конструктивное оформление применяемых в барабане устройств зависят от единичной мощности котла и параметров пара. Гашение кинетической энергии струй пароводяной смеси и начальное разделение последней в барабанах котлов среднего давления осуществляются с помощью отбойных щитков, жалюзийнодроссельных стенок с горизонтальным расположением пластин и других устройств, а в котлах высокого давления — внутрибарабанных циклонов (рис. 1.48).

Равномерное распределение пара по сечению барабана и пароотводящим трубам обеспечивается с помощью установки соответственно дроссельных щитов в водяном объеме (дырчатых погруженных щитов) и дырчатых листов в паровом объеме на выходе из барабана (пароприемных потолков).

Тонкая осушка достигается за счет осадительной сепарации в паровом объеме барабана и использования в котлах с давлением меньше 11 МПа жалюзийного сепаратора.

Размеры барабана определяются исходя из допустимой удельной паровой нагрузки (средняя массовая нагрузка на метр длины цилиндрической части) $a_б$, т/(ч·м). Максимальное ее значение при равномерной загрузке зеркала испарения для давлений 10,7—18,44 МПа примерно равно:

$$(a_б)_{макс} \approx 80\, d_б k_б,$$

где $d_б$ — внутренний диаметр барабана, м; $k_б$ — критерий Кутателадзе, характеризующий скорость легкой фазы, соответствующую возникновению кризисных явлений в двухфазных потоках.

Для котлов без промывки пара при высоком качестве питательной воды $k_б \leqslant (0{,}4 \div 0{,}6)$, с барботажной промывкой $k_б \leqslant (0{,}29 \div 0{,}32)$.

Схемы типовых внутрибарабанных устройств, проверенных в эксплуатации и освоенных в производстве, показаны на рис. 1.48. Погруженный дырчатый щит (рис. 1.48, *в*) располагают на 50—75 мм ниже наинизшего массового уровня в барабане с расстоянием до его стенок, не менее 150 мм для стока воды. Отверстия в погруженном щите выполняют диаметром не менее 10 мм для предотвращения забивания их шламом. Щит снабжают закраинами высотой не менее 50 мм, чтобы предотвратить прорыв пара помимо щита. Питательную воду подают поверх дырчатого щита со скоростью не менее 1, но не более 4 м/с во избежание попадания относительно холодной воды на противоположную стенку корпуса барабана.

Таблица 1.52. Рекомендуемые значения скоростей пара и воды в потолочных дырчатых листах и паропромывочных устройствах [15]

Давление в барабане, МПа	Минимальная скорость пара в отверстиях паропромывочных листов, обеспечивающая беспровальный режим их работы *, м/с	Минимальная скорость пара в отверстиях потолочного дырчатого листа, м/с	Рекомендуемая скорость пара в отверстиях потолочного дырчатого листа, м/с	Максимальная скорость пара, приведенная к полезной площади паропромывочных листов, м/с **	Максимальная скорость воды в сливных коробах, м/с
11,0	1,1	2,0	4,0—7,0	0,15	0,10
15,0	1,0	2,3	3,0—6,0	0,14	0,09
18,0	0,6	1,2	2,5—5,0	0,09	0,08

* Эту скорость рекомендуется принимать при 100 %-ной нагрузке. При этом обеспечивается беспровальный режим работы паропромывочных листов в диапазоне нагрузок от 50 до 100 %.

** Полезная площадь каждого паропромывочного листа ограничивается осями крайних рядов отверстий перфорированной части листа.

В паровом пространстве барабана перед пароотводящими трубами на максимальной конструктивно выполнимой высоте устанавливается потолочный дырчатый лист (пароприемный потолок). Диаметр отверстий 5 мм. Степень перфорации определяется из условия обеспечения рекомендуемых значений скорости пара в отверстиях потолочного дырчатого листа (табл. 1.52).

Для тонкой очистки пара от капель воды в барабанах с давлением меньше 11,3 МПа используют жалюзийный сепаратор (рис. 1.49). Отделение капель воды в нем происходит за счет изменения направления движения пароводяного потока при прохождении криволинейных каналов, образуемых волнистыми пластинами, установленными с шагом 10 мм. Капли влаги, попадая на пластины, смачивают их поверхность и стекают в виде струек, захват влаги из которых невозможен, так как скорости пара малы, а капли влаги укрупнены.

По расположению в паровом пространстве пакеты жалюзи подразделяются на горизонтальные (рис. 1.49) и наклонные, устанавливаемые под углом 10—30° к вертикали. Наклонные пакеты жалюзи обеспечивают относительно большую эффективность сепарации и работают при более высоких допустимых скоростях набегания среды. Поэтому их целесообразнее всего применять при высоких удельных нагрузках барабана. Значения рекомендуемых скоростей набегания пара на жалюзи $w''_{ж.\,с}$, м/с, определяются из зависимости

$$w''_{ж.\,с} = k_{ж.\,с} A,$$

где $k_{ж.\,с}$ — коэффициент пропорциональности, равный для горизонтальных пакетов 0,35—0,45, для вертикальных 1,0—1,3; $A = \sqrt[4]{\frac{g\sigma(\rho' - \rho'')}{(\rho'')^2}}$ — вспомогательный параметр, м/с; здесь σ — коэффициент поверхностного натяжения воды, кг/с^2; ρ'' и ρ' — плотности пара и воды на линии насыщения, кг/м^3.

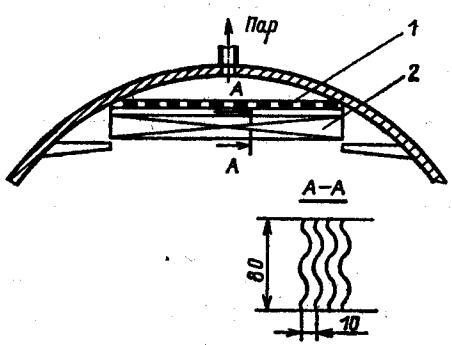


Рис. 1.49. Горизонтальный жалюзийный сепаратор:

1 — дырчатый щит; *2* — жалюзийный сепаратор

При рекомендуемых скоростях пара и начальных влажностях не более 20 % жалюзийный сепаратор обеспечивает конечную влажность на уровне 0,01—0,06 %.

Снижение уноса кремниевой кислоты в котлах высокого давления достигается за счет промывки пара питательной воды в паропромывочном устройстве барабана (рис. 1.48, *а*). Оно состоит из барботажных дырчатых листов, устройств подачи питательной воды на них и сливных коробов. Конкретные рекомендации по выбору конструкции, размеров барботажных листов и скоростей в характерных сечениях приведены в табл. 1.52, а методика расчета — в [15].

Начальное разделение пароводяной смеси, гашение кинетической энергии двухфазного потока, а также двухступенчатая сепарация пара в барабанах котлов высо-

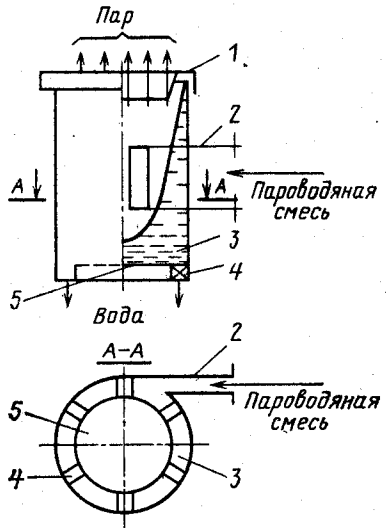


Рис. 1.50. Внутрибарабанный циклон:
1 — крышка; *2* — подводящий патрубок; *3* — цилиндрический корпус; *4* — направляющие лопатки; *5* — донышко

кого давления осуществляются во внутрибарабанных циклонах (рис. 1.50). Эти устройства, кроме того, позволяют снизить пенообразование котловой воды, устранить захват пара в опускные трубы. Первая ступень сепарации — центробежная, она создается за счет тангенциальной подачи пароводяной смеси в циклон, вторая—осадительная. Кризис процесса сепарации, характеризующийся резким увеличением влажности на выходе из циклона, наступает при значениях осевой скорости пара в цилиндрической части $w_ц$, м/с, выше $1{,}7A$. Поэтому важно обеспечить равномерное распределение потока по сечению циклона для получения возможно меньших скоростей. Это достигается установкой в верхней части циклона жалюзийного сепаратора. Уровень воды в барабане должен быть не выше середины подводящего патрубка. Для предотвращения прорыва пара через циклон он перекрывается донышком, образующим кольцевое сечение, с расположенными в нем направляющими лопатками. Последние дают возможность осуществить спокойный сток воды. Внутрибарабанные циклоны обеспечивают равномерную выдачу пара в паровой объем барабана по его длине и являются хорошими сепараторами. Однако установка их сложна, особенно монтаж всех соединительных коробов.

Конструкция, размеры и составные элементы внутрибарабанных циклонов выбираются в соответствии с требованиями [13]. Ширина патрубка выбирается на основании результатов гидравлического расчета каждого контура, включающего внутрибарабанные циклоны, исходя из условий обеспечения их сопротивления в пределах по надежности циркуляции.

Данные по компоновке и допустимой паровой нагрузке типовых внутрибарабанных циклонов приведены в табл. 1.53, а схема использования внутрибарабанных циклонов для котлов с давлением в барабане 15,2 МПа с промывкой пара питательной водой показана на рис. 1.48, *а*.

При ступенчатом испарении пар последней ступени, как правило, осушается в *выносных циклонах* (рис. 1.51). Для разделения пароводяной смеси на воду и пар в них устанавливается внутренняя направляющая лопасть, которая вместе с приваренными к ней донышками образует с внутренней поверхностью криволинейный канал, ширину которого рекомендуется при-

Таблица 1.53. **Данные по компоновке и допустимой паровой нагрузке типовых внутрибарабанных циклонов [13]**

Диаметр циклона D, мм	Высота циклона H, мм	Вид крышки *	Количество циклонов на 1 м длины барабана	Давление пара в барабане, МПа						
				1,4	2,4	4,0–5,0	11,3	15,2	16,2	18,1
				Паровая нагрузка на циклон, т/ч						
290	492	Жалюзи Колпак	5,60 5,08	2,1	3,2	4,2	7,0	8,2	8,3	7,7
315	517	Жалюзи Колпак	5,20 4,76	2,5	3,7	5,0	8,2	9,7	9,8	9,1
350	647	Колпак	4,36	3,1	4,6	6,2	10,2	12,0	12,2	11,3

* Жалюзийные крышки устанавливаются в случае отсутствия в барабане паропромывочного устройства; в остальных случаях устанавливаются колпаки.

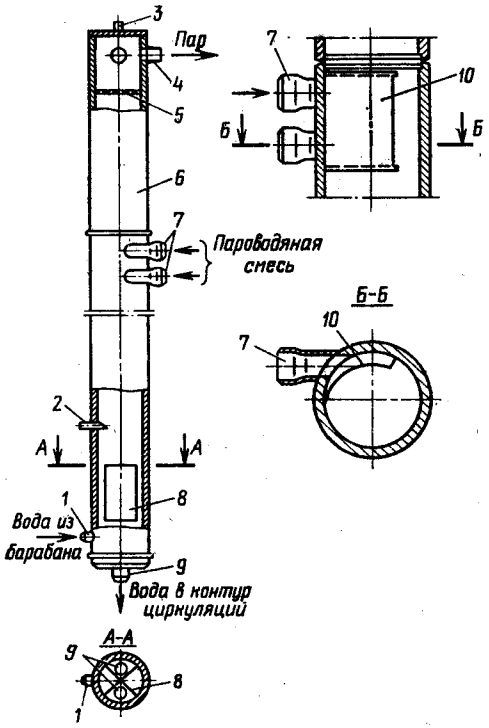


Рис. 1.51. Выносной циклон:

1 — штуцер для трубопровода, подводящего котловую воду; *2* — штуцер для трубопровода непрерывной продувки; *3* — штуцер для воздушника; *4* — штуцер для пароотводящего трубопровода; *5* — пароприемный дырчатый щит; *6* — корпус; *7* — штуцера для трубопровода пароводяной смеси; *8* — крестовина; *9* — штуцер для водоопускной трубы; *10* — вставка для образования улитки

нимать 15—25 мм. Высота щели определяется конструктивно. При расстоянии между штуцерами, подводящими пароводяную смесь, 290 мм высоту щели рекомендуется принимать равной 420 мм.

Выравнивание поля скоростей пара по сечению циклона достигается за счет дырчатого листа, располагаемого в верхней части циклона. Суммарная площадь отверстий дырчатого листа принимается равной 10—20 % площади поперечного сечения циклона. Диаметр отверстий 6—10 мм. Высота активного сепарационного объема от верхнего штуцера ввода пароводяной смеси до дырчатого листа принимается не менее 1200 мм. Высота водяного объема в циклоне при номинальной нагрузке и минимальном уровне не менее 1800 мм. В нижней части водяного объема устанавливается крестовина, препятствующая воронкообразованию и захвату пара в опускные трубы. Подвод пароводяной смеси к циклонам осуществляется выше уровня воды в барабане на 200—500 мм, считая от нижнего

Таблица 1.54. **Допустимые паровые нагрузки на выносной циклон [16]**

Параметр	Давление в барабане, МПа	
	11,5	16,5
Паровая нагрузка, т/ч, не более	12	16
Приведенная скорость пара на выходе из улитки (при ширине щели улитки 20 мм), м/с, не более	6,1	4,9
Коэффициент гидравлического сопротивления на входе в циклон (из труб, подводящих пароводяную смесь)	1,1	1,1
Коэффициент гидравлического сопротивления на выходе из улитки	1,1	1,1

штуцера. Циклоны изготовляются в одиночном исполнении и в виде блока, состоящего из двух, в отдельных случаях из трех циклонов. Конструкция и основные параметры их стандартизованы (ОСТ 108.030.03-85).

Суммарная производительность и количество выносных циклонов выбираются, исходя из расчета схемы ступенчатого испарения с учетом допустимых нагрузок на циклон (табл. 1.54).

Регулирование температуры перегретого пара. В барабанных котлах регулирование температуры перегретого пара осуществляют *поверхностными пароохладителями* ($p_{пе} < 10{,}8$ МПа) и *впрыском* собственного конденсата ($p_{пе} \geqslant 10{,}8$ МПа), получаемого за счет конденсации насыщенного пара.

В прямоточных котлах поддержание температуры перегрева в тракте высокого давления достигается соблюдением постоянства между количеством переданной пару теплоты Q и его расходом D. Средством подрегулировки является впрыск питательной воды.

Температура промежуточного перегрева поддерживается постоянной с помощью ППТО — паро-паровых теплообменников (твердое топливо), ввода *рециркуляции газов*, через горелки (газ, мазут) или в верхнюю часть топки (газ, мазут, твердые топлива), а также *перераспределения* количества *газов*, проходящих через газоходы, где расположены промежуточный пароперегреватель и экономайзер (схема «расщепленный хвост»).

Пределы регулирования энтальпии пара при впрысках и применении ППТО даны в п. 1.5.1.

1.8. МЕТАЛЛЫ И ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

1.8.1. РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ СТЕНКИ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА ПРИ ДЕЙСТВИИ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ

Барабаны и круглые камеры*. Номинальная толщина стенки барабана или прямой круглой камеры, мм, определяется по формулам

$$S = \frac{pD_н}{2\varphi[\sigma] + p} + C, \qquad (1.86)$$

или

$$S = \frac{pD_в}{2\varphi[\sigma] - p} + C, \qquad (1.86а)$$

где $D_н$ и $D_в$ — наружный и внутренний диаметры, мм; p — расчетное давление, МПа; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, МПа; φ — минимальный коэффициент прочности барабана или камеры, ослабленных сварными швами и (или) отверстиями; C — прибавка к расчетной толщине стенки, мм.

Формулы (1.86) и (1.86а) применимы для барабанов и камер, содержащих воду, пароводяную смесь или насыщенный пар, а также для камер котлов СКД с энтальпией среды до 2500 кДж/кг при выполнении условий

$$\frac{S-C}{D_н} \leqslant 0{,}18 \quad \text{или} \quad \frac{S-C}{D_в} \leqslant 0{,}28;$$

для камер перегретого пара при условиях

$$\frac{S-C}{D_н} \leqslant 0{,}28 \quad \text{или} \quad \frac{S-C}{D_в} \leqslant 0{,}64.$$

За расчетное давление p принимается номинальное давление пара $p_{ном}$ на выходе из котла с учетом гидравлического сопротивления в тракте до расчетной точки $\sum \Delta p$ и давления столба жидкости над рассматриваемым элементом H_ρ, МПа:

$$p = p_{ном} + \sum \Delta p + H_\rho.$$

Коэффициент прочности φ определяется по следующим соотношениям:

для одиночного неукрепленного отверстия

$$\varphi = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{(D_н - S)(S - C)}} + 1{,}75}, \qquad (1.87)$$

или

$$\varphi = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{(D_в + S)(S - C)}} + 1{,}75}, \qquad (1.87а)$$

где d — диаметр отверстия, мм;

для продольного ряда отверстий или коридорного поля отверстий с минимальным шагом t в продольном направлении

$$\varphi = \frac{t-d}{t};$$

для поперечного ряда отверстий или коридорного поля отверстий с минимальным шагом t_1 в поперечном направлении

$$\varphi = 2\frac{t_1 - d}{t_1};$$

для шахматного поля отверстий определяются три коэффициента прочности:

в продольном направлении при $t = 2a$;

в поперечном направлении при $t_1 = 2b$;

в косом направлении — по формуле

$$\varphi = \frac{1 - \frac{d}{a}\frac{1}{1+\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 - 0{,}75\left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}},$$

где a — минимальный шаг между отверстиями в соседних рядах в продольном направлении, мм; b — минимальный шаг между отверстиями в поперечном направлении, мм; $m = b/a$.

За минимальный коэффициент прочности в соотношении (1.86) принимается наименьшее его значение, найденное для всех возможных направлений, указанных выше.

Для барабанов и камер, имеющих продольные сварные швы, учитывают *коэффициент шва* (см. кн. 1, п. 9.1.3).

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ определяют для выбранной марки стали в соответствии с температурой стенки (см. кн. 1, п. 9.2.1).

Расчетная температура стенки принимается как среднеарифметическое значение температур наружной и внутренней поверхностей стенки рассчитываемого элемента, полученных из теплового и гидравлического расчетов котла. Допускается определение расчетной температуры стенки по соотношениям, приведенным в табл. 1.55.

Пробное давление при гидравлическом испытании, расчет труб и трубопроводов — см. кн. 1, пп. 9.2.3 и 9.2.4.

Эллиптические днища. Номинальная толщина эллиптического днища, мм, должна быть не менее

$$S = \frac{pD_в}{4\varphi[\sigma]}\frac{D_в}{2h_в} + C,$$

где $h_в$ — высота эллиптической части днища, измеренная по внутренней поверхности, мм.

Формула верна при соблюдении следующих условий:

$$\frac{h_в}{D_в} \geqslant 0{,}2; \quad \frac{S-C}{D_в} \leqslant 0{,}1; \quad \frac{d}{D_в} \leqslant 0{,}6;$$

* Все расчеты данного раздела выполняются в соответствии с [14].

Таблица 1.55. **Расчетная температура стенки, °С**

Рассчитываемый элемент	Расчетная формула
Барабаны:	
вынесенные из газохода или надежно изолированные	$t_{ст} = t_н$
неизолированные, расположенные в конвективных газоходах:	
при $t_г \leqslant 600$ °С	$t_{ст} = t_н + 1{,}2S + 10$
при 600 °С $< t_г <$ 900 °С	$t_{ст} = t_н + 2{,}5S + 20$
неизолированные, подверженные облучению факелом или горящим слоем топлива	$t_{ст} = t_н + 4S + 30$
Камеры:	
необогреваемые экономайзеров и экранов, камеры насыщенного пара, входные камеры экономайзеров прямоточных котлов	$t_{ст} = t_{ср}$
необогреваемые (кроме входных) экономайзеров прямоточных котлов и камеры перегревателей (кроме камер насыщенного пара) всех типов котлов	$t_{ст} = t_{ср} + x\,\Delta t_{раз}$
обогреваемые, содержащие жидкость или пароводяную смесь:	
при $t_г \leqslant 600$ °С	$t_{ст} = t_{ср} + S + 10 + x\,\Delta t_{раз}$
при 600 °С $< t_г <$ 900 °С	$t_{ст} = t_{ср} + 2S + 20 + x\,\Delta t_{раз}$
Кипятильные трубы:	
в котлах с естественной циркуляцией и котлах с принудительной циркуляцией при $p \leqslant 16{,}0$ МПа	$t_{ст} = t_н + 60$
Пароперегревательные трубы:	
конвективных пароперегревателей при $p \leqslant 2{,}5$ МПа и $t_{п.п} \leqslant 425$ °С	$t_{ст} = t_{ср} + 70$
при расположении пароперегревателя в зоне температур газов менее 650 °С и отсутствии гидравлической развертки	$t_{ст} = t_{ср} + 50$
Экономайзерные трубы:	
котлов с естественной и принудительной циркуляцией (некипящих)	$t_{ст} = t_н + 30$
конвективных экономайзеров прямоточных котлов	$t_{ст} = t_{ср} + 30$

Примечание. $t_н$, $t_{ср}$ — температура пара или воды при давлении насыщения и средняя температура, °С; $t_{п.п}$ — температура перегретого пара, °С; S — толщина стенки, мм; $t_г$ — температура газов, °С; x — коэффициент перемешивания среды, принимаемый равным 0,5, кроме случаев торцевого подвода среды, когда его можно принимать равным 0; $\Delta t_{раз}$ — температурная разверка, °С.

здесь d — диаметр лазового отверстия в днище, мм.

Значение прибавки C, мм, определяется по формуле $C = 0{,}04762S$ и должно быть не менее 1 мм.

Коэффициент прочности φ при наличии неукрепленного лазового отверстия определяется по формулам (1.95).

Пробное давление при гидроиспытаниях не должно превышать

$$p^г = \frac{5(s - C)\varphi[\sigma_{20}]}{D_в} \frac{2h_в}{D_в},$$

где $[\sigma_{20}]$ — допускаемое напряжение при температуре 20 °С.

Плоские днища и заглушки. Толщина круглого плоского днища диаметром $D_в$ без отверстия или с одним центральным отверстием, мм, должна быть не менее

$$S = \frac{KD_в}{K_o}\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}},$$

где K — коэффициент, учитывающий тип днища и изменяющийся в пределах 0,33—0,54; K_o — коэффициент прочности днища, ослабленного отверстием. Для днища без отверстия $K_o = 1$.

Для днища с отверстием диаметром d

$$K_o = 1 - 0{,}65\frac{d}{D_в} \quad \text{при} \quad \frac{d}{D_в} < 0{,}35;$$

$$K_o = 0{,}77 \quad \text{при} \quad 0{,}35 \leqslant \frac{d}{D_в} \leqslant 0{,}75.$$

Во всех случаях толщина днища, мм, должна быть не менее толщины цилиндрической части, вычисленной по формуле

$$S_0 = \frac{pD_в}{2[\sigma] - p}. \qquad (1.88)$$

Конические переходы. Номинальная толщина стенки конического перехода с внутренними диаметрами большего основания $D_в$ и меньшего основания D_0 и углом конусности α должна быть не менее определенной по формуле

$$S_0 = \frac{pD_в}{2[\sigma]\varphi\cos\alpha - p} + C.$$

Формула верна при соблюдении условий

$$0{,}005 \leqslant \frac{S-C}{D_в} \leqslant 0{,}15; \quad \alpha \leqslant 45°$$

$$\frac{D_0}{D_в} \geqslant \left[1 - 2{,}8\frac{\sin\alpha}{\sqrt{\cos\alpha}} \times \right.$$

$$\left. \times \sqrt{\left(1 + \frac{S-C}{D_в}\right)\frac{S-C}{D_в}}\right].$$

Значение коэффициента прочности φ определяется так же, как и для труб. Прибавка C зависит от технологии изготовления, но должна быть не менее 1,0 мм. Пробное давление при гидравлическом испытании не должно превышать

$$p^г = \frac{2{,}5(S-C)[\sigma^{20}]\varphi\cos\alpha}{D_в + (S-C)}.$$

1.8.2. УКРЕПЛЕНИЕ ОТВЕРСТИЙ

Наибольший допустимый диаметр неукрепленного отверстия в цилиндрических деталях и выпуклых днищах определяется по формуле

$$d_{пред} = \left(\frac{2}{\varphi_0} - 1{,}75\right)\sqrt{(D \pm S)(S-C)}, \qquad (1.89)$$

где D — номинальный диаметр ослабленного отверстием элемента; если за номинальный принят внутренний диаметр $D_в$, ставится знак плюс, если наружный ($D_н$) — минус; во всех случаях $d_{пред}$ не должен превышать 475 мм для выпуклых днищ.

При превышении диаметра отверстия предельного размера, определенного по (1.89), отверстие может быть укреплено штуцером, накладкой или обеими деталями одновременно. При этом коэффициент прочности укрепленного отверстия определяется по формуле

$$\varphi = \varphi'\left[1 + \frac{\sum f}{2S\sqrt{(D \pm S)(S-C)}}\right],$$

где φ' — коэффициент прочности неукрепленного отверстия, определяемый по (1.87).

Сумма компенсирующих площадей $\sum f$ должна удовлетворять условию

$$\sum f = f_ш + f_н + f_{св} \geqslant (d - d_{пред})S_0,$$

где $f_ш$, $f_н$, $f_{св}$ — компенсирующие площади штуцера, накладки и наплавленного металла сварных швов, мм²; d — диаметр отверстия, мм. Значения компенсирующих площадей укрепляющих деталей определяются по соотношениям

$$f_ш = 2h_ш[(S_ш - C) - S_{0ш}];$$

$$f_н = 2b_н S_н;$$

$$f_{св} = \sum f_{н.м},$$

где $h_ш$ — высота штуцера, мм; $S_ш$ — его толщина, мм; $S_{0ш}$ — расчетная (по давлению) минимальная толщина штуцера, мм; $b_н$ — ширина накладки, мм; $S_н$ — высота накладки, мм; $f_{н.м}$ — площадь выступающих участков наплавленного металла шва, мм².

Значения S_0 и $S_{0ш}$ рассчитываются по (1.88) для укрепляемого элемента и штуцера соответственно.

Максимальные значения $h_ш$ и $b_н$ ограничены соотношениями

$$h_ш = \sqrt{(d_н - S_ш)(S_ш - C)}$$

при $\frac{S_ш}{d_н} \leqslant 0{,}14$;

$$h_ш = 2{,}5(S_ш - C) \quad \text{при} \quad \frac{S_ш}{d_н} > 0{,}14;$$

$$b_н = \sqrt{(D_в + S)(S-C)}.$$

При необходимости укрепления одиночного отверстия до заданного значения коэффициента прочности $\varphi_з$ площадь укрепляющих элементов сечения может быть определена без вычисления допустимого диаметра отверстия согласно условию

$$\sum f \geqslant \frac{\varphi_з - \varphi}{1 - 0{,}875\varphi}(S-C)d,$$

где φ определяется по (1.87).

1.8.3. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА УСТАЛОСТЬ

Поверочный расчет на усталость проводится для элементов свыше 100 мм в диаметре в случае, когда выполняется одно из следующих условий: минимальное значение $\sigma_в > 550$ Мн/м² или $\frac{N_1}{[N_1]} + \frac{N_2}{[N_2]} + \ldots, + \frac{N_i}{[N_i]} \geqslant 1$, где $N_1, N_2, \ldots, N_i$ — число циклов всех видов нагружения; если заданное число $N_i < 1000$, то расчет ведется

Таблица 1.56

а	*б*	*а*	*б*	*а*	*б*	*а*	*б*	*а*	*б*	*а*	*б*
1,0	540	2,6	380	6,0	280	13	210	40	150	120	115
1,2	500	2,8	370	6,5	270	15	200	45	145	150	110
1,4	480	3,0	360	7,0	260	17	190	50	140	200	105
1,6	460	3,5	340	8,0	250	20	180	60	135	300	100
1,8	440	4,0	320	9,0	240	25	170	70	130	400	95
2,0	420	4,5	310	10,0	230	90	160	80	125	700	92
2,2	400	5,0	300	300	220	35	165	100	120	1000	90
2,4	390	5,5	290								

Примечание. *а* — допускаемое число циклов×10−3; *б* — амплитуда напряжений, МПа.

на 1000 циклов; $[N_1]$, $[N_2]$, ..., $[N_i]$ — допускаемое число циклов нагружения, определяемое по табл. 1.56 в зависимости от амплитуды напряжения $\sigma_а$, равной $\sigma_а = 3\sigma_{пр}$ для циклов пуск — останов, $\sigma_а = 3\frac{\Delta p}{p}\sigma_{пр}$ для колебаний давления с размахом Δp, МПа (кроме пусков — остановов), $\sigma_а = 2E\alpha\Delta t$ для температурных циклов, где $\sigma_{пр}$ — приведенное напряжение, МПа; E — модуль нормальной упругости стали, МПа; α — коэффициент линейного расширения стали, м/(м·°С); Δt — температурный размах, °С.

Данная методика применима для углеродистых сталей при $t_{ст} \leqslant 400$ °С, а для легированных — при $t_{ст} \leqslant 450$ °С.

Расчет на усталость проводится для разных этапов эксплуатаций (пуск, рабочий режим, останов и т. п.) в следующем порядке: для каждой опасной точки (где ожидаются наибольшие напряжения) определяют три главных напряжения σ_1, σ_2 и σ_3 (см. кн. 1, разд. 9) с учетом местных концентраторов. Коэффициент концентрации окружных напряжений от давления на кромках круглых отверстий с внутренней стороны цилиндрических деталей допускается принимать равным 3,0, выпуклых днищ — 2,2 и от температурных напряжений для тех и других — 2,0.

Для гибов коэффициент концентрации окружных напряжений следует принимать равным 3,0.

Затем определяется интенсивность напряжений S в данной точке, равная наибольшему из трех значений $(\sigma_1 - \sigma_2)$, $(\sigma_2 - \sigma_3)$ и $(\sigma_1 - \sigma_3)$, а далее — размах интенсивности напряжений ΔS как алгебраическая разность максимальных и минимальных интенсивностей напряжений, найденных для данной точки при различных режимах, т. е.

$$\Delta S = S_{макс} - S_{мин}.$$

Расчетная амплитуда напряжений принимается равной половине размаха, т. е.

$$\sigma_а = \frac{S_{макс} - S_{мин}}{2}.$$

В заключение сравнивается наибольшее значение амплитуды переменных напряжений с допускаемым $[\sigma_а]$, определенным по табл. 1.56, или определяется допустимое число циклов $[N]$ при заданных амплитудах.

Если температура металла отличается от 20 °С, допускаемое значение амплитуды должно быть умножено на отношение модуля упругости при 20 °С к его значению при заданной температуре (см. табл. 9.5 в [31]).

В случае воздействия циклических колебаний разного типа используется соотношение

$$\frac{N_1}{[N_1]} + \frac{N_2}{[N_2]} +, \ldots, + \frac{N_i}{[N_i]} \leqslant 1.$$

Для деталей со сварными швами $[N_i]$ принимается равным 50 % найденного по табл. 1.56.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Айзен Б. Г., Ромашко И. Е., Сотников И. А.** Горелочные устройства котлов ЗиО. М.: Энергоатомиздат, 1984.

2. **Аэродинамический** расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1973.

3. **Боткачик И. А.** Регенеративные воздухоподогреватели парогенераторов. М.: Машиностроение, 1978.

4. **Волковицкий В. А., Роддатис К. Ф., Харламов А. А.** Мельницы-вентиляторы. М.: Энергия, 1971.

5. **Гидравлический** расчет котельных агрегатов (нормативный метод)/Под ред. В. А. Локшина и др. М.: Энергия, 1978.

6. **ГОСТ 3619-82.** Котлы паровые стационарные. Типы, основные параметры. Изд-во стандартов, 1983.

7. **ГОСТ 23689-79.** Форсунки механические и паромеханические. Общие технические требования. Изд-во стандартов, 1985.

8. **Летин Л. А., Роддатис К. Ф.** Среднеходные и тихоходные мельницы. М.: Энергоатомиздат, 1981.

9. **Котлы** большой мощности/НИИЭинформэнергомаш. Москва, 1985.

10. **Осокин В. П.** Молотковые мельницы. М.: Энергия, 1980.

11. **ОСТ 108.030.26-78.** Горелки вихревые пылеугольные и компоновка их с топками. Методы расчета и проектирования. Изд-во МПО ЦКТИ, 1978.

12. **ОСТ 108.836.26-82.** Горелки газомазутные и амбразуры стационарных паровых котлов. Типы, основные параметры и технические требования. Конструкция и размеры. Методы расчета и проектирования. Изд-во НПО ЦКТИ, 1983.

13. **ОСТ 24.838.17-74.** Котлы паровые стационарные. Циклоны внутрибарабанные. Типы, конструкция и размеры. Технические требования. Изд-во НПО ЦКТИ, 1975.

14. **ОСТ 108.031.02-75.** Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность. Изд-во НПО ЦКТИ, 1977.

15. **ОСТ 24.838.18.74.** Устройство паропромывочных паровых стационарных котлов. Типы. Конструкция и размеры. Технические требования. Изд-во НПО ЦКТИ, 1975.

16. **ОСТ 108.030.03-83.** Циклоны выносные. Основные параметры. Конструкция и размеры. Технические условия. Изд-во НПО ЦКТИ, 1984.

17. **ОСТ 108.836.01-80.** Форсунки механические стационарных паровых котлов. Изд-во НПО ЦКТИ, 1980.

18. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. — 13-е изд. М.: Энергия, 1977.

19. **Прейскурант** № 19-04. Оптовые цены на котлы, турбины и турбоустановки. М.: Прейскурантиздат, 1981.

20. **Проектирование** топок с твердым шлакоудалением. Руководящие указания/Под ред. В. В. Митора и Ю. Л. Маршака. Л.: Изд-во МПО ЦКТИ. 1981. Вып. 42.

21. **Проектирование** топок с жидким шлакоудалением/Под ред. Ю. Л. Маршака и В. В. Митора. М.: ВТИ, 1983.

22. **Расчет** и проектирование пылеприготовительных установок котельных агрегатов (нормативные материалы). Руководящие указания. Л.: Изд-во НПО ЦКТИ. 1971. Вып. 32.

23. **РТМ 108.030.128-78.** Горелки прямоточные пылеугольные пылегазовые и компоновка их с топками. Методы расчета и проектирования. Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1978.

24. **РТМ 108.132.02-81.** Горелки унифицированные пылеугольные. Изд-во МПО ЦКТИ, 1982.

25. **РТМ 108.030.127-78.** Позонный расчет горения и теплообмена в топке с использованием ЭВМ. Изд-во МПО ЦКТИ, 1979.

26. **РТМ 108.030.05-75.** Расчет и проектирование внутрикотловых схем и сепарационных устройств барабанных котлов высокого давления. Изд-во МПО ЦКТИ, 1976.

27. **Справочник** по ремонту котлов и вспомогательного оборудования/Под общ. ред. В. Н. Шастина. М.: Энергоиздат, 1981.

28. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1973.

29. **Тепловые** и атомные электрические станции. — 1-е изд./Под ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергоиздат. 1982. Т. 3.

30. **Указания** по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. СН 369-74. М.: Стройиздат, 1975.

31. **Энергетические** топлива СССР. Справочник/И. И. Матвеева, Н. В. Новицкий и др. М.: Энергия, 1979.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

РЕАКТОРЫ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ АЭС

2.1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ АТОМНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Для электростанций с паровыми турбинами получение пара возможно за счет использования не только органического (ТЭС, ТЭЦ), но и ядерного топлива (АЭС) *. Пар может быть получен как в самом реакторе (одноконтурные АЭС, см. § 2.4 и 2.6), так и в парогенераторе (двухконтурные АЭС, см. § 2.5 и 2.7, и трехконтурные АЭС, см. § 2.8).

В условиях существенной ограниченности предельной температуры в реакторе целесообразно применение на АЭС насыщенного водяного пара. При свободе в выборе предельной температуры цикла (реакторы, охлаждаемые жидким металлом или газом с высокой температурой) возможно использование перегретого пара. В первом случае на АЭС используются специальные турбины насыщенного пара, во втором возможно применение обычных турбин ТЭС (см. разд. 3).

На начало 1986 г. 38 стран развивают свою атомную энергетику. В 26 странах введены в действие и успешно эксплуатируются более 360 АЭС общей мощностью около 260 ГВт. Широкое развитие атомной энергетики, начавшееся еще в 1970 г., интенсивно продолжается. По установленной мощности на АЭС СССР занимает третье место в мире после США и Франции. Строительство крупных АЭС осуществляют в основном в европейской части СССР в районах, наиболее удаленных от источников органического топлива. К таким АЭС относятся Ленинградская, Игналинская, Кольская на Северо-Западе, Нововоронежская, Курская, Смоленская, Калининская, Балаковская в Центре, Ровенская, Чернобыльская, Южно-Украинская, Запорожская, Хмельницкая, Ростовская на Юге и Юго-Западе.

Укрупнение единичной мощности реакторов и всего оборудования ядерных паропроизводящих установок (ППУ), паровых турбин и турбогенераторов осуществляется с целью снижения удельной стоимости строительства, повышения надежности и безопасности эксплуатации АЭС, ускорения темпов наращивания мощностей при значительном относительном уменьшении числа единиц оборудования.

* В принципе возможна и газотурбинная электростанция при использовании ядерного топлива, но пока таких АЭС не существует.

2.2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РЕАКТОРАХ

2.2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕАКТОРОВ

Ядерный реактор — это установка, в которой возможно осуществление управляемой самоподдерживающейся цепной реакции деления ядер.

В данном разделе рассматриваются гетерогенные энергетические реакторы, которые можно классифицировать по различным признакам [19].

I. По спектру нейтронов:

реакторы на быстрых нейтронах — бóльшая часть деления ядер вызывается нейтронами с энергией около десятков и сотен кэВ;

реакторы на тепловых нейтронах — основная часть делений вызывается нейтронами с энергиями, меньшими 1 эВ.

II. По применяемым материалам:

по используемому топливу — большинство существующих реакторов работает на урановом топливе; весьма перспективным для реакторов на быстрых нейтронах является плутониевое топливо. В реакторах используется обогащенный или природный уран. В настоящее время в качестве топлива в большинстве реакторов применяется диоксид урана UO_2;

по роду замедлителя — замедлитель применяется в реакторах на тепловых нейтронах. В качестве замедлителей используются элементы (или соединения, составленные из этих элементов), расположенные в начале Периодической системы элементов Д. И. Менделеева. По значимости и распространенности сюда относятся вода, графит, тяжелая вода;

по роду теплоносителя — для охлаждения реакторов используются вода (кипящая и некипящая), газы, жидкие металлы;

по числу основных конструктивно разделенных компонентов в активной зоне:

двухкомпонентные реакторы — реакторы без замедлителя (на быстрых нейтронах) и с замедлителем, который одновременно является и теплоносителем (например, ВВЭР, см. § 2.5);

трехкомпонентные реакторы — реакторы, в которых топливо, теплоноситель и замедлитель пространственно разделены (например, РБМК, см. § 2.4).

III. По конструктивным особенностям:

корпусные — теплоноситель движется одним потоком; реактор имеет герметичный корпус, рассчитанный на давление теплоносителя. Как правило, это двухкомпонентные реакторы;

канальные — теплоноситель движется внутри труб, проходящих через активную зону. Давление теплоносителя несут трубы. Как правило, это трехкомпонентные реакторы.

Классификацию можно проводить также по агрегатному состоянию теплоносителя — кипящие и некипящие, по компоновке основного оборудования первого контура — с вынесенным оборудованием и интегральной компоновкой и т. д.

В СССР наибольшее распространение получили реакторы на тепловых нейтронах, в которых замедлителем и теплоносителем является обычная вода (водо-водяные энергетические реакторы — ВВЭР, см. § 2.5) и уран-графитовые канальные реакторы с кипящим водным теплоносителем (РБМК, см. § 2.4). Развиваются реакторы на быстрых нейтронах (см. § 2.8); действуют две станции (Шевченковская и Белоярская — III блок).

Кроме этих типов реакторов в СССР ведется проектирование и строительство высокотемпературных реакторов (см. § 2.6) и атомных станций теплоснабжения (АСТ) — см. § 2.7.

2.2.2. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ И СИСТЕМЫ РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ

К реакторной установке относят следующие основные конструктивные элементы и системы [58]: активную зону, отражатель или зону воспроизводства (экран), биологическую защиту, системы управления и защиты реактора, перегрузки топлива и контроля и обеспечения безопасности.

В активной зоне реактора происходит цепная реакция деления. Важнейшая характеристика цепной реакции деления — *коэффициент размножения*, который равен отношению числа нейтронов данного поколения к числу нейтронов предыдущего поколения. Для бесконечной однородной среды эта величина обозначается через K_∞. Аналогом коэффициента размножения K_∞ для реактора служит эффективный коэффициент размножения $K_{эф}$. Значение $K_{эф}$ зависит от состава и структуры среды, а также от величин, определяющих утечку нейтронов. Утечка нейтронов зависит от формы и размера реактора и площади миграции, м², которая равна 1/6 среднего квадрата расстояния, проходимого нейтроном от места своего рождения до места поглощения.

Если $K_{эф} = 1$, то количество нейтронов в реакторе не изменяется во времени. Такое стационарное состояние реактора называется *критическим*. Состояния с $K_{эф} > 1$ и $K_{эф} < 1$ называются соответственно *надкритическим* и *подкритическим*. Для определения состояния реактора часто используется понятие реактивности

$$\rho_* = 1 - \frac{1}{K_{эф}}. \qquad (2.1)$$

В критическом состоянии $\rho_* = 0$, в надкритическом и подкритическом $\rho_* > 0$, $\rho_* < 0$. Изменения температуры и плотности материалов активной зоны, а также мощности реактора приводят к изменению реактивности.

Температурный коэффициент реактивности α_t определяется как приращение реактивности, соответствующее изменению температуры всех материалов реактора на 1 °С, т. е.

$$\alpha_t \equiv d\rho_*/dt \approx dK_{эф}/K_{эф}\,dt. \qquad (2.2)$$

Повышение температуры в реакторе приводит к термическому расширению материалов и уменьшению их плотностей ρ, а следовательно, и к уменьшению макроскопических сечений (см. кн. 1, § 6.8). Этот температурный эффект учитывается *плотностным коэффициентом реактивности*

$$\alpha_\rho = d\rho_*/d\rho \approx dK_{эф}/K_{эф}\,d\rho. \qquad (2.3)$$

Мощностный коэффициент реактивности определяется как изменение реактивности при изменении мощности N на 1 %

$$\alpha_N = d\rho_*/dN. \qquad (2.4)$$

В реакторах с кипением теплоносителя плотность последнего меняется за счет образования пузырьков пара. В этом случае вводится *паровой коэффициент реактивности*, который равен изменению реактивности вследствие единичного изменения паросодержания на 1 %:

$$\alpha_\varphi = d\rho_*/d\varphi \approx dK_{эф}/dK_{эф}\,d\varphi. \qquad (2.5)$$

Активная зона гетерогенного реактора состоит из тепловыделяющих элементов, замедлителя, теплоносителя и внутрикорпусных устройств.

Средние объемные плотности тепловыделения в активной зоне реакторов различных типов приведены ниже:

Тип реактора	q_v, МВт/м³
Водо-водяной без кипения (ВВЭР)	80—110
Водо-водяной с кипением (ВК)	45—55
Уран-графитовый с кипящим водным теплоносителем (РБМК)	5,0—7,0
Тяжеловодный	12—15
На быстрых нейтронах	400—800

Тепловыделяющий элемент (твэл). Твэл представляет собой топливный сердечник вместе с герметичной оболочкой и концевыми деталями, окружающими его для предотвращения утечки продуктов деления и взаимодействия топлива с теплоносителем. В реакторах типа ВТГР конструкция твэла несколько отличается от указанной выше (см. § 2.6). Бóльшая часть энергии деления (более 90 %) превращается в теплоту в твэле.

Ядерное топливо обязательно содержит *делящиеся* и *сырьевые* изотопы (см. кн. 1, § 6.8). В процессе работы реактора изотопный состав топлива непрерывно изменяется, т. е. уменьшается количество исходных изотопов, появляются новые, в том числе и делящиеся. Как правило, качество топлива ухудшается во времени, что приводит к уменьшению $K_{эф}$ реактора.

Соединения урана, плутония, тория с неметаллами (кислородом, углеродом, азотом и др.), имеющие высокую температуру плавления, значительную плотность горючего материала, низкое сечение захвата нейтронов и стойкость в условиях облучения, объединяют в одну группу — *керамическое ядерное топливо.* Применяемые материалы можно разделить на три подгруппы:

1) керамика на основе оксидов урана, тория, плутония и их смеси;

2) неоксидные керамические материалы, — силициды, карбиды, нитриды и другие соединения U, Th, Pu;

3) керамические материалы, диспергированные в графитовой или иной матрице.

Из всех материалов самое широкое распространение получил диоксид урана UO_2. Он допускает высокие степени выгорания без заметного распухания (увеличения объема при облучении) и нарушения геометрических размеров твэлов. При выгорании до 9 % распухание составляет 0,33 % на 1 % атомного содержания выгорания и не зависит от температуры в интервале 1033—2253 К, при выгорании более 9 % распухание интенсифицируется и изменение объема составляет в среднем 0,7 % на 1 % выгорания [9]. Приведенные значения распухания невелики, и они существенно меньше, чем в случае металлических сплавов урана. Если при облучении температура в центре превышает температуру плавления диоксида урана, объемное расширение существенно возрастает. При расплавлении более 70 % поперечного сечения стержня диоксида урана распухание достигает 5—7 % на 1 % выгорания.

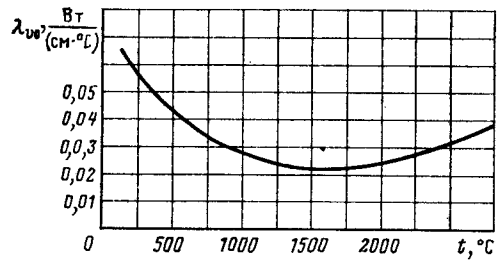


Рис. 2.1. Теплопроводность диоксида урана в зависимости от температуры

Существенным недостатком UO_2 является его низкая теплопроводность λ [рис. 2.1, формула (2.56)], которая уменьшается при облучении топлива [47]. Низкая теплопроводность и обусловленные ею высокие термические напряжения вследствие большого радиального градиента температуры топливного сердечника могут вызвать растрескивание диоксида урана. Растрескивание обычно происходит в радиальном направлении и может сопровождаться разрушением таблеток UO_2.

Одна из важных характеристик ядерного топлива — совместимость с материалом оболочек. Данные по совместимости UO_2 с различными материалами приведены в табл. 2.1.

Оболочка твэла служит для изоляции ядерного топлива от теплоносителя и пре-

Таблица 2.1. **Совместимость UO_2 с различными материалами [9]**

Материал	Температура материала, К	Примечание
Алюминий	~ 773	Относительно медленное взаимодействие с образованием UAl_2 и UAl_3
Цирконий	873	Медленная реакция, цирконий охрупчивается
Нержавеющая сталь	1673	Нет взаимодействия
Деаэрированная вода с нейтральным или повышенным pH	613	Устойчива в течение 300 сут
Углекислый газ	1173	Хорошая стойкость
Натрий; натрий — калий	873	Хорошая стойкость высокоплотной UO_2

Таблица 2.2. **Конструкционные материалы, используемые в качестве оболочек твэлов ядерных реакторов [9]**

Максимальная рабочая температура материала, К	Материал	Область применения
673	Сплавы циркония	Реакторы с водным теплоносителем
543	Сплавы алюминия	Реакторы с водным теплоносителем
973	Аустенитные нержавеющие стали	Реакторы на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем

дотвращения загрязнения его частицами топлива и продуктами деления.

В качестве оболочек используются конструкционные материалы, представленные в табл. 2.2. Между оболочкой и сердечником предусматриваются зазоры для компенсации термических расширений. Свободный объем заполняется средой с высокой теплопроводностью (гелий, натрий и т. д.), которая должна быть инертной по отношению к оболочке и сердечнику.

Замедлитель. Нейтронно-физические свойства замедлителей представлены в кн. 1, табл. 6.19 и 6.22. Легкая вода имеет очень хорошие замедляющие свойства, поэтому реакторы с легководным замедлителем при той же мощности оказываются значительно более компактными, нежели реакторы с другими замедлителями.

Недостатком легкой воды является способность поглощать тепловые нейтроны в значительно большей степени, чем графит или тяжелая вода. Это приводит к тому, что в водо-водяных реакторах используется топливо с более высоким обогащением (до 3,5—4,5 %), чем в других типах реакторов на тепловых нейтронах (кроме высокотемпературных).

Графит имеет малое сечение поглощения тепловых нейтронов. Реакторы с графитовым замедлителем могут работать на природном уране. Рассеивающие и замедляющие свойства графита значительно ниже, чем у воды. Поэтому реакторы с графитовым замедлителем имеют существенно более низкие удельные энерговыделения по сравнению с легководными реакторами.

Минимальным сечением поглощения из всех замедлителей обладает тяжелая вода. Однако высокая стоимость производства тяжелой воды не позволяет пока использовать ее в ядерной энергетике в широких масштабах.

Теплоноситель. Теплоносители ядерных реакторов должны обладать следующими свойствами: малыми коррозионной агрессивностью и эрозионным воздействием по отношению ко всем материалам активной зоны; высокими теплоемкостью и теплопроводностью, малой вязкостью; высокой температурой кипения и низкой температурой плавления; высокой температурной и радиационной стойкостью; взрывобезопасностью, малой активацией. Лучше всего этим требованиям удовлетворяет вода. Единственный недостаток воды — сравнительно низкая температура кипения при высоком давлении паров.

Жидкометаллические теплоносители имеют высокую температуру кипения при низком давлении. Вследствие хороших теплопередающих свойств применение жидкометаллических теплоносителей особенно целесообразно при высоких удельных энерговыделениях (ядерные реакторы на быстрых нейтронах). Однако большинство жидкометаллических теплоносителей при комнатной температуре находятся в твердом состоянии. Последнее обстоятельство требует сооружения системы подогрева для плавления металлов, что усложняет конструкцию. Калий, натрий и эвтектика натрий — калий бурно реагируют с водой и воздухом, что представляет серьезную опасность. Жидкометаллические теплоносители коррозионно-агрессивны. Для уменьшения коррозионной агрессивности жидкометаллические теплоносители очищают от оксидов на специальных фильтрах (см. п. 2.8.2).

Отражатель. Материалы, окружающие активную зону и возвращающие обратно часть уходящих из нее нейтронов, в совокупности образуют отражатель. В реакторах на тепловых нейтронах в качестве отражателей используют обычно те же материалы, что и для замедлителей. Примерные толщины боковых отражателей в реакторах на тепловых нейтронах приведены ниже:

Тип реактора	Толщина бокового отражателя, см
Водо-водяной	12—15
Уран-графитовый с кипящим водным теплоносителем	100
Тяжеловодный	80—100

В реакторах на быстрых нейтронах роль отражателя выполняют экраны, в ко-

торых производится накопление нового топлива (см. § 2.8).

Биологическая защита. В работающем реакторе образуются альфа (α)-, бета (β)-, гамма (γ)- и нейтронное (n)-излучения. По происхождению излучения можно разделить следующим образом:

первичные γ- *и* n-*излучения*, возникающие в процессе деления; этот источник существен только во время работы реактора;

вторичное активационное γ-*излучение*, испускаемое во время распада радиоактивных ядер, получившихся при захвате нейтронов. Значительно реже продуктом распада бывают вторичные нейтроны. Заряженные частицы (α, β и др.) в силу малого пробега до поглощения обычно не играют роли при расчете защиты реактора. Активации подвергаются постоянно облучаемые части реактора (отражатель, корпус, защита, внутрикорпусные устройства), замедлитель, теплоноситель и содержащиеся в них примеси;

гамма-излучения радиоактивных продуктов деления, их роль особенно велика после прекращения реакции деления, когда прекращается первичное излучение. Для снижения нейтронного и γ-излучений до предельно допустимых уровней и ниже необходимо осуществить биологическую защиту от переоблучения персонала, защиту напряженных элементов конструкции от радиационных повреждений и перегревов (тепловая защита); прежде всего это относится к корпусу под давлением, а также к массивным деталям внутрикорпусных устройств, каналов и топливных кассет.

В зависимости от назначения и типа реактора биологическая защита может быть сплошной или раздельной [10]. При *сплошной защите* реактор и его система охлаждения окружены со всех сторон. *Раздельная защита* состоит в том, что реактор и система охлаждения имеют отдельную защиту, т. е. размещены в различных помещениях. Это позволяет обслуживать систему охлаждения во время останова реактора. При проектировании новых АЭС раздельной защите отдается предпочтение. При раздельной защите различают первичную (защиту активной зоны реактора) и вторичную (защиту системы охлаждения контура реактора).

Первичная защита предназначена для ослабления потока нейтронов из активной зоны реактора, чтобы не допустить активации рабочего тела и значительной наведенной активации в конструкции и оборудовании.

Вторичная защита предназначена для снижения нейтронного и γ-потоков до предельно допустимых значений.

При проектировании защиты реактора необходимо:

выбирать для защиты недорогостоящие материалы. Чаще всего в качестве защиты применяют материалы с большим атомным номером (железо, чугун, свинец), а также такие материалы, как вода, бетон с соответствующими присадками, бор и др.;

установить предельно допустимые уровни излучения на обслуживаемых и полуобслуживаемых местах. При работающем реакторе предельно допустимые уровни устанавливаются за вторичной защитой, при остановленном — за первичной;

определить энергию и интенсивность излучения от различных источников (активной зоны, контура первичного теплоносителя), от которых проектируется защита;

произвести расчет первичной и вторичной защит, при этом необходимо учитывать *теневую защиту* — самоэкранирующие свойства оборудования и помещений, которые расположены вблизи реактора. Поэтому высокоактивные источники необходимо располагать в середине реакторного помещения, менее активные — от середины в направлении к периферии.

Трубопроводы с первичным теплоносителем, имеющие большую активность, должны быть по возможности короче.

Расчет защиты от излучений — сложная и трудоемкая задача, поскольку при взаимодействии излучения с веществом возникают многократные рассеяния, отражения на границе раздела сред, наведенная активность и т. д. Все это необходимо учитывать при проектировании защиты от излучений [10].

Система управления и защиты реактора (СУЗ). Эта система служит для пуска и останова реактора, поддержания заданного уровня мощности, перехода на другой уровень мощности и аварийного отключения реактора. Она включает в себя исполнительные органы, приводы, систему охлаждения и ее функционирование. Органы управления реактивностью реактора должны выполнять следующие основные функции: компенсацию запаса реактивности, автоматическое регулирование, аварийную защиту, поддержание заданных неравномерностей энерговыделения. В соответствии с этими функциями СУЗ состоит из компенсирующих, регулирующих и аварийных стержней.

Компенсирующие стержни (КС) служат для компенсации значительных изменений реактивности при переходе от холодного состояния реактора к рабочему и изменения реактивности ввиду различного изотопного состава.

Регулирующие стержни (РС) поддерживают мощность постоянной или меняют ее по заданию оператора. Стержни *аварийной защиты* (АЗ) обеспечивают быстрое прекращение реакции деления (останов реактора) при возникновении аварийной ситуации.

Механизм воздействия на реактивность систем КС, РС, АЗ одинаков. Каждая из

этих систем может выполнять и другие функции. Поэтому во многих случаях функции различных систем объединяются, и система становится универсальной.

В качестве материалов стержней СУЗ используют элементы, хорошо поглощающие нейтроны. К ним относятся B, Cd, Hf, In, Eu, Gd и др.

В реакторах, где замедлителем служит вода, поглощающее нейтроны вещество в виде раствора добавляется в воду. Чаще всего в качестве вещества-поглотителя нейтронов выбирают борную кислоту. Применение жидкого поглотителя позволяет существенно уменьшить количество органов СУЗ (см. § 2.5).

Система перегрузки топлива. Эта система служит для замены выгоревшего топлива свежим и извлечения поврежденных твэлов. Перегрузка бывает *непрерывная* и *периодическая*. Первая, как правило, производится в канальных реакторах и в уран-графитовых реакторах с газовым теплоносителем. В реакторах остальных типов ежегодно производится перегрузка части топлива (как правило, 1/4 или 1/3 полной загрузки реактора). Время нахождения в реакторе загруженного топлива составляет около 20 000 ч (3—4 года).

Системы контроля и обеспечения безопасности. Для обеспечения экономичной и безопасной эксплуатации реакторной установки необходимо наличие точной и оперативной информации о распределении полей энерговыделения, температуры и других теплотехнических и ядерно-физических параметров внутри активной зоны. Эту задачу выполняют системы внутриреакторного контроля, в состав которых, в общем случае, входят датчики линии связи, электронная измерительная аппаратура, а также ЭВМ, алгоритмы и программы для обработки полученной информации. Основные системы внутриреакторного контроля следующие:

1) система контроля нейтронно-физических параметров (уровень нейтронной мощности, период изменения нейтронного потока, поле энерговыделения по объему реактора и изменения его во времени и т. д.);

2) система контроля теплотехнических параметров (распределение температуры и расхода на выходе из топливных кассет, перепад давления по активной зоне, температура замедлителя в графитовых реакторах и т. д.);

3) система контроля герметичности оболочек твэлов (КГО).

Кроме того, на АЭС проводится диагностика состояния основного технологического оборудования реакторной установки, которая служит для определения первопричины его ненормальной работы, прогнозирование вероятного появления неисправностей, а также степени их опасности для дальнейшей эксплуатации оборудования.

На АЭС предусматриваются *защитные системы безопасности*, предназначенные для предотвращения или ограничения повреждений ядерного топлива, оболочек твэлов, первого контура и предотвращения ядерных аварий.

В комплексе защитных систем должно быть предусмотрено не менее двух систем отвода теплоты от реактора, основанных на различных принципах действия и обеспечивающих требуемую эффективность при не зависимом от исходного события отказе одной из систем. Конструктивное оформление систем безопасности зависит от типа реактора и рассматривается в дальнейшем (см. пп. 2.4.5, 2.5.6, 2.7.2).

2.2.3. ВЫГОРАНИЕ ТОПЛИВА

В процессе управляемой цепной реакции деления в твэлах происходят ядерные превращения, которые условно называют *процессами выгорания*. Среди них важнейшие — это *деление*, *радиационный захват нейтрона* и *радиоактивные превращения* (см. кн. 1, п. 6.8.2). Доля разделившихся ядер топлива в общем числе выгоревших, т. е. исчезнувших в результате деления и радиационного захвата, равна $1/(1+\alpha)$, где α — отношение сечений радиационного захвата и деления.

В реакторе происходит деление также и сырьевых изотопов (см. кн. 1, п. 6.8.2), которое учитывается коэффициентом β, равным отношению числа делений сырьевых и делящихся изотопов. Поэтому отношение общего числа делений (на сырьевых и делящихся изотопах) к числу выгоревших ядер топлива равно $(1+\beta)/(1+\alpha)$. Значение β в реакторах на быстрых нейтронах составляет обычно не более десяти процентов; в реакторах на тепловых нейтронах это единицы процентов. Значение α существенно зависит от энергии нейтронов и от вида делящегося изотопа. Так, при энергии нейтронов $E = 0{,}025$ эВ $\alpha = 0{,}17$ для ^{235}U и 0,36 для ^{239}Pu, а при $E = 0{,}5$ МэВ — соответственно 0,13 и 0,06. Мерой выгорания обычно служит либо энерговыработка, кВт·ч или ГВт·сут, либо масса образовавшихся продуктов деления $m_{п.д}$, отнесенная к единице начальной массы топлива.

В реакторе одновременно со сгоранием загруженного в него топлива происходит воспроизводство нового ядерного топлива. Эффективность процесса воспроизводства определяется коэффициентом воспроизводства (КВ).

Коэффициентом воспроизводства называют отношение скорости образования нового топлива к скорости выгорания топлива:

$$\frac{dm_т}{dm_{п.д}} = \frac{1+\alpha}{1+\beta} (КВ - 1), \qquad (2.6)$$

где $m_т$ — масса ядерного топлива в реакторе.

Если КВ = 1, выгорание топлива не сопровождается изменением его массы (формула не учитывает небольшое различие между массой делящегося ядра и массой осколков). Если КВ < 1, что характерно для большинства реакторов на тепловых нейтронах, то масса топлива уменьшается по мере высвобождения энергии, но тем медленнее, чем больше КВ.

В реакторах на быстрых нейтронах КВ > 1, и масса топлива в них увеличивается. Такие реакторы называются *реакторами-размножителями* (*бридерами*). При КВ > 1 заметная часть ^{238}U может быть превращена в плутоний и далее в продукты деления. Расширенное воспроизводство возможно и в реакторах на тепловых нейтронах, в цикле с выгоранием и воспроизводством ^{233}U, но в этом случае КВ — 1 составляет всего лишь несколько сотых долей, тогда как в реакторах на быстрых нейтронах — несколько десятых.

В зависимости от КВ, точнее от КВА — части коэффициента воспроизводства, связанной с образованием нового топлива в пределах активной зоны реактора, — реактивность (см. п. 2.2.2) может либо увеличиваться, либо снижаться по мере выгорания топлива. В реакторах на тепловых нейтронах с топливом ^{235}U или ^{239}Pu реактивность обычно снижается. Исключение составляют реакторы с очень малым обогащением урана изотопом ^{235}U. В них на начальном этапе выгорания топлива реактивность слегка увеличивается, несмотря на то что КВ < 1. Это связано с различием свойств разных видов топлива, в данном случае ^{235}U и ^{239}Pu. У ^{239}Pu сечение деления выше, чем у ^{235}U, и даже неполное замещение выбывающих ядер ^{235}U ядрами ^{239}Pu ведет (до некоторых пор) к увеличению вероятности деления.

Влияние различных факторов на КВ видно из формулы баланса нейтронов

$$КВ = \nu\mu - 1 - \varepsilon, \qquad (2.7)$$

где ν — число нейтронов, возникающих в результате делений ядер топлива при выгорании одного топливного ядра; μ — отношение числа нейтронов, возникающих (в среднем) в результате делений ядер топлива и сырьевых ядер, к числу нейтронов, возникающих (в среднем) в результате делений одних лишь ядер топлива; ε — отношение числа радиационных и прочих вредных захватов нейтронов в несырьевых и нетопливных ядрах к числу выгоревших ядер топлива; в идеальном случае $\varepsilon = 0$, и тогда

$$КВ_{ид} = \nu\mu - 1.$$

Значения ν, μ и ε зависят от состава ядерного топлива, энергии нейтронов, устройства реактора и режима его работы. При переходе от тепловых нейтронов к быстрым значение ν возрастает примерно с 2,07 до примерно 2,2 для ^{235}U и с около 2,1 примерно до 2,8 для ^{239}Pu.

Величина μ в реакторах на быстрых нейтронах может достигать 1,15—1,20; в реакторах на тепловых нейтронах $\mu \approx 1{,}05$ (ВВЭР) и $\mu \approx 1{,}02$ (РБМК). Поэтому в реакторах на тепловых нейтронах $\nu\mu$ существенно ниже, чем в реакторах на быстрых нейтронах.

Выбор конструкционных материалов, замедлителя (в реакторах на тепловых нейтронах), теплоносителя, размеров активной зоны существенно влияет на непроизводительный захват нейтронов. В реакторах на тепловых нейтронах $\varepsilon \approx 0{,}5$, в реакторах на быстрых нейтронах $\varepsilon \approx 0{,}2 \div 0{,}3$.

Глубина выгорания и режимы перегрузок топлива. *Проектная глубина выгорания* обычно измеряется отношением массы продуктов деления в выгружаемых топливных элементах к массе топливных элементов и варьируется чаще всего в пределах 10—100 кг/т. Проектную глубину выгорания стараются сблизить с *пределом живучести* топливного элемента, т. е. обычно стремятся проектировать реактор таким образом, чтобы к моменту, когда тепловыделяющий элемент исчерпает в значительной мере ресурс работы, избыточная реактивность реактора была бы близка к нулю. Дальнейшее пребывание твэла в реакторе, с одной стороны, чревато нарушением герметичности его оболочки, а с другой стороны, ведет к уменьшению реактивности ниже того уровня — *оперативного запаса* (около 1 %), при котором реактором еще можно управлять. Поэтому твэл с проектным накоплением продуктов деления следует извлечь из реактора, а на освободившееся место поставить свежий. Замену выгоревшего топлива свежим называют *перегрузкой топлива*.

Глубину выгорания, при которой исчерпывается запас реактивности, можно регулировать, меняя концентрацию топлива в свежих топливных элементах. Для оценки необходимой *начальной концентрации топлива* в реакторах на тепловых нейтронах с топливными элементами из урана, обогащенного изотопом ^{235}U, полезно простое правило: глубина выгорания приблизительно равна обогащению. Так, при обогащении 2 %, т. е. 20 кг/т, выгорание равно 20 кг/т и т. д. Это правило не имеет глубоких теоретических оснований, но выполняется для многих реакторов.

Перегрузку (замену) топлива осуществляют либо крупными порциями и редко, либо малыми порциями и часто в зависимости от конструктивных особенностей реактора. В одном предельном случае каждый раз заменяется все топливо, т. е. работа идет *кампаниями*, в другом перегрузку топлива можно рассматривать как непре-

рывный процесс. Коэффициент воспроизводства минимален при работе кампаниями и максимален в режиме непрерывных перегрузок. При работе кампаниями в промежутке между перегрузками меняется реактивность, и это изменение приходится компенсировать, изменяя количество внесенных в реактор специальных поглотителей. Например, в ВВЭР такими поглотителями являются борная кислота, концентрация которой в воде регулируется специальными системами, и отчасти механически управляемые подвижные поглотители. Реакция $n-\alpha$ на ядрах бора дает существенный вклад в ε. Для уменьшения этого вклада используют *частичные перегрузки*: каждый год треть выгоревшего топлива заменяют свежим. Это приблизительно втрое уменьшает потерю нейтронов в борной кислоте по сравнению с полной заменой всего топлива 1 раз в три года.

Так как в разных местах реактора топливо выгорает с разной скоростью, то при частичных перегрузках производят перестановки и повороты топливных сборок, отработавших треть и две трети своей кампании. При этом стремятся к тому, чтобы окончательно извлекаемые из реактора топливные элементы имели максимально близкие друг к другу глубины выгорания — в этом случае средняя выработка энергии топливным элементом максимальна, КВ максимально и затраты топлива на 1 кВт·ч минимальны.

В режиме *непрерывных перегрузок* имеется целый спектр твэлов с разными глубинами выгорания, и реактивность равна оперативному запасу. Такое состояние реактора получается после длительной его работы и называется равновесным. В переходном режиме твэлы извлекаются до исчерпания своего ресурса. Поэтому обычно концентрация топлива в начальной загрузке реактора меньше, чем в догружаемых топливных элементах.

Точный расчет зависимости реактивности, энерговыработки, изотопного состава топливных элементов от глубины выгорания выполняется на ЭВМ по достаточно сложным программам, примером которых служит УНИРАСОС [50]. В этих программах для топливных и сырьевых тяжелых ядер и продуктов деления учитываются как реакции взаимодействия с нейтронами, так и самопроизвольные радиоактивные превращения. Результаты расчета используются в других программах, определяющих поля тепловыделения в реакторе и глубины выгорания топливных элементов на разных этапах работы реактора, а также моменты исчерпания запаса реактивности, требующие замены части топлива свежим. Примером программы этого типа служит БИПР [3]. В свою очередь результаты этого расчета можно использовать, с одной стороны, для проведения поверочных тепловых расчетов, а с другой стороны, для составления графиков поступления свежего топлива в реактор и извлечения из реактора выгоревшего топлива. Эти графики (как и изотопные составы выгруженных топливных элементов) служат основанием для технико-экономических расчетов и для расчетов мощностей и графиков загрузки предприятий, поставляющих топливные сборки и перерабатывающих выгоревшее топливо.

2.3. ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ

2.3.1. ЗАДАЧИ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

Теплогидравлические расчеты ядерной паропроизводящей установки проводятся с целью получить информацию о распределении скоростей и давлений теплоносителя по контуру циркуляции при известных полях температур (энтальпий), геометрии контура, средствах циркуляции, о температурных полях и тепловых потоках при известных тепловыделениях, расходах теплоносителя и геометрии контура. Теплогидравлические расчеты позволяют решать и обратные задачи: 1) подобрать геометрию или средства циркуляции так, чтобы обеспечить необходимые расходы и температуры теплоносителя; 2) определить расход теплоносителя и поверхность теплообмена, обеспечивающие необходимые параметры теплоносителя при заданной мощности.

Тепловые и гидравлические расчеты ведутся совместно, поскольку поля температур (энтальпий), скоростей и давлений влияют друг на друга; особенно сильно это влияние проявляется в сжимаемых и двухфазных потоках, в которых изменения энтальпий влекут за собой изменения плотности теплоносителя.

В общем случае выполняются расчеты *стационарных* (на номинальной мощности и на промежуточных уровнях), *нестационарных* (переходных с одного уровня мощности на другой) и *аварийных режимов* (при отказах оборудования АЭС и авариях с потерей теплоносителя).

Между температурным режимом реактора и состоянием теплоносителя, с одной стороны, и протекающими в реакторе нейтронно-физическими процессами — с другой, имеется тесная взаимосвязь особенно в реакторах с сильно изменяющимися свойствами теплоносителя по высоте активной зоны. Теплогидравлические расчеты должны быть увязаны с нейтронно-физическими расчетами. Поэтому соответствующие программные комплексы включают в себя программы нейтронно-физического и теплогидравлического расчетов реактора, работающие в итерационном режиме.

2.3.2. ПРЕДЕЛЫ БЕЗОПАСНОЙ РАБОТЫ

Параметры установки ограничены пределами ее безопасной работы. Пороговые значения параметров определяются, как правило, стоимостью и прочностью материалов и элементов реактора и оборудования или возникновением новой структуры (нового механизма процесса), качественно меняющей закономерность явления.

В водоохлаждаемых реакторах наиболее важными показателями безопасной работы являются:

1) температура топлива t_0 или линейная плотность теплового потока q_l. Для UO_2 температура t_0 не должна достигать температуры плавления, которая для необлученного топлива равна примерно 2800 °С при $q_l \approx 700$ Вт/см. Максимальная линейная плотность теплового потока q_l не должна превышать 450—500 Вт/см. Во избежание значительного выхода радиоактивных летучих продуктов деления (йод, благородные газы) из зерен диоксида урана под оболочку твэла долю UO_2, находящуюся при температуре выше температуры начала изменений структуры диоксида урана t_c, ограничивают 5 %. Эта температура для перехода к пористой равновесной структуре равна $t_{c1} = 1300 \div 1400$ °С, к столбчатой $t_{c2} = 1700 \div 1800$ °С, при этом $q_l \approx 300 \div 400$ Вт/см [56];

2) температура оболочек твэлов из сплавов циркония, которая не должна длительно превышать 360 °С, поскольку при более высоких температурах ускоряется наводороживание и наступает чрезмерное охрупчивание оболочек;

3) напряжения и деформации в оболочках твэлов и трубах каналов, несущих давление. Допускаются деформации около 1 %;

4) число, темп и диапазон циклов изменения режима работы твэлов и установки в целом (мощности, давления и температуры). В этой связи приходится нередко ограничивать разности температур между связанными элементами (в особенности в переходных режимах), например, потоками теплоносителя, питательной воды, воды аварийной подпитки и т. д.;

5) температуры $t_{об}$ и деформации оболочек твэлов и их взаимодействие с теплоносителем (содержание гидридов и доля участия в пароциркониевой реакции) при максимальной проектной аварии с потерей теплоносителя. На основе существующего уровня знаний в этой области в настоящее время принимают $t_{об} \leqslant 1200$ °С при условии, что доля Zr в реакции $H_2 + Zr$ составляет не более 17 % [25];

6) критические плотности теплового потока (см. кн. 2, п. 3.11.3), при которых поверхность твэлов осушается и перегревается. Минимальные запасы $K_з$ до кризиса теплообмена обычно составляют 1,3—1,5 (см. п. 2.3.6), хотя оптимальные их значения нередко лежат ниже этих значений (при «мягком» кризисе);

7) минимальные зазоры между твэлами определяются скоростями теплоносителя, при которых резко снижается критический поток или возрастает износ оболочек твэлов; они также зависят от конструкции дистанционирующих элементов и расстояния между ними. Минимальный размер зазора составляет около 1 мм;

8) глубина выгорания (или время кампании топлива $\tau_к$). Величина $\tau_к$ ограничена в основном общей и коррозионной стойкостью твэлов, а также изменениями объема за счет радиации и составляет для диоксидных твэлов с циркониевой оболочкой примерно 3—5 лет;

9) концентрации примесей в воде (pH, жесткость, хлориды, кислород, оксиды конструкционных материалов); они не должны длительно превышать нормируемые пределы показателей водного режима (см. п. 7.2.2), чтобы избежать чрезмерных отложений на твэлах, коррозионного воздействия и активации.

Кроме того, следует также указать на ограничение таких параметров, как коэффициенты реактивности, влияющие на нейтронно-физическую устойчивость работы реактора. В рабочем диапазоне не должно быть существенных положительных компонентов мощностного коэффициента реактивности, чтобы исключить неустойчивую работу установки (см. п. 2.2.2).

Запасы, коэффициенты и изменения (эффекты) реактивности при возможных изменениях количеств, плотности и температуры компонентов активной зоны и теплоносителя, а также скорость и изменения реактивности системой управления и защиты и ее надежность должны при всех мыслимых условиях гарантировать возможность гашения цепной реакции и исключать рост мощности с малым периодом удвоения (увеличение мощности в e раз).

В этом смысле важно иметь минимальные и неположительные изменения реактивности при уменьшении количества теплоносителя, росте его температуры и увеличении мощности.

2.3.3. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ В РЕАКТОРНЫХ МАТЕРИАЛАХ

Распределение энерговыделения во времени. На рис. 2.2 показан закон высвобождения энергии деления во времени (τ — время от момента деления ^{235}U). Имеющаяся информация достоверна лишь при $\tau > 0{,}1$. Подъем кривой связан с постепенным высвобождением энергии радиоактивного распада продуктов деления (см. кн. 1, п. 6.2.1). Эта энергия составляет примерно 10 % энергии деления.

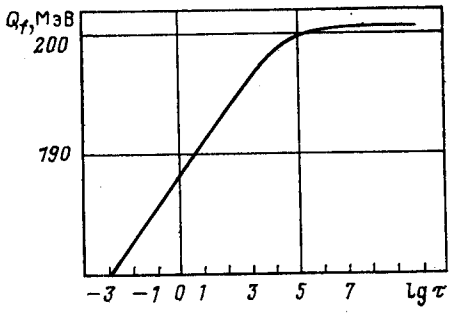


Рис. 2.2. Интегральное тепловыделение Q_f в зависимости от безразмерного времени τ, отсчитываемого от момента деления $^{235}_{92}U$

Роль радиоактивного распада становится особенно заметной при быстром, например, аварийном останове реактора. После введения в активную зону аварийных стержней — поглотителей нейтронов — интенсивность делений снижается почти скачком, а затем по истечении 2—3 мин постепенно спад интенсивности приближается к экспоненциальному с убыванием вдвое приблизительно за 1 мин. Тут-то и начинает главенствовать радиоактивный распад. В качестве примера на рис. 2.3 показано, как меняется тепловыделение в долго работавшем реакторе после сброса стержней аварийной защиты (АЗ). Уменьшение реактивности (см. п. 2.2.2) при вводе стержней АЗ превышало долю запаздывающих нейтронов (см. кн. 1, § 6.8) в 4 раза.

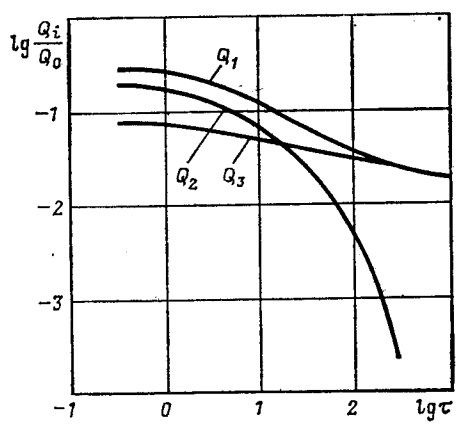


Рис. 2.3. Тепловыделение в реакторе после сброса стержней аварийной защиты (эффективность погруженных стержней превышает долю запаздывающих нейтронов в 4 раза):

Q_0 — тепловыделение до погружения поглотителей нейтронов; Q_1 — тепловыделение после погружения поглотителей нейтронов; Q_2 — компонент тепловыделения, не связанный с радиоактивностью; Q_3 — компонент тепловыделения, связанный с радиоактивностью; τ — время от момента погружения поглотителей нейтронов

Распределение тепловыделения по топливу. Осколки деления, имеющие короткие пробеги, оставляют всю энергию в твэлах, так что в них выделяется не менее 84 % энергии, освобождающейся в процессе деления (кн. 1, п. 6.2.1).

Значительная часть энергии β-частиц и некоторая доля энергии γ-квантов также остаются в топливе. Вся эта энергия (около 95 %) превращается в теплоту в пределах твэла. В связи с этим распределение тепловыделения по твэлам реактора с хорошей степенью точности повторяет распределение полного энерговыделения, подсчитанного из условия, что вся энергия, связанная с делением, высвобождается там, где это деление произошло.

Вычислительные программы [3, 50] наряду с потоками нейтронов позволяют рассчитать распределение полного энерговыделения, нормированного на условно заданную мощность реактора. Перераспределение этой энергии между твэлами и другими материалами, входящими в *элементарную ячейку ядерного реактора* (замедлителем, теплоносителем, конструкционными материалами), слабо меняет тепловыделение в топливе. Важно правильно произвести пересчет с условно заданной в расчете мощности на реальную. В настоящее время тепловая мощность реактора экспериментально может быть определена с погрешностью не менее 3—5 %.

Точность расчета распределения полного энерговыделения по реактору с помощью современных вычислительных программ [3] достаточно высокая. Для малых реакторов ошибка обычно не превышает 1—2 %. Для больших энергетических реакторов с такой точностью может быть вычислено распределение тепловыделения лишь по части реактора, имеющей размер, примерно равный длине миграции нейтрона. Ошибка расчета по реактору в целом обычно составляет 10—20 %.

Локальное тепловыделение в единице массы топлива энергетического реактора с системой внутриреакторного контроля и станционной ЭВМ может быть определено с точностью 4—6 %. Тепловыделение в топливном элементе определяется с меньшей точностью.

Тепловыделение в сильных поглотителях. Необходимо достаточно точно знать тепловыделение в органах управления, чтобы обеспечить их надежную работу.

В зависимости от типа нейтронной реакции высвобождаемая энергия остается в поглотителе полностью (n — α-реакция) или частично (n — γ-реакция). Чтобы вычислить поток с единицы поверхности поглотителя нейтронов, необходимо взять из нейтронно-физического расчета реактора число нейтронов, поглощаемых в поглоти-

Таблица 2.3. **Отнесенные к плотностям материалов макроскопические сечения поглощения энергии γ-квантов, испущенных при радиационном захвате, см²/г**

Поглотитель	Источник						
	H_2O	C	Fe	Zr	Cd	Sm	Gd
H_2O	0,025	0,019	0,021	0,020	0,024	0,026	0,023
C	0,023	0,017	0,018	0,018	0,021	0,023	0,021
Al	0,023	0,019	0,020	0,020	0,022	0,023	0,022
Fe	0,023	0,023	0,024	0,023	0,024	0,024	0,023
Zr	0,023	0,027	0,027	0,026	0,025	0,025	0,024
U	0,032	0,039	0,044	0,037	0,043	0,045	0,034

теле в единицу времени, отнесенное к площади теплоотдающей поверхности, умножить это число на энергию, высвобождаемую при поглощении нейтрона, и на вероятность w того, что энергия превратится в теплоту в пределах поглотителя, к полученному результату прибавить тепловой поток от γ-квантов, источники которых находятся вне поглотителя.

Точный расчет выполняется с помощью метода Монте-Карло [4]. При очень грубых оценках достаточно учесть только внутренние источники и вычислить вероятность w по приближенным формулам.

Для $n-\alpha$-реакции $w=1$; для $n-\gamma$-реакции оценку значений w в цилиндрическом многослойном поглотителе можно провести по формулам

$$w_{ij}=\delta_i\Sigma_{aij}\left(\ln 2+0{,}25\ln r_j/\delta_i\right);$$
$$w_{ii}=(w_{ij})_{j=i}+0{,}125\delta_i\Sigma_{aii}, \qquad (2.8)$$

где i, j — индексы слоев, поглощающих и испускающих γ-кванты; δ_i — толщина слоя i; r_j — радиус слоя j; Σ_{aij} — сечение потери энергии γ-квантами в слое i, усредненное по спектру источника j.

Сечения Σ_{aij} и энерговыделение на один поглощенный нейтрон приведены в табл. 2.3 и 2.4.

Тепловыделение в корпусе реактора и биологичской защите. Тепловыделение в корпусе реактора обычно связано с поглощением γ-квантов, выходящих из реактора или образующихся в самом корпусе при поглощении нейтронов. Вклад от облучения быстрыми нейтронами в тепловыделение в корпусе обычно мал, поскольку между активной зоной и корпусом имеется отражатель, замедляющий нейтроны.

Опасность облучения γ-квантами полностью определяется разогревом, возникающим при их поглощении. Тепловые нейтроны, падающие на стальной корпус, следует рассматривать как потенциальные γ-кванты с суммарной энергией 7,8 МэВ на нейтрон. Если толщина корпуса невелика (корпус рассчитан на низкое давление), то значительная часть нейтронов может поглотиться за корпусом — в бетоне или воде, породив γ-кванты с суммарной энергией соответственно 7,5 или 2,3 МэВ. Образующиеся при поглощении нейтронов как в корпусе, так и рядом с ним γ-кванты имеют определенную вероятность потерять всю свою энергию или хотя бы ее часть в корпусе.

Точный расчет тепловыделения в корпусе достаточно сложен и проводится обычно по программе, основанной на методе Монте-Карло. Для очень грубых оценок применяют методику геометрических факторов и факторов накопления, разработанную применительно к расчету защиты. Поток энергии нерассеянных γ-квантов, возникающих в активной зоне, на корпус можно определить по следующей асимпто-

Таблица 2.4. **Энерговыделение при поглощении одного нейтрона**

Ядро	H	C	B	Li	Fe	Zr	Cd	Sm	Gd
Реакция	$n-\gamma$	$n-\gamma$	$n-\alpha^*$	$n-\alpha$	$n-\gamma$	$n-\gamma$	$n-\gamma$	$n-\gamma$	$n-\gamma$
Энергия, МэВ	2,2	5,5	2,8	4,8	7,8	8,2	9,1	8,0	7,8

* В 95 % случаев энергия α-частицы составляет 2,3 МэВ, а уносимая γ-квантом 0,5 МэВ.

Таблица 2.5. **Отнесенные к плотностям материалов сечения взаимодействия с γ-квантами, см²/г**

Поглотитель	Энергия γ-кванта, МэВ							
	0,5	1	2	3	4	6	8	10
H_2O	0,097	0,071	0,049	0,040	0,034	0,028	0,024	0,022
C	0,087	0,064	0,044	0,036	0,030	0,025	0,022	0,020
Al	0,084	0,061	0,043	0,036	0,031	0,027	0,024	0,023
Fe	0,084	0,060	0,042	0,036	0,033	0,031	0,030	0,030
Zr	0,087	0,058	0,041	0,036	0,035	0,034	0,034	0,035
U	0,19	0,077	0,048	0,044	0,044	0,045	0,049	0,051

тической формуле:

$$I_\gamma^0 \approx \frac{1}{2} e^{-T\Sigma}\left(\frac{1}{\Sigma_0}\rho_\gamma(0)\,\Gamma_0 + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\Sigma_0^2}\frac{d\rho_\gamma(0)}{dx}\Gamma_1 + \frac{1}{\Sigma_0^3}\frac{d^2\rho_\gamma(0)}{dx^2}\Gamma_2 + \ldots\right),$$

где T — толщина отражателя; Σ_0, Σ — макроскопические сечения взаимодействия γ-квантов с материалами активной зоны и отражателя (табл. 2.5); $\rho_\gamma(x)$ — плотность генерации энергии γ-квантов в активной зоне на расстоянии x от плоской границы с отражателем; $\Gamma_n = (T\Sigma + n + 2)^{-1}$ — геометрические факторы, которые определяют эффективную долю γ-квантов, летящих в интересующем нас направлении.

Ни разу не рассеянные γ-кванты — это лишь часть γ-квантов, проходящих через отражатель и падающих на корпус. Необходимо еще учитывать те γ-кванты, которые до того, как попали на корпус, испытали рассеяние. Однако отношение суммарной энергии дошедших до корпуса γ-квантов к энергии ни разу не рассеянных γ-квантов невелико. Это отношение называют *токовым фактором накопления* $B_{\text{ток}}$, а формулу для потока энергии γ-квантов на корпус записывают в виде

$$I_\gamma \approx B_{\text{ток}} I_\gamma^0.$$

Токовый фактор можно выразить через более употребительный фактор для поглощенной энергии B_a:

$$B_{\text{ток}} = \frac{\Sigma_a}{\Sigma} G_a(y),$$

где $G_a(y) = \int_y^\infty B_a(y')\,e^{-(y-y')}dy'$; $y = T\Sigma$ — «оптическое расстояние» до источника.

В табл. 2.6 приведены значения G_a. Эти же данные могут быть использованы для ядер не тяжелее Fe. Значения отношений Σ_a/Σ даны в табл. 2.7.

В корпусе, рассчитанном на высокое давление, тепловыделение на единицу поверхности равно I_γ. В тонком корпусе оно находится как разность I_γ для внутренней и наружной поверхностей. К энергии γ-квантов, приходящих из активной зоны, добавляется энергия γ-квантов, возникающих при поглощении тепловых нейтронов в отражателе и самом корпусе. В последнем случае надо рассчитывать вероятность поглощения испущенного γ-кванта в плоских слоях корпуса. Для оценки этой вероятности вместо (2.8) можно воспользоваться формулами

$$w_{ij} = \delta_i \Sigma_{aij}\left[\frac{1-C}{2} + 0{,}5\ln\left(\frac{1}{\Sigma_{aij}\delta_j}\right)\right];$$

$$w_{ii} = (w_{ij})_{j=i} + 0{,}75\delta_i\Sigma_{aii}, \qquad (2.9)$$

где $C = 0{,}577$.

Расчет радиационного нагрева биологической защиты аналогичен расчету радиа-

Таблица 2.6. **Значения множителя G_a при токовом факторе накопления для Al**

Оптическая толщина $T\Sigma$	Энергия γ-кванта, МэВ							
	0,5	1	2	3	4	6	8	10
2	8,4	5,6	3,9	3,1	2,7	2,2	1,9	1,8
4	17	9,9	6,2	4,7	3,8	3,1	2,6	2,3
7	35	18	10	7,2	5,7	4,4	3,6	3,1
10	60	27	14	9,8	7,6	5,7	4,6	4,0

Таблица 2.7. **Отношение Σ_a/Σ как функция энергии γ-кванта**

Вещество	Энергия γ-кванта, МэВ							
	0,5	1	2	3	4	6	8	10
H_2O, C, Al, Fe	0,34	0,44	0,54	0,60	0,65	0,71	0,76	0,79
Zr	0,39	0,45	0,56	0,64	0,71	0,79	0,84	0,88
U	0,72	0,62	0,66	0,73	0,80	0,86	0,90	0,92

ционного нагрева корпуса. Однако из-за сильного ослабления γ-излучения корпусом и присутствия в защите легких элементов соотношение между радиационным и нейтронным нагревами здесь может измениться в пользуя нейтронного. Оценки этой составляющей тепловыделения можно проводить, используя, как и раньше, геометрические факторы и факторы накопления. Точный расчет выполняют методом Монте-Карло [4].

Расчет распределения температур в корпусе реактора можно найти, записав уравнение теплопроводности с внутренними источниками теплоты (см. кн. 2, п. 3.3.7).

Если в результате расчета окажется, что перепады температур в корпусе или бетоне чрезмерны, то для уменьшения потока нейтронов на корпус в отражателе располагают стальные экраны вперемежку с легкими материалами (лучше всего с водой). Тепловыделение в экранах не так опасно, как в корпусе.

2.3.4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА РЕАКТОРА

Тепловые и гидравлические расчеты реактора проводятся при проектировании ядерной энергетической установки для обоснования работоспособности элементов активной зоны.

Реактор является частью контура циркуляции установки. Для выполнения расчетов должны быть определены или заданы геометрические и технологические характеристики реактора и контура охлаждения. К ним относятся: 1) геометрические характеристики реактора, контура циркуляции и теплообменного оборудования — форма, длины l_i, площади живых сечений S_i и поверхностей теплообмена; 2) гидравлические характеристики контура и средств циркуляции — коэффициенты гидравлических сопротивлений всех локализованных и распределенных элементов контура, дающих вклад в потери напора за счет трения, изменений проходного сечения или местных сопротивлений; напорные характеристики циркуляционных насосов (Q-, H-характеристики); высотные отметки и количество ходов для теплоносителя; конструктивные особенности теплообменников, парогенераторов; 3) теплофизические параметры; общая мощность реактора N и ее распределение по каналам, высотная неравномерность тепловыделения, распределение плотности теплового потока по радиусу и по высоте канала или тепловыделяющей сборки $q(r, z)$; исходные параметры теплоносителя (давление и температура на входе в реактор); теплофизические особенности парогенератора, теплообменников.

Теплофизические расчеты обычно проводятся итерационно. Как правило, вначале считают температурный режим известным и проводят гидравлический расчет, затем, зная приближенное распределение давления по контуру, уточняют тепловой режим, а далее и гидравлический расчет.

Особую сложность представляют расчеты нестационарных режимов, когда поля температур, скоростей, давлений меняются во времени. В этом случае для «медленных» процессов можно выбрать такой малый временной шаг, когда можно пренебречь изменением параметров внутри этого шага и считать процесс квазистатическим.

2.3.5. ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КАНАЛА РЕАКТОРА

В результате теплогидравлических расчетов реактора определяются гидравлические сопротивления топливных каналов (кассет) (рис. 2.4), температурные режимы топливной сборки и окружающего канал замедлителя, запасы до кризиса теплообмена во всех стационарных и переходных режимах.

Расчет сводится к решению системы уравнений сохранения массы, количества движения и энергии для теплоносителя и уравнений теплопроводности для замедлителя и твэлов.

Расчеты, как правило, проводятся в одномерном приближении. В этом случае

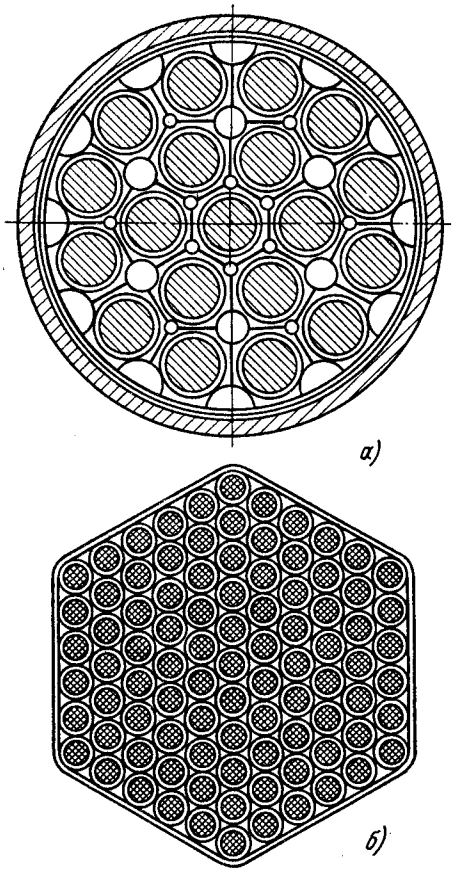


Рис. 2.4. Поперечный разрез типичных топливных каналов уран-графитового реактора (*а*) и водо-водяного реактора (*б*)

перечисленные выше уравнения примут вид

$$\left.\begin{aligned}
&S\frac{\partial \rho}{\partial \tau}+\frac{\partial G}{\partial z}=0;\\
&\frac{\partial G}{\partial \tau}+\frac{\partial G w}{\partial z}+\tau_{\text{н}}\Pi+S\rho g\cos\widehat{gz}=\\
&\qquad=-S\frac{\partial p}{\partial z};\\
&S\rho\frac{\partial h}{\partial \tau}+G\frac{\partial h}{\partial z}=q\Pi_{\text{т}}+\\
&+\left(\frac{\partial p}{\partial \tau}+w\frac{\partial p}{\partial z}\right)S+\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2 S;\\
&c\rho\frac{\partial t_l}{\partial \tau}-\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}r\lambda(t)\frac{\partial t}{\partial r}=q_{iv},
\end{aligned}\right\}\quad (2.10)$$

где S — площадь проходного сечения канала; p — давление; G — расход теплоносителя через канал; ρ — плотность; w — скорость; Π, $\Pi_{\text{т}}$ — периметр и обогреваемый периметр; $\tau_{\text{н}}$ — касательные напряжения; g — ускорение свободного падения; h — энтальпия теплоносителя; q_v — объемная плотность тепловыделения; c — удельная теплоемкость.

На входе в канал при $z=0$ имеем следующие начальные условия: $G=G_0(\tau)$; $p=p_0(\tau)$; $t=t_0(\tau)$. На поверхностях контакта заданы граничные условия

$$-\int\lambda(t)\frac{\partial t}{\partial r}\,d\Pi_{\text{т}}=q\Pi_{\text{т}};$$

$$\tau_{\text{н}}\Pi=\frac{\rho w^2}{2}\left[\frac{\xi\Pi}{4}+S\sum_i\xi_{\text{м}i}\delta(z-z_i)\right],$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения; $\xi_{\text{м}}$ — местный коэффициент сопротивления.

Интегрирование системы (2.10) для стационарной задачи без учета работы сил давления и диссипации энергии приводит к следующей системе равенств:

$$\left.\begin{aligned}
&G=G_0=\text{const};\\
&-p(z)+p_0=\Delta p(z)=\\
&=G^2\int_0^z\frac{1}{S}\frac{d}{dz}\left(\frac{1}{S\rho}\right)dz+\\
&+G^2\int_0^z\left[\frac{\xi}{d_{\text{г}}}+\sum_i\xi_{\text{м}i}\delta(z-z_i)\right]\times\\
&\times\frac{dz}{2\rho S^2}-g\int_0^z\rho\cos\psi z\,dz=\\
&=\Delta p_{\text{уск}}+\Delta p_{\text{тр}}+\Delta p_{\text{г}};\\
&h(z)=h_0+\frac{\Pi_{\text{т}}}{G}\int_0^z q(z)\,dz,
\end{aligned}\right\}\quad (2.11)$$

где $d_{\text{г}}$ — гидравлический диаметр.

В результате расчет параметров теплоносителя сводится к вычислению потерь на ускорение $\Delta p_{\text{уск}}$, трение $\Delta p_{\text{тр}}$ и изменений по длине гидростатического напора $\Delta p_{\text{г}}$ и энтальпии. Поскольку плотность теплоносителя является функцией энтальпии и давления $\rho(z)=\rho[h(z),\ p(z)]$, то расчет распределения давления по длине проводится методом последовательных приближений. В качестве первого приближения (иногда и единственного) используется допущение, что $\rho(z)=\rho[h(z),\ p_0]$, тогда гидравлический расчет сводится к определению $\Delta p_{\text{уск}}$, $\Delta p_{\text{тр}}$, $\Delta p_{\text{г}}$, а тепловой — к определению температуры поверхности нагрева

$$t_{\text{ст}}(z)=t[h(z)]+q(z)/\alpha(z), \quad (2.12)$$

где α — коэффициент теплоотдачи. Методически целесообразно разделить канал на

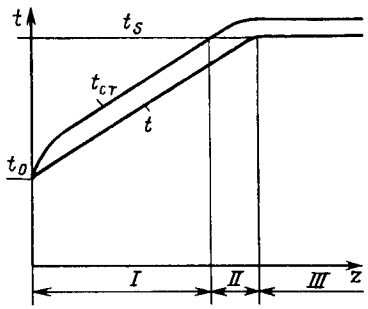


Рис. 2.5. Распределение температур теплоносителя t и стенки t_w по длине канала z: *I* — конвективный участок; *II* — участок кипения недогретой жидкости; *III* — участок объемного кипения; t_s — температура насыщения

три участка (рис. 2.5): 1) конвективный (или экономайзерный) ($h < h'$; $t_{ст} < t_s$); 2) кипения недогретой жидкости (поверхностного кипения) ($h < h'$; $t_{ст} \geqslant t_s$); 3) объемного кипения теплоносителя ($h \geqslant h'$; $t_{ст} > t_s$).

Гидравлический расчет конвективного участка канала. На конвективном участке плотность теплоносителя практически зависит только от энтальпии. Составляющие перепада давления определяются следующими формулами:

потери на ускорение

$$\Delta p_{уск} = G^2 \int_0^z \frac{1}{S} \frac{d}{dz}\left(\frac{1}{\rho S}\right) dz;$$

потери на трение

$$\Delta p_{тр} = \frac{G^2}{2} \int_0^z \frac{\xi v}{S^2 d_г} dz + G^2 \sum_i \frac{\xi_{мi}}{2} \frac{v(z_i)}{S^2(z_i)};$$

потери гидростатического давления

$$\Delta p_г = g \int_0^z \rho \cos \psi z \, dz,$$

где ψ — угол наклона канала по отношению к вертикали.

В практике расчетов принято делить канал на участки постоянного сечения, вычислять на этих участках средние плотность или удельный объем теплоносителя и рассчитывать интегралы на каждом участке.

В каналах постоянного проходного сечения

$$\Delta p_{уск} = (G^2/S^2)\,[v(z) - v_0]; \quad (2.13)$$

$$\Delta p_{тр} = \frac{G^2}{2S^2} \frac{\xi z}{d_г} \bar{v} + \frac{G^2}{2S^2} \sum_i \xi_{мi} v(z_i); \quad (2.14)$$

$$\Delta p_г = g \bar{\rho} z \cos \psi z. \quad (2.15)$$

Коэффициент трения канала определяется по формуле

$$\xi = \xi_0 c_ш c_т c_г c_ф, \quad (2.16)$$

где ξ_0 — коэффициент сопротивления гладкой трубы.

При расчетах каналов реакторов значения ξ_0 обычно определяются по формуле Филоненко [16]:

$$\xi_0 = (1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^{-2}.$$

Множитель $c_ш$ учитывает шероховатость поверхности и вычисляется по выражению

$$c_ш = \left(1 + 0{,}146 \Delta/d_к \,\mathrm{Re}^{0{,}8}\right)^{0{,}25}, \quad (2.17)$$

где Δ — абсолютная шероховатость, $d_к$ — диаметр канала. Более точные значения коэффициента трения шероховатых труб $\xi_0 c_ш$ приведены в кн. 2, рис. 1.11. Множитель $c_т$ учитывает неизотермичность потока. Обычно

$$c_т = (\mu_w/\mu)^n, \quad (2.18)$$

где $n = 0{,}11$ при нагревании и $n = 0{,}25$ при охлаждении.

Множитель $c_г$ отражает неподобие геометрии канала и круглой трубы. Поэтому для трубы $c_г = 1$, а для каналов с пучками стержней $c_г$ можно определить по формуле [26]

$$c_г = [\varepsilon/(1-\varepsilon)^2 (\varepsilon - 3 - 2 \ln \varepsilon/(1-\varepsilon))]^{-0{,}25} - 0{,}526 \exp[-10(\varepsilon_0 - \varepsilon)], \quad (2.19)$$

где $\varepsilon = S_т/(S_т + S)$ — плотность пучка стержней.

В неограниченной квадратной решетке стержней плотность пучка

$$\varepsilon = (\pi/4)(d/a)^2 = \varepsilon_0^к (d/a)^2,$$

в треугольной решетке

$$\varepsilon = (\pi/2\sqrt{3})(d/a)^2 = \varepsilon_0^т (d/a)^2,$$

где a — шаг решетки; d — диаметр стержней; ε_0 — плотность пучка при касании стержней (плотная упаковка):

для квадратной решетки

$$\varepsilon_0^к = \pi/4;$$

для треугольной

$$\varepsilon_0^т = \pi/2\sqrt{3}.$$

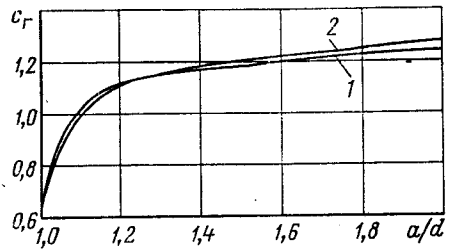


Рис. 2.6. Зависимость коэффициента $c_г$ от относительного шага a/d в треугольной (*1*) и квадратной (*2*) решетках

В сложных пучках, где имеются ячейки обоих типов, в качестве ε_0 следует брать среднее значение, т. е.

$$\varepsilon_0 = (\pi/4)\left(h + \frac{2}{\sqrt{3}}\, m\right)\Big/(n+m),$$

где n — число ячеек квадратной формы; m — число ячеек треугольной формы.

На рис. 2.6 дана зависимость коэффициента $c_г$ от относительного шага в треугольной и квадратной решетках. Если относительный шаг решетки $a/d > 1{,}4$, то значение экспоненты в (2.19) пренебрежимо мало.

Множитель $c_ф$ — фактор различия ячеек пучка (фактор формы). В пучках с одинаковыми ячейками фактор $c_ф = 1$. Если пучок состоит из ячеек, значительно отличающихся по геометрическим характеристикам, то фактор формы $c_ф \neq 1$.

Для расчета этого множителя следует разделить весь пучок линиями, соединяющими центры стержней на ячейки, ввести для каждой ячейки такие характеристики, как плотность ячейки ε_k, гидравлический диаметр d_k, коэффициент неподобия c_k, и из условия равенства потерь давления в ячейках записать соотношение [27]

$$\xi_k \frac{c_k G_k^2}{d_k \cdot 2S_k^2 \rho} = \xi \frac{c_г c_ф}{d_г} \frac{G^2}{2S^2\rho}.$$

Полагая для k-й ячейки

$$\xi_k = 0{,}3164\,(G_k d_k / S_k \mu)^{-0{,}25},$$

разрешая равенство относительно расхода в ячейке G_k и суммируя расходы в ячейках, получаем формулу для коэффициента формы пучка

$$c_ф = \left[\sum_k \frac{S_k}{S} (c_г/c_k)^{\frac{4}{7}} (d_k/d_г)^{\frac{5}{7}}\right]^{-\frac{7}{4}}.$$

Массовые скорости в ячейках определяются из равенства

$$\frac{G_k}{S_k} = \frac{G}{S}\left(c_ф \frac{c_г}{c_k}\right)^{\frac{4}{7}} (d_k/d_г)^{\frac{5}{7}}. \quad (2.20)$$

Для неплотных пучков стержней с относительным шагом $1{,}4 > \frac{a}{d} > 1{,}2$ можно считать, что

$$G_k/S_k = (G/S)\,(d_k/d_г)^{\frac{5}{7}}. \quad (2.21)$$

К местным сопротивлениям обычно относят вход, выход потока из канала, арматуру, изгиб трубы и т. д. Коэффициенты сопротивления таких элементов приведены в кн. 2, п. 1.6.2.

В каналах реакторов местными сопротивлениями являются также дистанционирующие решетки топливных сборок. Коэффициент сопротивления простых дистанционирующих решеток в диапазоне чисел Рейнольдса $10^4 < \mathrm{Re} < 10^5$ можно рассчитать по формуле

$$\xi_м = 6{,}5\,(S_р/S)^2,$$

где $S_р$ — площадь, занимаемая решеткой в плане; S — проходное сечение для теплоносителя без решетки.

Коэффициенты сопротивления специальных решеток определяются экспериментально.

Тепловой расчет конвективного участка канала. Тепловой расчет сводится к определению температур стенки по длине и построению распределения вида (2.12). Для этого необходимо знать коэффициент теплоотдачи α. Расчет этого коэффициента подробно рассмотрен в кн. 2, § 3.6. Поэтому здесь приводится лишь одна формула, учитывающая условия обогрева и геометрические размеры канала:

$$\alpha = \alpha_0 c_т c_ш c_г c_q. \quad (2.22)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи в гладкой круглой трубе α_0 используется формула [29]

$$\mathrm{Nu}_\infty = \frac{\alpha_0 d}{\lambda} = \frac{\xi_0/8\ \mathrm{Re\ Pr}}{1{,}07 + 11{,}7\sqrt{\xi_0/8}\,(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1)}, \quad (2.23)$$

где ξ_0 — коэффициент сопротивления гладкой трубы, см. (2.16); Nu_∞ — число Нуссельта для стабилизированного участка.

Коэффициенты $c_г$, $c_ш$, $c_г$ находятся по формулам (2.17)—(2.19). Множитель c_q учитывает влияние на условия теплообмена неравномерности распределения тепловой нагрузки и вычисляется по формуле [26, 27]

$$c_q = \left\{\int_0^z \frac{q(z')}{q(z)} \exp\left(-\frac{z-z'}{l}\right)\frac{dz'}{l}\right\}^{-1},$$

где $l = 3d_г$ — длина релаксации.

На входных участках при $q = \mathrm{const}$

$$c_q = [1 - \exp(-z/l)]^{-1}.$$

Как правило, неодинаковое тепловыделение в различных топливных элементах приводит к неравномерному распределению температур теплоносителя по поверхностям нагрева.

Для учета этого следует разбить пучок, как указывалось ранее, на ячейки. Расходы в ячейках можно вычислить по (2.20) или (2.21).

Распределение энтальпий теплоносителя (и соответственно температур) можно найти, решив систему уравнений [44]

$$\frac{dh_k}{dz} = \frac{\sum_n q_{kn} F_{kn}}{G_k} - \sum_j \frac{g'_{kj}}{G_k}(h_k - h_j),$$

где суммирование проводится по n поверхностям и j ячейкам; q_{kn} — плотность теплового потока в k-й ячейке на n-й поверхности; F_{kn} — n-я поверхность теплообмена в k-й ячейке; g'_{kj} — погонный турбулентный поток между k-й и j-й ячейками:

$$g'_{kj} = \frac{\xi_k G_k + \xi_l G_l}{8(S_k + S_j)}\delta.$$

Здесь δ — ширина зазора между k-й и j-й ячейками.

В случае неравномерного тепловыделения по различным элементам канала температуры поверхностей теплообмена вычисляются по формуле (2.12), но с использованием характеристики k-й ячейки:

$$t_{wkn}(z) = t_k(z) + q_{kn}/\alpha_k.$$

Часто необходимо знать температурный режим наиболее «горячей» части пучка стержней.

Выделив «горячую» ячейку, можно ввести коэффициент неравномерности подогрева

$$K_{\Delta h} = (h_k - h_0)/(h - h_0),$$

который вычисляется решением системы уравнений

$$\left.\begin{aligned} \frac{dh_k}{dz} &= \frac{q_k \Pi_k}{G_k} - \frac{g'_k (h_k - h)}{G_k}; \\ dh/dz &= q\Pi/G \end{aligned}\right\} \quad (2.24)$$

и имеет вид

$$K_{\Delta h} = 1 + \left(\frac{q_k \Pi_k}{q\Pi}\frac{G}{G_k} - 1\right)\frac{1}{\Delta h}\int_0^z \frac{q(z')\Pi}{G} \times$$

$$\times \exp\left(-\frac{g'_k}{G_k}(z - z')\right) dz'.$$

Детальный теплогидравлический расчет следует проводить в каналах с существенной радиальной неравномерностью тепловыделения при наличии в топливной сборке сложных элементов и необогреваемых участков. Такие расчеты, как правило, требуют двумерного рассмотрения теплогидравлических процессов.

Достаточно подробное описание температурного режима сложных топливных сборок можно получить, используя *метод ячеек*. Для этого нужно разбить пучок на ячейки описанным выше способом, и рассматривать поток теплоносителя в ячейках как систему взаимодействующих струй.

Состояние теплоносителя в ячейках можно определить из решения системы дифференциальных уравнений сохранения массы, количества движения и энергии для всех ячеек. Эта система дифференциальных уравнений для k-й ячейки имеет вид

$$\left.\begin{aligned} &dG_k/dz + \sum_j I_{kj} = 0; \\ &\frac{1}{S_k}\frac{dG_k w_k}{dz} + \frac{\tau_k \Pi_k}{S_k} - g\rho\cos\psi z + \\ &+ \frac{1}{S_k}\sum_j [I_{kj} w_k - I_{jk} w_j] + \\ &+ I'_{kj}(w_k - w_j) = -\frac{dp_k}{dz}; \\ &\frac{dG_k h_k}{dz} + \frac{1}{S_k}\sum_j (I_{kj} h_k - I_{jk} h_j) + \\ &+ I'_{kj}(h_k - h) = \frac{q_k \Pi_k}{S_k}. \end{aligned}\right\} \quad (2.25)$$

Систему уравнений необходимо дополнить соотношениями для поперечного конвективного I_{kj} и турбулентного (диффузионного) I'_{kj} токов из k-й ячейки в j-ю.

Обычно полагают, что конвективный ток определяется разностью давлений в соседних ячейках. Эта разность давлений расходуется на преодоление трения и инерции жидкости в соседних ячейках.

Значения I_{kj} обычно определяют из равенства

$$p_k - p_j = \xi \frac{I_{kj}^2}{\rho}.$$

Турбулентный ток I'_{kj} зависит от интенсивности турбулентности в соседних ячейках. Как и раньше, можно использовать соотношение

$$I'_{kj} = \frac{\xi_k G_k + \xi_j G_j}{8(S_k + S_j)}\delta.$$

Большое распространение для расчета I'_{kj} получила формула, предложенная Роу,

$$I'_{kj} = \frac{0{,}038}{\Gamma}\mathrm{Re}^{-0,1}(\overline{\rho w})\, d_г,$$

где Γ зависит от формы ячейки: для квадратной $\Gamma = 1$, для треугольной $\Gamma = 0{,}79$;

$\overline{\rho w}$ — средняя массовая скорость в ячейках k и j; $d_г$ — гидравлический диаметр для двух соседних ячеек k и j. Более подробно расчет l'_{kj} рассматривается в [43].

Теплогидравлический расчет участка канала с кипением состоит в вычислении распределений температур, давлений и паросодержания по длине канала.

Можно считать, что участок кипения начинается в том сечении, где температура стенки t_w равна температуре насыщения t_s при данном давлении (в действительности необходим перегрев стенки для образования пузырьков пара). На участке канала, где энтальпия потока лежит в пределах $h_{н.к} < h < h'$, реализуется кипение с недогревом ($h_{н.к}$ — энтальпия начала кипения). Обычно всю область кипения с недогревом делят на две: *неразвитого* и *развитого* кипения.

Температурный режим области неразвитого кипения обычно имеет характер перехода от конвективной теплоотдачи к теплоотдаче с кипением. В этой области при условии $\alpha_{кип} > \alpha_{конв}$ распределение температуры стенки описывается функцией [13, 27]

$$t_{ст}(z) - t_s = \frac{q}{\alpha_{кип}} \operatorname{th} \frac{h(z) - h_{н.к}}{(q/\alpha_{кип}) c_p}, \quad (2.26)$$

где $\alpha_{кип}$ и $\alpha_{конв}$ — коэффициенты теплоотдачи при кипении и конвективном теплообмене (расчетные формулы для определения $\alpha_{кип}$ рассмотрены в кн. 2, § 3.11).

Начало участка развитого кипения обычно связывают с началом отрыва пузырей пара от поверхности нагрева, возникновением движущейся паровой фазы в потоке.

Сечение начала интенсивного парообразования при кипении с недогревом ($h = h_0$) определяется по соотношению [26]

$$\Delta h_{н.п} \rho w / q = 7{,}5 \, (q d_г / r \rho'' \nu')^{0{,}08} (\rho w d_г / \mu')^{0{,}2},$$

где $\Delta h_{н.п} = h' - h_0$; h' — энтальпия в сечении, где жидкость имеет температуру насыщения; h_0 — энтальпия в сечении начала интенсивной генерации пара; r — теплота парообразования.

Для двухфазной смеси теплогидравлический расчет основан на решении системы одномерных уравнений сохранения массы, количества движения и энергии. Систему можно представить в виде

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{S}\frac{\partial G}{\partial z} = 0; \\ &\frac{1}{S}\frac{\partial G}{\partial \tau} + \frac{1}{S}\frac{\partial}{\partial z}\frac{G^2}{S} v_*(z) = \\ &= -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\tau_н \Pi}{S} + \rho g \cos \psi z; \\ &\frac{\partial \rho}{\partial \tau} h_\rho + \frac{1}{S}\frac{\partial G}{\partial z} h = \frac{q\Pi}{S}. \end{aligned}\right\} \quad (2.27)$$

Величины

$$\left.\begin{aligned} &\frac{(1 - x_д)^2}{\rho_ж (1 - \varphi)} + \frac{x_д^2}{\rho_п \varphi} = v_*; \\ &\frac{\rho_ж (1 - \varphi) h_ж + \rho_п \varphi h_п}{\rho} = h_\rho; \\ &\frac{\rho_ж (1 - \varphi) w' h_ж + \rho_п \varphi w'' h_п}{\rho_ж (1 - \varphi) w' + \rho_п \varphi w''} = h \end{aligned}\right\} \quad (2.28)$$

называют соответственно *удельным объемом* по количеству движения массы смеси, *энтальпией смеси* и *расходной энтальпией смеси*, где φ — истинное объемное паросодержание [см. кн. 2, п. 1.15.3]; $x_д$ — действительное массовое расходное паросодержание; индексы «ж» — жидкость; «п» — пар.

На участке объемного кипения смеси (см. рис. 2.5) после установления термодинамического равновесия плотности и энтальпии фаз равны равновесным значениям, т. е.

$$\rho_ж = \rho'; \quad \rho_п = \rho''; \quad h_ж = h'; \quad h_п = h''.$$

Тогда расходная энтальпия смеси

$$h = h'(1 - x_д) + h'' x_д = h' + r x_д.$$

На участках канала, где термодинамическое равновесие не достигнуто, необходимо рассмотреть состояние каждой фазы отдельно.

В стационарном потоке для расчета истинного объемного паросодержания φ можно воспользоваться двумя уравнениями системы (2.27), которые записываются отдельно для жидкости

$$\left.\begin{aligned} &\frac{1}{S}\frac{dG'}{dz} = -\varkappa_ж + \varkappa_п; \\ &\frac{1}{S}\frac{dG' h_ж}{dz} = \frac{q_ж \Pi}{S} - \varkappa_ж h_ж + \varkappa_п h_п \end{aligned}\right\} \quad (2.29)$$

и пара

$$\left.\begin{aligned} &\frac{1}{S}\frac{dG''}{dz} = -\varkappa_п + \varkappa_ж; \\ &\frac{1}{S}\frac{dG'' h_п}{dz} = \frac{q_п \Pi}{S} - \varkappa_п h_п + \varkappa_ж h_ж, \end{aligned}\right\} \quad (2.30)$$

где $\varkappa_п$ — скорость конденсации пара; $\varkappa_ж$ — скорость парообразования.

Используя уравнение сохранения энергии

$$G \frac{dh}{dz} = q\Pi_т, \quad (2.31)$$

получаем

$$\frac{dh_ж}{dh} = \frac{1}{1 - x_д}\left[\frac{q_ж}{q} + \frac{\varkappa_п (h_п - h_ж) S}{q\Pi}\right]; \quad (2.32)$$

$$\frac{dx_д}{dh} = \frac{1}{(h_п - h_ж)}\left[\frac{q_п}{q} - \frac{\varkappa_п (h_п - h_ж) S}{q\Pi}\right]. \quad (2.33)$$

На основе этих уравнений разрабатываются различные методики расчета паросодержания при кипении с недогревом. Здесь рассмотрены две из них. В *первой* [26] полагается, что $h_п = h''$. Тогда

$$\frac{q_ж}{q(1-x_д)} = \frac{h'-h_ж}{h'-h_0} - \exp\left[-2\frac{h-(h'-h_0)}{(h'-h_0)}\right];$$

$$\frac{\varkappa_п S}{q\Pi}\frac{(h''-h_ж)}{(1-x_д)} = \frac{h'-h_ж}{h'-h_0};$$

$$\frac{dh_ж}{dh} = \frac{2(h'-h_ж)}{(h'-h_0)} - \exp\left[-2\frac{h-(h'-h_0)}{(h'-h_0)}\right]. \quad (2.34)$$

Решение неоднородного уравнения (2.34) имеет вид

$$\frac{h'-h_ж}{h'-h_0} = \left(1+\frac{h-h_0}{h'-h_0}\right)\exp\left[-\frac{2(h-h_0)}{h'-h_0}\right],$$

и распределение энтальпии жидкости по длине канала вычисляется из дифференциального уравнения

$$\frac{dh_ж}{dh} = \left(1+2\frac{h-h_0}{h'-h_0}\right)\exp\left[-2\frac{h-h_0}{h'-h_0}\right] \quad (2.35)$$

с учетом уравнения (2.31). Истинное объемное паросодержание определяется по формуле

$$\varphi = \left[1+\frac{1-x_д}{x_д}\frac{\rho''}{\rho'}K_S\right]^{-1} \quad (2.36)$$

при условии, что коэффициент скольжения K_S, равный отношению истинных скоростей w''/w', равен:

$$K_S = \left[1+\frac{0{,}6+1{,}5\beta^2}{\left(\frac{w_0^2}{gd}\right)^{0,25}}\left(1-\frac{p}{p_{кр}}\right)\right], \quad (2.37)$$

где w_0 — скорость циркуляции; $p_{кр}$ — давление в критической точке; β — расходное объемное паросодержание.

Вторая [1] требует решения дифференциального уравнения

$$\frac{dx_д}{r\,dh} = \mathrm{th}^3\left[3{,}5\frac{h_ж-h_{н.к}}{\Delta h_{н.к}}\right] - C_к\frac{\rho w S r}{q\Pi_т}\varphi\left(\frac{h'-h_ж}{r}\right)[1+5\exp(-20\varphi)], \quad (2.38)$$

где $C_к$ — константа конденсации, равная 17 м$^{-1}$; $\Delta h_{н.к} = h' - h_{н.к}$.

Сечение начала кипения с недогревом и коэффициент скольжения определяются по формулам

$$\frac{\Delta h_{н.к}\rho w}{q} = 43{,}5\,\mathrm{Re}^{0,2}\,\mathrm{Pr}^{0,6};$$

$$K_S^* = K_S C_{н.р};$$

$$C_{н.р} = \sqrt{1-\exp(-20\varphi)}.$$

Истинное объемное паросодержание вычисляется по формуле (2.36).

В кн. 2, п. 1.15.3 приведены методики, основанные на прямой аппроксимации φ от балансового массового паросодержания (без учета неравновесности смеси) в каналах с равномерным обогревом по длине. Эти формулы достаточно просты, не требуют применения вычислительной техники и могут быть использованы для получения оценочных значений действительных объемных паросодержаний в трубах с адиабатным движением двухфазной смеси.

Изменение давления по длине канала на участке кипения с недогревом рассчитывается так же, как и для канала на участке объемного кипения (см. ниже), но вместо балансового паросодержания $x_{бал}$ используется действительное $x_д$, определенное с учетом неравновесности. Расчетные формулы для определения истинного объемного паросодержания в трубах на участке объемного кипения приведены в кн. 2, § 1.15. При расчетах каналов реакторов можно также пользоваться формулой (2.36).

Расчет гидравлических сопротивлений при адиабатном движении двухфазных потоков в трубах приведен в кн. 2, п. 1.15.4. Он сводится к вычислению суммы потерь давления на ускорение $\Delta p_{уск}$, трение $\Delta p_{тр}$ и изменений гидростатического напора $\Delta p_г$. Перепады давления на ускорение в каналах постоянного сечения вычисляются по (2.13) с заменой $v(z)$ на $v_*(z)$ [см. (2.27) и (2.28)], потери на трение — по (2.14) с заменой ξ на $\xi_{дв}$. Коэффициент гидравлического сопротивления канала $\xi_{дв}$ при течении двухфазной смеси можно рассчитать по формуле

$$\xi_{дв} = \xi\psi. \quad (2.39)$$

Множитель ψ учитывает влияние режимов течения на законы трения (фактор негомогенности смеси) и может быть найден из выражения [26]

$$\psi = 1 + x\left(\frac{\mu'}{\mu''}-1\right)^{-0,2x}\left\{1 + 0{,}57x^{0,125}(1-x)^2\times\left[\frac{1}{0{,}2+\mathrm{Fr}_0^{0,5}(\rho''/\rho')} - 5{,}2x^2\right]\right\},$$

где Fr_0 — число Фруда, рассчитанное по скорости циркуляции. На рис. 2.7 показано изменение коэффициента $\psi[1+x_д(v''/v'-1)]$ в зависимости от массового паросодержа-

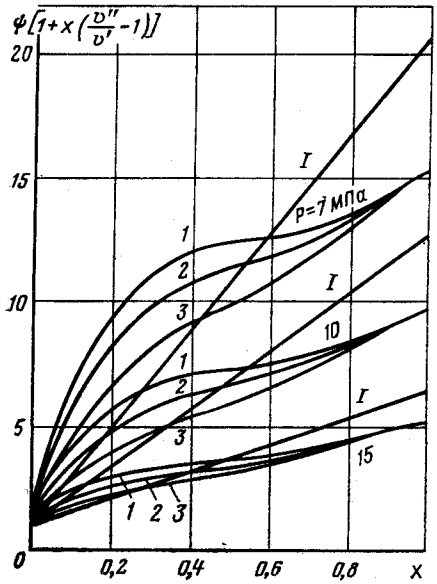


Рис. 2.7. Изменение коэффициента $\psi\left[1+x_к\left(\frac{v''}{v'}-1\right)\right]$ в зависимости от массового паросодержания x, массовой скорости ρw и давления p:

1 — гомогенная модель; *1* — ρw=500 кг/(м²·с); *2* — ρw=1000 кг/(м²·с); *3* — ρw=2500 кг/(м²·с)

ния $x_д$, массовой скорости ρw и давления p. Этот коэффициент представляет собой отношение потери давления на трение при течении двухфазного потока к потерям давления в однофазном потоке при одинаковых ρw на входе.

Средний удельный объем v, входящий в (2.14), определяется по формуле

$$v = v'(1 - x_д) + v'' x_д.$$

2.3.6. РАСЧЕТ ЗАПАСА ДО КРИЗИСА ТЕПЛООБМЕНА

Режим работы твэлов зависит от плотности теплового потока и условий теплоотвода. Одним из важных расчетных параметров, характеризующих надежность теплоотвода, является коэффициент запаса до кризиса теплообмена. Этот коэффициент определяется как число, на которое надо умножить номинальную мощность канала (или всего реактора), для того чтобы получить мощность, при которой в канале может возникнуть кризис теплообмена, т. е. произойдет нарушение нормальных условий охлаждения твэлов.

Расчет запаса до кризиса теплообмена сводится к отысканию наиболее теплонапряженного канала или кассеты и расчету критических плотностей теплового потока в этом канале.

Расчет характеристик наиболее теплонапряженного канала. Если в реакторе имеется n каналов, то мощность наиболее теплонапряженного канала или кассеты определяется следующим образом:

$$N_{макс} = \frac{N_т}{n} K_r, \qquad (2.40)$$

где $N_т$ — номинальная тепловая мощность реактора; K_r — коэффициент радиальной неравномерности поля тепловыделения. Тепловая мощность и максимальные мощности каналов (кассет) реакторов ВВЭР-440 и РБМК-1000 приведены ниже:

	ВВЭР-440	РБМК-1000
$N_т$, МВт	1375	3200
K_r	1,35	1,3
n	349	1693
$N_{макс}$, МВт	5,3	2,5

Расчет теплогидравлических характеристик канала проводится с использованием методик и формул, рассмотренных в п. 2.3.5. Задачей таких расчетов является определение параметров теплоносителя вблизи «горячего» стержня, где складывается наиболее напряженная тепловая обстановка.

Распределение плотности теплового потока в «горячей» ячейке определяется соотношением

$$q(z) = \bar{q} f(z) K_z K_к K^q_{мех} K_м, \qquad (2.41)$$

где $\bar{q}$ — средняя плотность теплового потока: $\bar{q} = N_т/F$; F — площадь поверхности теплообмена; коэффициент $f(z)$ учитывает форму поля тепловыделения: $f(z) \approx \sin\frac{\pi(z+\delta)}{H+2\delta}$; H — высота активной зоны; δ — эффективная толщина отражателя; K_z — коэффициент осевой неравномерности для синусоидального распределения поля тепловыделения:

$$K_z \approx \frac{\pi}{q}\left(\frac{1}{1+2\delta/H}\right)\frac{1}{\sin\frac{\pi H}{2(H+2\delta)}};$$

$K_к$ — коэффициент радиальной неравномерности тепловыделения в канале (кассете); $K_м$ — возможность превышения мощности за счет неточности работы системы регулирования и неточности измерения параметров реактора; $K^q_{мех}$ — так называемый «механический» коэффициент тепловыделения, который учитывает статистический разброс плотности и обогащения топлива. Такой разброс может привести к избыточному тепловыделению по сравнению с номинальным, и поэтому $K^q_{мех} > 1$.

Для реакторов типов ВВЭР и РБМК коэффициенты $K_к$, $K_м$, $K^q_{мех}$ следующие:

	ВВЭР	РБМК
$K_к$	1,15—1,20	1,05
$K_м$	1,10—1,12	1,10—1,12
$K^q_{мех}$	1,15	1,10

По значениям $q(z)$ вычисляется распределение энтальпии потока в «горячей» ячейке.

Расчет распределения критических тепловых нагрузок $q_{кр}(z)$. Критическая плотность теплового потока зависит от параметров теплоносителя, геометрии канала и формы тепловыделения (см. кн. 2, п. 3.11.3).

Применительно к реакторам типа ВВЭР расчет можно вести по двум формулам, предложенным в ИАЭ им. И. В. Курчатова [53] и ОКБ «Гидропресс» [49]. Формула ИАЭ им. И. В. Курчатова представляет собой связь безразмерной критической нагрузки

$$Q_{кр} = \frac{q_{кр}(z)}{r\rho'\left[gd_т(ga')^{1/3}\right]^{1/3}} \times \times \left(\frac{\nu'}{a'}\right)^{1/3}\left(\frac{\rho w d_т}{\mu'}\right)^{1/5}$$

(a'—коэффициент температуропроводности) с обобщенной относительной энтальпией

$$X(z) = x_д(z)\left[\frac{(\rho w)^2 d_т}{\rho'\sigma}\right]^{1/5} = x_д(z)\,\mathrm{We}^{1/5},$$

где We — число Вебера.

Окончательно

$$Q_{кр} = \frac{\dfrac{\mathrm{We}}{\mathrm{We}+A} - 0{,}286X(z)}{619{,}6\displaystyle\int_0^z \frac{q(z')}{q(z)}\exp\left[-\frac{z-z'}{l}\right]\frac{dz'}{l}}, \qquad (2.42)$$

где $l = 75{,}6d_т$ — длина релаксации; $A = 25$. Формула ОКБ «Гидропресс» имеет вид

$$q_{кр} = 0{,}795\,(1-x_д)^{-0{,}5+0.105p} \times \times (\rho w)^{-0{,}127+0{,}311\,(1-x_д)}\,(1-0{,}0185p)\,F, \qquad (2.43)$$

где

$$F = \left[\frac{\displaystyle\int_{z=l_1}^{z_{кр}} \frac{q(z')}{q(z)}\,dz'}{l_{кр}-l_1}\right]$$

— фактор формы; $l_{кр} - l_1 = 0{,}72$ м — длина релаксации. Чтобы вычислить распределение критической плотности теплового потока по длине канала, удобно $q_{кр}$ представить в виде зависимости

$$q_{кр} = f(\rho w,\ z,\ \Delta h_{вх}),$$

где $\Delta h_{вх} = h' - h_{вх}$. Используя уравнение теплового баланса

$$x_д(z) = \frac{1}{r}\left(\frac{4\displaystyle\int_0^z q(z')\,dz'}{\rho w d_т} - \Delta h_{вх}\right),$$

формулу (2.42) можно записать следующим образом:

$$q_{кр}(z) = \frac{\dfrac{\mathrm{We}}{\mathrm{We}+A} + 0{,}286\dfrac{\Delta h_{вх}}{r}\mathrm{We}^{1/5}}{\dfrac{1}{r}\displaystyle\int_0^z \frac{q(z')}{q(z)}\,dz'\left[\frac{1{,}144\mathrm{We}^{1/5}}{\rho w d_т} + \frac{619{,}6\exp\left(-\dfrac{z-z'}{l}\right)}{\rho' g d_т (ga')^{1/3}\left(\dfrac{\rho w d_т}{\mu'}\right)^{1/5} l}\right]}. \qquad (2.44)$$

Формулу (2.42) можно использовать также для расчетов критических тепловых нагрузок в каналах реакторов РБМК-1000.

Расчет запаса до кризиса теплообмена. Зная распределение $q(z)$ и критической плотности теплового потока, вычисляют их отношение

$$K_з(z) = q_{кр}(z)/q(z). \qquad (2.45)$$

Минимальное значение $K_з(z)$ определяет запас канала до кризиса теплообмена по мощности. Запасы до кризиса $K_з(z)$ не должны быть меньше 1,2—1,5. Эти значения определяются статистическим разбросом опытных данных и неточностью измерения параметров теплоносителя в реакторе.

2.3.7. РАСЧЕТ ЗАКРИЗИСНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Температурный режим оболочек твэлов в закризисной области определяется характером кризиса теплообмена, который может возникать как в стационарных условиях (см. п. 2.3.6), так и в аварийных и переходных режимах, связанных с нестационарными процессами охлаждения активной зоны реактора.

При подаче охлаждающей воды из системы аварийного охлаждения на осушенные и разогретые твэлы возникает *фронт повторного смачивания* (увлажнения), процессы в котором аналогичны кризису теплообмена и который разделяет режимы теплообмена по длине активной зоны на три области:

1) *теплообмен в смоченной зоне*, характеризующийся теплоотдачей за счет кипения при вынужденной конвекции;

2) *теплообмен* непосредственно *во фронте смачивания*, сопровождающийся резким повышением температуры, в результате перехода от пузырькового режима кипения к пленочному;

3) *теплообмен в несмоченной зоне*, который можно рассматривать как теплообмен в закризисной области. В этой области поток пароводяной смеси имеет, как правило, дисперсную структуру — капли жидкости распределены в паре, который перегрет относительно температуры насыщения. Такой поток является преимущественно неравновесным, и действительное массовое паросодержание $x_д$ в нем меньше балансного $x_{бал}$. Экспериментальные и расчетные исследования закризисного теплообмена в стационарных условиях показали, что термодинамическую неравновесность можно не учитывать в случае малых тепловых потоков ($q < 0{,}5$ МВт/м²) и больших массовых скоростей [$\rho w > 1000$ кг/(м²·с)].

Оценочный расчет теплоотдачи в несмоченной зоне в зависимости от положения фронта повторного смачивания применительно к реакторам типа ВВЭР можно проводить по формуле [48]

$$\alpha = \frac{(27{,}6 + 1{,}5p)\,(\rho w)^{0{,}56}}{1 + 9{,}6z - 1{,}39z^2}, \qquad (2.46)$$

где z — расстояние от фронта повторного смачивания, м.

Условия применимости формулы: $p = 0{,}1 \div 0{,}5$ МПа; $\rho w = 25 \div 250$ кг/(м²·с); $z = 0{,}01 \div 2{,}5$ м.

В (2.46) коэффициент теплоотдачи отнесен к разности температур $\Delta t_{ст} = t_{ст} - t_s$, а расстояние z можно определить из выражения [42]

$$u = 3{,}7 \cdot 10^{-3} (\rho w)^{0{,}7} (1 - t_{ст}/1200) \times \times (1 + 0{,}07\sqrt{\Delta t_{нед}}), \qquad (2.47)$$

где u — скорость фронта повторного смачивания, м/с; $\Delta t_{нед} = t_s - t_ж$ — недогрев во фронте смачивания, °С.

Формула (2.46) обобщает опытные данные на трубах без имитаторов дистанционирующих решеток; скорость фронта повторного смачивания получена на основе опытов, проведенных на семистержневой сборке, и с точностью ±15 % описывает экспериментальные данные при $p = 0{,}1$ МПа и изменении массовых скоростей ρw от 10 до 75 кг/(м²·с) и локального недогрева во фронте от 0 до 75 °С.

Расчет теплоотдачи при повторном смачивании разогретых поверхностей применительно к канальным водоохлаждаемым реакторам можно проводить по формуле [14]

$$\mathrm{Nu} = 0{,}392\mathrm{Re}^{0{,}455} (\rho''/\rho') \times \times [1 - 0{,}229\,\Delta x + 0{,}512/\Delta x], \qquad (2.48)$$

где

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha d_{экв}}{\lambda''}; \quad \alpha = \frac{q}{t_{ст} - t_s};$$

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho w d_{экв}}{\mu''}; \quad \Delta x = x_{бал} - x_{фр}.$$

Паросодержание во фронте смачивания $x_{фр}$ определяется из соотношения [14]

$$u^* = 0{,}309\sqrt{(x^0_{гр} - x_{фр})}\,(\rho''/\rho')^{0{,}38}\,\mathrm{Re}^{0{,}52}, \qquad (2.49)$$

где

$$u^* = u\frac{\rho c_p \delta}{\lambda'}; \quad \mathrm{Re} = \frac{\rho w d_{экв}}{\mu'};$$

$x^0_{гр}$ — граничное массовое паросодержание:

$$x^0_{гр} = 1 - 0{,}86\exp(-19/\omega); \qquad (2.50)$$

$\omega = \rho w\sqrt{d/(\sigma\rho')}$; d — диаметр канала; σ — коэффициент поверхностного натяжения; ρ' — плотность жидкости на линии насыщения; ρ, c_p, δ — соответственно плотность, теплоемкость и толщина стенки канала.

Формулы (2.48) и (2.49) описывают экспериментальные данные в следующем диапазоне параметров: $p = 3 \div 7$ МПа; $\rho w = 75 \div 470$ кг/(м²·с); $q = 100 \div 600$ кВт/м²; $t_{ст} = 400 \div 900$ °С; балансное паросодержание изменялось от −0,4 до +0,6. Для расчета закризисного теплообмена в области низких массовых паросодержаний (от −0,07 до 0,1) рекомендуется формула [55]

$$\alpha = 1525\lambda''(\rho w d/\mu'')^{0{,}2}(\mathrm{Pr}_{ст.\,п})^3, \qquad (2.51)$$

где $\alpha = q/t_{ст} - t_ж$; $\mathrm{Pr}_{ст.\,п}$ — число Pr, вычисленное по параметрам пара у стенки канала; $t_ж$ — температура теплоносителя, вычисленная по уравнению теплового баланса.

Формула справедлива в диапазоне изменения ρw от 900 до 2100 кг/(м²·с), q от 0,2 до 0,8 МВт/м². Данные получены в кольцевом и семистержневом каналах.

Как уже упоминалось, в области закризисной теплоотдачи при определенных режимных параметрах имеет место термическая неравновесность двухфазного потока, которая характеризуется значительным перегревом пара относительно температуры насыщения. Такая неравновесность может заметно сказаться на методиках расчета теплоотдачи. Для оценки термической неравновесности и определения действительного паросодержания предложен целый ряд расчетных методик [17, 29, 39]. Однако пока отсутствуют общепринятые методики расчета для широкого диапазона параметров и каналов различной формы. Можно

отметить, что в сборках пучков стержней эффект термической неравновесности проявляется заметно слабее, чем в трубах, в связи с перемешивающим воздействием дистанционирующих решеток. В то же время в гладких трубах при тех же параметрах термическая неравновесность потока играет заметную роль и приводит к некоторому ухудшению теплоотдачи. В связи с тем что при анализе аварийных режимов обычно принимают во внимание расчетные методики и экспериментальные данные, дающие заниженные результаты по теплоотдаче, то целесообразно привести хотя бы некоторые наиболее простые предельные соотношения, которые наглядно показывают связь между основными параметрами в явном виде. Одним из них является уравнение Бардзони — Мартини [57]

$$x_д = 1 - (1 - x_{кр}) \exp\left[-(x_{бал} - x_{кр})\right], \quad (2.52)$$

где $x_д$ — относительная энтальпия в зоне кризиса теплообмена, которая может быть определена и по $x^0_{гр}$ (2.50) из [39].

В конечном счете, одной из основных задач расчета закризисного теплообмена является определение максимальной температуры стенки в этой области. Возможны два крайних случая изменения температуры стенки в данной зоне.

В первом случае, температура стенки после установления кризиса растет непрерывно. Такие режимы имеют место обычно при высоких $x^0_{гр}$, низких давлениях и массовых скоростях.

При высоких давлениях и массовых скоростях [>2000 кг/(м^2·с)] обычно поток стремится к равновесному состоянию и имеется относительно небольшой пик температуры стенки вблизи зоны кризиса. Однако имеется довольно значительная промежуточная область параметров по $x^0_{гр}$, p и ρw, где пик температуры устанавливается на достаточно удаленном расстоянии от места кризиса. Подобное же явление наблюдается и в условиях повторного смачивания поверхностей нагрева при аварийном охлаждении, когда несмоченная зона имеет значительную протяженность (>1 м). В этом случае закризисная зона теплоотдачи создается как бы искусственно, так как значения относительной энтальпии во фронте смачивания $x_{фр}$ обычно значительно меньше $x^0_{гр}$, чем в случае стационарной закризисной теплоотдачи. В данном случае также применима формула (2.52), однако в ней под $x_{кр}$ понимается $x_{фр}$ при условии, что $x_{фр} > 0$.

Таким образом, расчет закризисного теплообмена состоит из двух частей: в первой рассчитывается теплоотдача в переходной области до достижения $t^{макс}_{ст}$, во второй расчет ведется уже для установившегося режима. Существует целый ряд довольно сложных методик для расчета теплоотдачи в обеих зонах [29, 39]. Однако, учитывая еще не общепринятый характер подобных методик, можно рекомендовать некий упрощенный подход к определению теплоотдачи в этих областях. Он состоит в том, что в первой области используются формулы по теплоотдаче, учитывающие изменение теплоотдачи от наступления кризиса до $t^{макс}_{ст}$ в виде

$$\alpha = \alpha_{пер} + \alpha_{конв},$$

где $\alpha_{пер}$ можно рассчитать по (2.46) или [59]:

$$\alpha_{пер} = 1{,}664 \cdot 10^5 \cdot \exp\left(-0{,}671\sqrt{\Delta t_{ст}}\right).$$

Эту формулу можно использовать в широком диапазоне давлений $4 < p < 20$ МПа и массовых скоростей $340 < \rho w < 4500$ кг/(м^2·с). В качестве $\alpha_{конв}$ можно использовать разные формулы, например известную формулу Петухова — Курганова (см. кн. 2, первая формула в табл. 3.21), в которой используется число Re в виде

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho w d_{экв}}{\mu''}\left[x_д + \frac{\rho''}{\rho'}(1 - x_д)\right]. \quad (2.53)$$

По найденному коэффициенту теплоотдачи α определяется температура стенки:

$$t_{ст} = q/\alpha + t_п.$$

$t_п$ определяется по действительному паросодержанию $x_д$ из формулы [17]

$$\frac{t_п - t_s}{t_s} = \left(\frac{x_{бал} - x^0_{гр}}{x^0_{гр}}\right)^n;$$

здесь $n = 1{,}2 + 0{,}75\,(\mathrm{Re}\,10^{-5})^{1{,}6}$; $\mathrm{Re} = \rho w d_{экв}/\mu''$; $x^0_{гр}$ определяется по формуле (2.50).

Чтобы получить значения $t_{ст}$, идущие в запас расчетов, возможно применение для второй области и формул вида

$$\mathrm{Nu}_п = 0{,}023\,\mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^m_{п\,(ст)},$$

где $\mathrm{Nu}_п = q d_{экв}/(t_{ст} - t_п)\lambda_п$; $m = 0{,}4$. Выбор Pr^m определяется по наименьшему значению $\mathrm{Nu}_п$.

Для расчета средней теплоотдачи в сборке стержней при стационарной закризисной теплоотдаче рекомендуется следующая формула [16]:

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \mathrm{Nu}'' K.$$

Число Nu″ находится из выражения [23]

$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\left\{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}_{ст.\,п}\left[x_{бал} + (\rho''/\rho')(1 - x_{бал})\right]\right\}^{0{,}8} Y,$$

где $Y = 1 - 0{,}1(\rho'/\rho'' - 1)^{0{,}4}(1 - x)^{0{,}4}$; $\mathrm{Nu}'' = \alpha d/\lambda''$; $\alpha = q/(t_{ст} - t_s)$; $\mathrm{Re} =$

$= \rho w d/\mu''$. Коэффициент K, представляющий собой отношение среднего коэффициента теплоотдачи в сборке к коэффициенту теплоотдачи в трубе, рассчитывается по формуле

$$K \approx 1{,}1a/d - 0{,}26,$$

где a/d — относительный шаг.

В сборке стержней за счет неравномерного распределения расхода теплоносителя по каналу возможна разверка температур по сечению. Минимальный коэффициент теплоотдачи в этом случае определяется следующим образом:

$$\mathrm{Nu}_{\text{мин}} = \overline{\mathrm{Nu}}\, j,$$

где $j = 0{,}3 + 0{,}8(a/d - 1)^{0{,}25}$.

2.3.8. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ ТВЭЛА

Температура внутренней поверхности оболочки твэла на расстоянии z от входа в активную зону $t_{\text{об}}(z)$ при известной температуре теплоносителя на входе в реактор $t_{\text{вх}}$ рассчитывается по формуле

$$t_{\text{об}}(z) = t_{\text{вх}} + \Delta t(z) + q(z)/\alpha + (q(z)\, d_0/2\lambda_{\text{об}}) \ln(d_0/d_1), \qquad (2.54)$$

где $\Delta t(z)$ — подогрев теплоносителя в ячейке; $q(z)$ — плотность теплового потока; $\lambda_{\text{об}}$, d_1 — теплопроводность и внутренний диаметр оболочки; d_0 — диаметр твэла.

Температура в центре топливного сердечника с наружным диаметром $d_{\text{н}}$ и отверстием $d_{\text{внут}}$ без учета зависимости теплопроводности сердечника $\lambda_{\text{с}}$ от температуры

$$t_0(z) = t_{\text{об}}(z) + \frac{q(z)\, d_1}{2\lambda_{\text{заз}}} \ln\frac{d_1}{d_{\text{н}}} + \frac{q(z)\, d_{\text{внут}}}{4\bar{\lambda}_{\text{с}}}\left[\left(\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{внут}}}\right)^2 - 2\ln\left(\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{внут}}}\right) - 1\right], \qquad (2.55)$$

где $\lambda_{\text{заз}}$ — теплопроводность в зазоре.

Теплопроводность спеченной UO_2(λ_{UO_2}) зависит от температуры, плотности и длительности облучения в нейтронном поле.

Приближенно зависимость λ_{UO_2}, Вт/(см·К), от температуры T, К, описывается формулой [47]

$$\lambda_{UO_2}(T) = 55/(560 + T) + 0{,}942 \cdot 10^{-12} T^3. \qquad (2.56)$$

В процессе работы реактора диоксид урана заметно изменяет свою структуру. Большие градиенты температуры, развивающиеся в таблетках диоксида, создают большие термические напряжения, которые вызывают растрескивание таблеток и, как следствие этого, некоторое уменьшение λ_{UO_2}. Однако в настоящее время нет достоверных данных, показывающих точное изменение λ_{UO_2} в процессе работы реактора.

Принимая зависимость теплопроводности сердечника от температуры $\lambda_{\text{с}} = f(T)$ по (2.56), получаем следующую неявную связь между температурой T, К, и радиусом r:

$$\frac{q_l}{4\pi}\left[1 - \left(\frac{2r}{d_{\text{н}}}\right)^2\right] = 55 \ln\frac{T + 560}{T_{\text{ст}} + 560} + \frac{0{,}94q\, 10^{-12}}{4}\left[T^4 - T_{\text{ст}}^4\right].$$

Максимальная температура на оси сердечника T_0 вычисляется из выражения

$$\frac{q_l}{4\pi} = 55 \ln\frac{T_0 + 560}{T_{\text{ст}} + 560} + 0{,}236 \cdot 10^{-12}\left(T_0^4 - T_{\text{ст}}^4\right). \qquad (2.57)$$

Для расчета допустимых плотностей потока удобно ввести в (2.57) температуру теплоносителя $T_{\text{т/н}}$. В этом случае при условии, что оболочка (индекс «об») тонкая и зазор (индекс «з») достаточно мал, можно записать

$$\frac{q_l}{4\pi} = 55 \ln\frac{T_0 + 560}{T_{\text{ст}} + 560 + \dfrac{q_l}{\pi d_0 k}} + 0{,}236 \cdot 10^{-12}\left[T_0^4 - \left(T_{\text{т/н}} + \frac{q_l}{\pi d_0 k}\right)^4\right], \qquad (2.58)$$

где $k = (\delta_{\text{заз}}/\lambda_{\text{заз}} + \delta_{\text{об}}/\lambda_{\text{об}} + 1/\alpha)^{-1}$ — коэффициент теплопередачи.

Из (2.58) можно найти максимальную температуру T_0 при заданном значении линейной плотности теплового потока q_l.

Для необлученного топлива отношение $\lambda_{\text{заз}}/\delta_{\text{заз}}$ (в среднем по всей поверхности топлива) составляет примерно 5000 Вт/(м²×К).

2.4. РЕАКТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ОДНОКОНТУРНЫХ АЭС

2.4.1. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ РЕАКТОРОВ ТИПА РБМК

В настоящем параграфе рассматриваются одноконтурные АЭС с канальными кипящими реакторами типа РБМК (реактор большой мощности, кипящий) [12].

Отличительными для реакторов типа РБМК можно считать следующие признаки: 1) вертикальные каналы с топливом и теплоносителем, допускающие поканаль-

ную перегрузку топлива; 2) графитовый замедлитель между каналами; 3) легководный кипящий теплоноситель в контуре многократной циркуляции с прямой подачей отсепарированного пара из реактора в турбину одноконтурной АЭС.

Достоинствами реакторных установок данного типа следует считать отсутствие уникальных корпусов, подверженных нейтронному потоку, и соответствующих ограничений единичной мощности реактора, отсутствие громоздкого и дорогого парогенератора, возможность квазинепрерывной перегрузки топлива, относительно хороший нейтронный баланс вследствие более низкого, чем в ВВЭР, давления теплоносителя в реакторной установке, возможности поканального регулирования расхода, контроля целостности каналов, контроля параметров и активности теплоносителя каждого канала и замены на работающем реакторе негерметичных тепловыделяющих сборок.

К недостаткам реакторных установок типа РБМК можно отнести следующие: большие размеры реактора, разветвленность системы подвода-отвода теплоносителя каждого канала, непроизводительный захват нейтронов стенками каналов, радиоактивность пара в турбине и др.

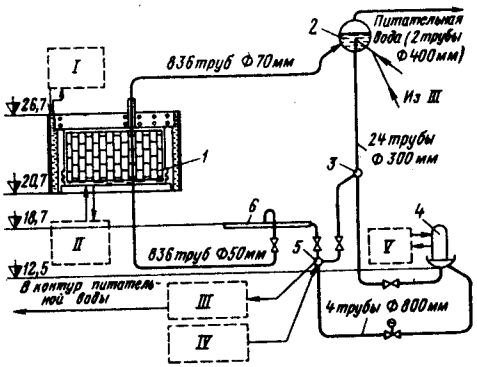


Рис. 2.8. Принципиальная схема контура МПЦ реактора РБМК-1000 со вспомогательными системами (на одну сторону реактора):

1 — реактор; *2* — барабан-сепаратор (2 шт. $\varnothing$ = 2300 мм); *3* — всасывающий коллектор $\varnothing$ = 900 мм; *4* — ГЦН (4 шт., p = 1,6 МПа); *5* — напорный коллектор $\varnothing$ = 900 мм; *6* — распределительный групповой коллектор (22 шт., $\varnothing$ = 300 мм); *I* — система охлаждения боковой защиты отражателя и стержней СУЗ; *II* — система очистки гелия; *III* — система продувки и расхолаживания; *IV* — система аварийного охлаждения реактора (САОР); *V* — система уплотнения ГЦН

2.4.2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИЯ РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Реакторная установка РБМК-1000 включает в себя контур многократной принудительной циркуляции (МПЦ) и вспомогательные системы (рис. 2.8). Пароводяная смесь (со средним массовым паросодержанием $x \approx 15\ \%$) поступает по индивидуальным пароводяным коммуникациям в барабан-сепаратор (БС), где разделяется на пар и воду.

Насыщенный пар давлением 7,0 МПа из сепараторов поступает по восьми паропроводам (диаметр 400 мм) к двум турбинам К-500-65/3000 (см. рис. 3.1).

На базе опыта эксплуатации реактора РБМК-1000 создан реактор РБМК-1500 при тех же размерах активной зоны и параметрах теплоносителя. Форсирование мощности до 1500 МВт достигнуто в основном за счет разработки тепловыделяющей сборки (ТВС) новой конструкции, в которой предусмотрены интенсификаторы теплообмена. Благодаря интенсивному орошению поверхностей нагрева твэлов среднее массовое паросодержание на выходе было увеличено до 21 % при достаточном запасе до кризиса теплообмена.

Основные характеристики реакторов типа РБМК представлены в табл. 2.8. Реактор размещен в бетонной шахте размером 21,6 × 21,6 × 25,5 м и состоит из набора вертикальных каналов с топливом и теплоносителем, вставленных в цилиндрические отверстия графитовых колонн, верхней и нижней защитных плит — металлоконструкций каландрового типа.

Верхняя и нижняя части каналов выполнены из легированной стали, а центральная труба размером 88 × 4 мм — из сплава Zr + 2,5 % Nb, имеющего достаточно высокую коррозионную стойкость и механические свойства, удовлетворяющие требованиям конструкции. Циркониевая часть канала соединена со стальными специальными сварными переходниками сталь-цирконий (рис. 2.9). Предусмотрена возможность дистанционной замены топливного канала (ТК) на неработающем реакторе. В верхней головке канала на пробке подвешена через штангу кассета с двумя

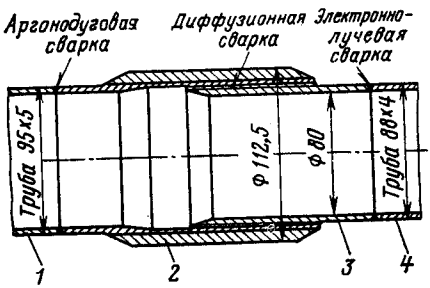


Рис. 2.9. Соединение элементов канала из циркониевого сплава и нержавеющей стали:

1 — труба (сталь 12Х18Н10Т); *2* — штуцер (сталь 14Х17Н2); *3* — ниппель (сплав Zr + 2,5 % Nb); *4* — труба (сплав Zr + 2,5 % Nb)

Таблица 2.8. **Основные характеристики реакторных установок типа РБМК**

Характеристика	РБМК-1000	РБМК-1500
Мощность, МВТ:		
электрическая	1000 (2×500)	1500 (2×750)
тепловая	3200	4800
КПД брутто, %	31,3	31,3
Расход воды, циркулирующей в активной зоне, 10^{-3} кг/с	10,4	8,9
Первоначальная загрузка урана, т	192	189
Проектное обогащение топлива в стационарном режиме перегрузок, %	2,0	2,0
Средняя глубина выгорания топлива в стационарном режиме, МВт·сут/кг	20	20
Средняя удельная энергонапряженность активной зоны, МВт/м³	4,2	6,3
Средняя удельная энергонапряженность топлива, кВт/кг	16,7	25,4
Средняя плотность теплового потока, МВт/м²	0,35	0,53
Активная зона:		
высота, м	7,0	7,0
диаметр, м	11,8	11,8
Число топливных каналов	1661	1661
Число каналов СУЗ	211	211
Число твэлов в канале	18	18
Размеры оболочек твэлов (диаметр/толщина), мм	13,5/0,9	13,5/0,9
Давление в барабане-сепараторе, МПа	7,0	7,0
Параметры пара перед турбиной:		
давление, МПа	6,5	6,5
температура, °С	280	280
Барабан-сепаратор:		
число	4,0	4,0
диаметр, м	2,3	2,6
длина, м	30	30
Себестоимость электроэнергии, коп/(кВт·ч)	0,8	0,75

ТВС. Каждая ТВС состоит из 18 твэлов, длина тепловыделяющей части 3,5 м. Твэл представляет собой трубку диаметром 13,5 × 0,9 мм из циркониевого сплава с таблетками из диоксида урана. Регулировка расхода воды через каналы производится в соответствии с изменением мощности ТК регулирующими клапанами, установленными на подводящих трубопроводах.

Теплота, выделяющаяся в кладке, отводится к теплоносителю внутрь каналов через специальные контактные кольца (рис. 2.10). Для снижения термического сопротивления и предотвращения окисления графита полость кладки заполнена медленно циркулирующей смесью гелия и азота, которая служит одновременно и для контроля целостности каналов по изменению свойств газа.

На каждую половину реактора установлено по два барабана-сепаратора (БС), объединенных перемычками по водяному и паровому объемам.

Практически равномерный отвод пара по длине БС достигается с помощью «оптимального» дросселирования патрубков на перепад давления, равный сопротивлению движению пара по коллектору от его заглушенного конца до места расположения патрубков (рис. 2.11).

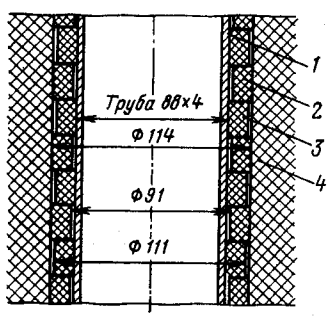


Рис. 2.10. Установка топливного канала в графитовой кладке:

1—труба (сплав Zr + 2,5 % Nb); *2, 3*—наружное и внутреннее графитовые кольца; *4*—графитовая кладка

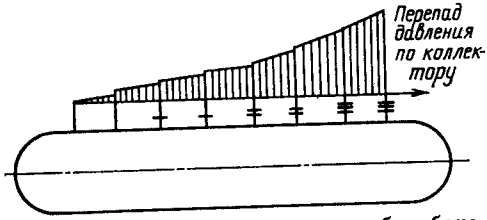


Рис. 2.11. Схема отвода пара из барабана-сепаратора в случае «оптимального» дросселирования выходных патрубков

Система управления и защиты реактора основана на перемещении (под действием гравитации и независимых электроприводов) большого числа твердых стержней-поглотителей в специально выделенных каналах, охлаждаемых водой автономного контура.

В реакторе предусмотрены следующие основные системы контроля и управления: 1) физического контроля поля энерговыделения по радиусу (более 100 каналов) и по высоте (12 каналов) с помощью датчиков прямой зарядки; 2) управления и защиты реактора; 3) пускового контроля (реактиметры, пусковые выемные камеры); 4) контроля расхода воды по всем каналам специальными шариковыми расходомерами; 5) контроля целостности труб каналов (КЦТК) — по влажности и по температуре газа, омывающего каналы; 6) контроля герметичности оболочек твэлов (КГО).

Вся информация поступает в информационно-управляющую ЭВМ и выдается оператору в удобном для него виде.

Автоматическое полное выключение реакции производится в следующих случаях [19]:

1) общего обесточивания собственных нужд; 2) превышения скорости роста или заданного уровня мощности; 3) отключения стопорными клапанами обоих турбогенераторов; 4) сокращения более чем в 2 раза подачи питательной воды; 5) отключения двух ГЦН в контуре охлаждения; 6) выхода давления или уровня в сепараторах контура МПЦ за предельно допустимые значения; 7) большой течи контура МПЦ.

В остальных случаях частичных отказов оборудования предусмотрено лишь автоматическое контролируемое быстрое снижение мощности реактора (со скоростью до 4 %/с) до уровня, соответствующего мощности оставшегося в работе оборудования.

При отключении турбогенераторов от сети мощность снижается до уровня, обеспечивающего питание собственных нужд блока.

2.4.3. ГЛАВНЫЙ ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ НАСОС РЕАКТОРОВ ТИПА РБМК

Главный циркуляционный насос ЦВН-8 представляет собой единый агрегат, состоящий из насоса, выносного электродвигателя и вспомогательных систем с контролируемой протечкой запирающей воды.

Основной (номинальный) режим ЦВН-8 — длительная параллельная работа шести насосов (два насоса в резерве) при номинальных параметрах теплоносителя (температура на всасе 270 °С, давление 7 МПа).

Основные параметры насоса ЦВН-8 представлены в табл. 2.9.

Гидравлические характеристики опытного насоса ЦВН-8 на горячей воде пред-

Таблица 2.9. **Основные параметры насоса ЦВН-8**

Параметр	Значение
Подача насоса, м³/ч	8000±200
Температура перекачиваемой жидкости на всасе, °С	270
Давление на всасе, МПа	7,0
Напор насоса, МПа	2,0
Подпор на всасе сверх упругости паров перекачиваемой жидкости, МПа	⩾0,23
Мощность на валу насоса, кВт	4300
Частота вращения вала насоса (синхронная), с⁻¹	16,7
Рабочая среда	Вода первого контура
Протечки запирающей воды в контур (на всех режимах) в пределах, м³/ч	0—0,025
Свободный слив запирающей воды после концевого уплотнения (на всех режимах) в пределах, м³/ч	0—0,025
Температура запирающей воды, °С, не более	65
Масса ГЦН с электродвигателем (без деталей установки), т	106
Габаритные размеры, мм:	
в плане	3070×2750
высота	9850

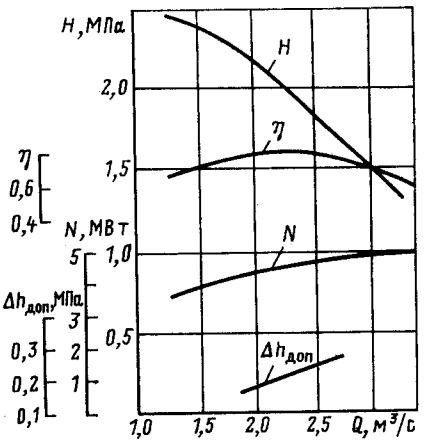


Рис. 2.12. Гидравлические характеристики опытного насоса ЦВН-8 в горячем режиме (температура на всасе 265 °С, давление 8 МПа):

H — напор; N — мощность; η — КПД насоса с электродвигателем; $\Delta h_{доп}$ — минимально допустимый подпор на всасе насоса; Q — подача насоса

ставлены на рис. 2.12. Для бескавитационной работы насоса должен быть обеспечен подпор $\Delta h_{доп}$ сверх упругости паров перекачиваемой жидкости. Допускается кратковременная работа насоса (не более 3—5 мин) с подпором на всасе, на 30 % меньшим, чем это указано на рис. 2.12. Характеристика выбега насоса представлена ниже:

Время τ, с	0	1	2	4	6	10	15	20	30
Частота вращения, $с^{-1}$	16,7	12,5	10	7,0	5,4	3,8	2,7	2,1	1,4

Общая продолжительность выбега (до остановки) составляет примерно 130 с. Насос допускает работу при аварийном повышении давления на всасе до 8 МПа, при аварийном прекращении подачи уплотняющей воды, а также при прекращении подачи охлаждающей воды в холодильник уплотнения (на 3—4 мин). Насос допускает длительное пребывание в горячем резерве при условии подачи уплотняющей и охлаждающей воды в узел уплотнения. Не допускаются пуск и работа насоса на закрытую задвижку.

2.4.4. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ ГРАФИТА

Здесь рассматриваются специфические методы расчета температуры графита при стоке теплоты в каналы реактора РБМК (причины, вызывающие нагрев замедлителя, рассмотрены в п. 2.3.3).

При известных объемной плотности тепловыделения $q_V(r, z)$, геометрических характеристиках и свойствах материалов — это трехмерная задача стационарной теплопроводности. В точной постановке задача сильно усложняется из-за влияния температуры и интеграла облучения на теплофизические свойства графита (прежде всего на его теплопроводность) и особенно вследствие изменения термического сопротивления контакта между колоннами кладки и трубами рабочих каналов, обусловленного радиационно-термическими деформациями графита и крипом труб каналов. Последнее обстоятельство вносит большие неопределенности и оправдывает применение упрощенных методов, допущения которых на фоне упомянутых неопределенностей представляются оправданными. Для одномерной стационарной задачи уравнение теплопроводности (см. кн. 2, § 3.3) без учета теплообмена между ячейками и вдоль оси графитовых колонн запишется в виде

$$-\frac{d}{dr}\left[\lambda(r)\,2\pi r\frac{dt}{dr}\right]=q_V\cdot 2\pi r \qquad (2.59)$$

с граничными условиями на адиабатной внешней поверхности ячейки

$$r_я=\sqrt{a^2/\pi-r_{т.к}^2};$$

$$\left.\frac{dt}{dr}\right|_{r=r_я}=0$$

и на внутренней поверхности графитовой ячейки

$$-\lambda\left.\frac{dt}{dr}\right|_{r=r_{т.к}}=\left(t_{r=r_{т.к}}-t_s\right)/R_k,$$

где $R_k=R_{конт}+\delta_{т.к}/\lambda_{т.к}+1/\alpha$ — термическое сопротивление перетока теплоты от графита в теплоноситель через контакт с трубой канала ($R_{конт}$), трубу ($\delta_{т.к}/\lambda_{т.к}$) и пристенный слой жидкости ($1/\alpha$); $r_{т.к}$ — радиус топливного канала.

Решение уравнения (2.59) имеет вид

$$t(r)-t_s=\int_{r_{т.к}}^{r}\frac{dr'}{2\pi r'\lambda(r')}\int_{r'}^{r_я}2\pi r''q_V(r'')\times$$

$$\times dr''+\frac{R_k}{2\pi r_{т.к}}\int_{r_{т.к}}^{r_я}2\pi r q_V(r)\,dr. \qquad (2.60)$$

Первое слагаемое в правой части (2.60) — перепад температуры по толщине графита, второе — от графита к теплоносителю.

Поскольку λ сложным образом зависит от t, то (2.60) дает зависимость $t=f(r)$ в неявном виде. Простейшее

решение (2.60) получается при $\lambda(r)=\bar{\lambda}=$ = const:

$$t(r)-t_s=\frac{1}{\bar{\lambda}}\int\limits_{r_{т.к}}^{r}\frac{dr'}{r'}\int\limits_{r'}^{r_я}q_V(r'')\,r''\,dr''+$$

$$+\frac{R_k}{r_{т.к}}\int\limits_{r_{т.к}}^{r_я}q_V(r)\,r\,dr. \qquad (2.61)$$

При $q_V(r)=\bar{q}=\text{const}$

$$t(r)-t_s=\frac{\bar{q}r_я}{2\bar{\lambda}}\left(\ln\frac{r}{r_{т.к}}-\frac{r^2-r_{т.к}^2}{2r_я^2}\right). \qquad (2.62)$$

Для некоторых расчетов можно не учитывать изменение теплопроводности в процессе работы реактора и считать, что λ зависит только от температуры. Тогда переменные t и r в (2.59) разделяются:

$$-\lambda(t)\frac{dt}{dr}=\frac{1}{2\pi r}\int\limits_{r}^{r_{ад}}2\pi r'q(r')\,dr', \qquad (2.63)$$

где $r_{ад}$ — радиус адиабатной поверхности, т. е. без учета перетечек теплоты между ячейками: $r_{ад}=r_я$.

Интегрируя последнее уравнение от $r_{т.к}$ до текущего значения r, получают справа известную функцию от r, а слева — функцию от t [так называемый *интеграл теплопроводности* $I(t)$]:

$$I(t)\equiv\int\limits_{t(r_{т.к})}^{t(r)}\lambda(t)\,dt=$$

$$=-\int\limits_{r_{т.к}}^{r}\frac{dr''}{r''}\int\limits_{r''}^{r_{ад}}r'q(r')\,dr'. \qquad (2.64)$$

При $q_V=\bar{q}=\text{const}$

$$I(t)=0{,}5\bar{q}r_{ад}^2\left(\ln\frac{r}{r_{т.к}}-\frac{r^2-r_{т.к}^2}{2r_{ад}^2}\right). \qquad (2.65)$$

В общем случае, если имеется зависимость λ от t и интеграла облучения, решение (2.63) получают с помощью метода конечных разностей:

$$t_i=t_{i-1}+\frac{r_i-r_{i-1}}{2\pi r_{i-1}\lambda_{i-1}}q_l^i, \qquad (2.66)$$

где $q_l^i=\int\limits_{r_l}^{r_я}2\pi rq(r)\,dr=q_l^{i-1}-2\pi r_l(r_l-r_{i-1})q_l^{i-1}$ — теплота, выделяющаяся в кольце $r_l<r<r_я$; $q_l^{i=0}=q_l$ — линейная плотность теплового потока в колонне графита;

$t_{i=0}=t_0=t_{r=r_{т.к}}=t_s+\frac{q_l}{2\pi r_{т.к}}R_к$ — температура внутренней поверхности колонны.

По формулам (2.61)—(2.66) находят максимальную температуру $t_м$, которая достигается на наружной поверхности колонны ячейки с максимальной мощностью (при $r=r_я=r_{ад}$).

В действительности $t_м$ меньше и достигается ближе к каналу (при $r=r_{ад}<r_я$), так как часть теплоты перетекает в соседние ячейки с меньшей мощностью и температурой внешней поверхности.

С помощью ЭВМ в рамках обычных (хотя и достаточно громоздких) сеточных методов решения краевых задач теплопроводности можно формально достаточно точно учесть растечки теплоты в кладке замедлителя и тем самым уточнить значение максимальной температуры графита.

В основном же точность определения температур кладки замедлителя зависит от точности значений: 1) тепловыделения в графите; 2) теплопроводности графита $\lambda_{гр}=\lambda(t;\ Фт)$, которая с ростом флюенса (Фт) вследствие радиационных повреждений падает, довольно быстро устанавливаясь на равновесном уровне, тем более низком, чем ниже температура облучения (и быстро восстанавливается при росте температуры); при температурах 300—600 °С и флюенсе больше $2\cdot10^{21}$ Н/см² можно ориентировочно принять $\lambda=0{,}1\div0{,}2$ Вт/(см·К), а при $t=1000$ °С $\lambda\approx\approx0{,}30$ Вт/(см·К) [11]; 3) термического сопротивления контактного слоя между колонной графита и трубой канала, которое определяется теплопроводностью газа в полости кладки $R_к$. Скорость роста относительной деформации трубы $d\varepsilon/d\tau$ (крип) [52]

$$d\varepsilon/d\tau\approx1{,}26\cdot10^{-23}\Phi\sigma(t-210)+$$

$$+4{,}85\cdot10^{-6}\exp\left[\frac{-1460+29{,}2\sigma}{t_{обл}}\right], \qquad (2.67)$$

где $t_{обл}$ — температура облучения, °С; $\sigma=$ $=pr_{т.к}/\sigma_{т.к}$ — напряжение, кг/мм²; $\delta_{т.к}$ — толщина стенки канала, мм. Значение $d\varepsilon/d\tau$ в условиях, типичных для канальных реакторов, равно примерно 10^{-7} 1/ч.

Термодеформации графита и трубы при разогреве и подъеме мощности увеличивают исходные радиальные зазоры, а крип трубы и радиальная усадка графита постепенно, на протяжении всего срока службы, уменьшают эти зазоры и термическое сопротивление контакта.

В дальнейшем (уже через несколько сотен эффективных суток работы) становится ощутимым уменьшение контактного зазора и термосопротивления вследствие крипа трубы и усадки графита. Все боль-

шую роль начинают играть пятна прямого контакта трубы с графитом, и при приближении расчетного зазора к нулю между трубой и колонной появляется натяг, который со временем может стимулировать развитие трещин в графите, уменьшающих силу натяга.

Все эти частично компенсирующие друг друга факторы ведут к относительно слабому и немонотонному изменению (в основном к снижению) термического сопротивления контакта, имеющего, по-видимому, максимальное значение в начале работы реактора [19].

2.4.5. ВОПРОСЫ БЕЗОПАСНОСТИ РЕАКТОРА ТИПА РБМК

К особенностям канальных реакторов, облегчающим обеспечение безопасности при разрывах контура, относятся ограничение масштабов утечек теплоносителя при разрывах труб благодаря уменьшению их диаметра при увеличении числа петель охлаждения, использование питательной воды и питательных насосов в качестве независимого источника аварийного охлаждения активной зоны при разрывах контура, поканальный контроль запасов до кризиса, герметичности оболочек твэлов и целости технологических каналов, извлечение и замена на ходу топливных сборок, потерявших герметичность.

Для безопасности работы реактора необходимы эффективные системы и средства [25] заглушения цепной реакции, управления полем нейтронов, охлаждения активной зоны при отказах отдельных систем и узлов. Системы управления, контроля, сигнализации, защит, блокировок и автоматического регулирования обеспечивают выполнение этих условий благодаря соответствующему выбору схем и параметров оборудования и управляющих воздействий, а также резервирования каналов этих систем.

Наиболее специфичны проблемы и средства обеспечения безопасности при разгерметизации контура охлаждения реактора (аварии с потерей теплоносителя), в том числе максимальная проектная авария (МПА) — полный разрыв напорного коллектора. Разрывы труб малого диаметра для поканального подвода и отвода теплоносителя (Ø 50 и 70 мм) или трубы канала (Ø 80 мм) приводят к сравнительно малому темпу истечения теплоносителя (примерно 28 кг/с) и компенсируются системами регулирования и резервами основного оборудования блока.

Топливная сборка поврежденного канала охлаждается прямотоком или противотоком, причем прямоток заведомо больше номинального расхода, противоток может быть и больше, и меньше номинала (при частичном разрыве).

Поврежденный канал обнаруживается системой контроля целостности технологических каналов, при этом реактор аварийно останавливается и расхолаживается для ремонта или замены канала.

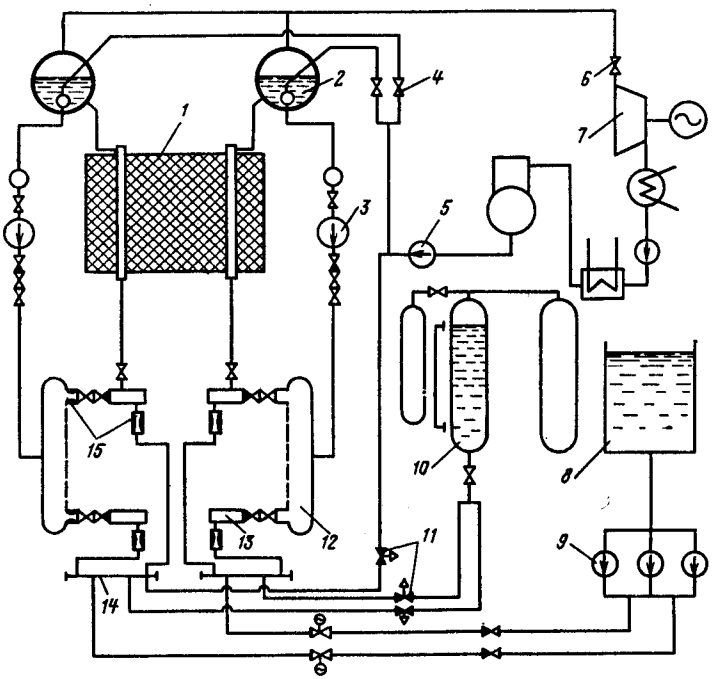


Рис. 2.13. Система аварийного охлаждения реактора РБМК:
1 — реактор; *2* — сепаратор; *3* — ГЦН; *4* — регулятор уровня; *5* — питательные насосы; *6* — регулятор давления; *7* — турбогенератор; *8* — бак с водой; *9* — насосы САОР; *10* — гидроаккумулирующий узел САОР; *11* — быстродействующий клапан САОР; *12* — напорный коллектор; *13* — раздаточный групповой коллектор; *14* — коллектор САОР; *15* — ограничитель течи

При нарушении герметичности оболочек твэлов поврежденного канала радиоактивные продукты не выбрасываются в окружающую среду, а попадают в локализующие устройства.

Наиболее опасны разрывы больших трубопроводов контура между насосами и активной зоной, так как при этом может сразу прекратиться подача воды в большую группу каналов. Поэтому нужна подача охлаждающей воды в каналы из независимого источника — системы аварийного охлаждения реактора (САОР) (рис. 2.13). САОР состоит из двух независимых баллонных подсистем кратковременного действия *10* (около 3 мин), подключенных через быстродействующие клапаны *11* к коллекторам этой системы, из которых вода поступает в раздаточные групповые коллекторы *13*. Кроме того, в коллекторы САОР поступает вода и из напорного коллектора питательных насосов *5*.

Быстродействующие клапаны открываются при превышении давления в помещениях и падении уровня в сепараторах или перепаде давления между напорным коллектором и сепаратором. После опорожнения баллонов САОР до допустимого уровня включаются насосы САОР *9*, подающие в активную зону воду из бакового хозяйства АЭС с расходом примерно 140 кг/с или в дальнейшем из локализующего устройства.

Другим важным аспектом безопасности АЭС является обеспечение сохранности строительных конструкций здания и локализации выбросов активного теплоносителя при разрывах трубопроводов. Трубопроводы большого диаметра и оборудование контура циркуляции канальных реакторов размещаются в прочных боксах, рассчитанных на избыточное давление, которое установится в них при разрыве самого крупного трубопровода (0,1—0,3 МПа). Из прочных боксов парогазовая смесь через специальные клапаны сбрасывается в локализующее устройство барботажно-конденсационного типа, оборудованное теплообменными и спринклерными установками и обеспечивающее прием, конденсацию и выдержку образующейся при аварии парогазовой смеси. Общий объем этих помещений 15 тыс. м^3. Барботер-конденсатор имеет 776 труб диаметром 400 мм в верхней и 280 мм в нижней части.

2.5. РЕАКТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ДВУХКОНТУРНЫХ АЭС

2.5.1. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ РЕАКТОРОВ ТИПА ВВЭР

В реакторную установку двухконтурных АЭС входят реактор, парогенераторы, циркуляционные трубопроводы с главными запорными задвижками (или без них), главные циркуляционные насосы (ГЦН) [22]. К реакторной установке относится также ряд вспомогательных систем: компенсации давления, аварийные, дренажные, очистки воды первого контура. Технологическая схема реакторной установки с водо-водяным реактором ВВЭР-440 приведена на рис. 2.14. Реакторы типа ВВЭР используют обычную воду в качестве *замедлителя* и *теплоносителя*. Особенность водо-водяных реакторов — тесное расположение твэлов в *уран-водной решетке*. Типичное значение отношения объемов воды и топлива равно примерно двум, что в сочетании с хорошими теплофизическими свойствами воды обеспечивает высокие (см. п. 2.2.2) удельные энерговыделения в активной зоне и возможность использовать изготовленный в заводских условиях корпус, работающий под давлением 12—16 МПа.

Тесные топливные решетки обеспечивают относительно большую долю делений ^{238}U на быстрых нейтронах. Компактная структура активной зоны с минимальным количеством конструкционных материалов позволяет достичь сравнительно хорошего использования тепловых нейтронов.

Спектр нейтронов в используемых тесных решетках оказывается сравнительно жестким, существенное значение приобретают *процессы деления* и *поглощения* в надтепловой области энергий. Водо-водяные реакторы характеризуются большими отрицательными значениями *температурного* и *мощностного* эффектов реактивности в процессах разогрева аппарата и вывода его на мощность. Поэтому реакторы типа ВВЭР обладают динамической устойчивостью.

Большое отрицательное значение температурного коэффициента реактивности и периодическая перегрузка топлива приводят к тому, что реактор в холодном состоянии в начале кампании имеет существенную избыточную реактивность (около 20 %). Для подавления этой реактивности требуется много компенсирующих органов СУЗ. Загрузка реактора обычно в 30—40 раз превышает критическую массу.

При нарушениях однородности решетки (водяные зазоры между кассетами, трубки, заполненные водой, и т. д.) наблюдаются всплески потока тепловых нейтронов, что приводит к деформации поля энерговыделения. Поэтому в ВВЭР зазоры между кассетами обычно не превышают 2—3 мм.

2.5.2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИЯ ВВЭР

Первым отечественным промышленным ВВЭР был реактор 1-го блока Нововоронежской АЭС (НВАЭС) электрической

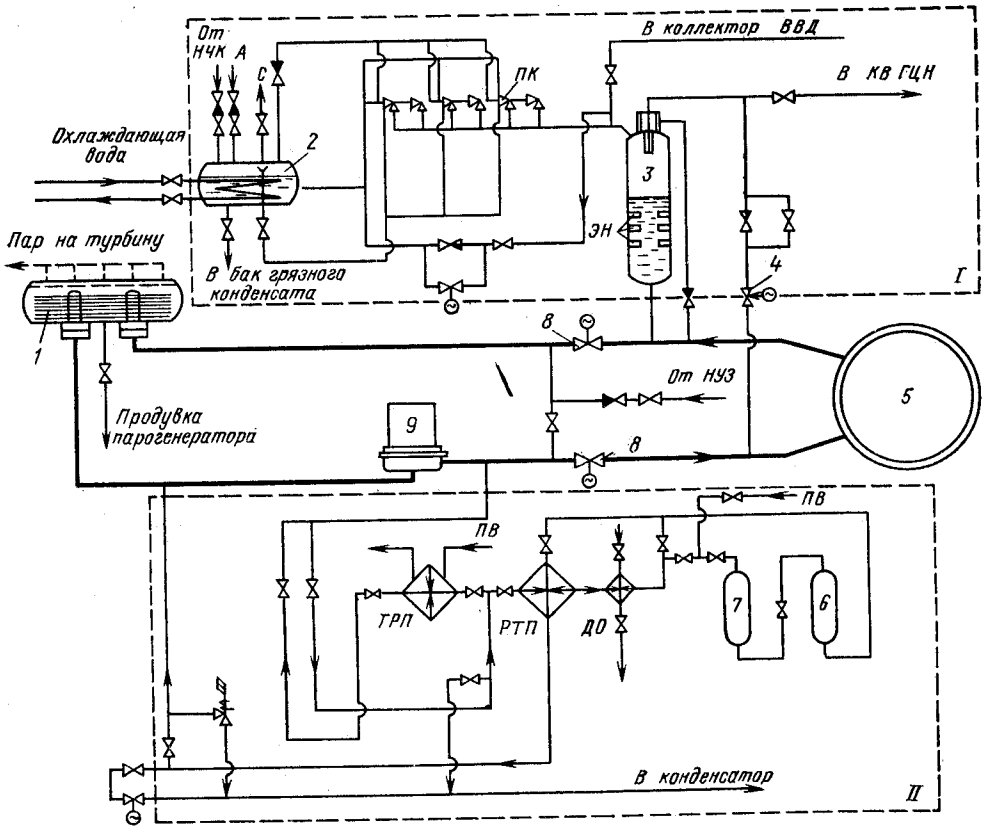


Рис. 2.14. Технологическая схема реакторной установки с водо-водяным реактором (применительно к ВВЭР-440):

I — система поддержания давления в I контуре; *II* — система непрерывной очистки и расхолаживания; *1* — парогенератор; *2* — барботер; *3* — компенсатор давления; *4* — регулирующий клапан; *5* — реактор; *6* — анионитный фильтр; *7* — катионитный фильтр; *8* — главная запорная задвижка; *9* — главный циркуляционный насос; *ТРП* — теплообменник расхолаживания и разогрева петель; *ПВ* — питательная вода; *НУЗ* — насосы уплотнения главной запорной задвижки; *КВ ГЦН* — коллектор воздушников главного циркуляционного насоса; *КПП* — коллектор постоянных продувок; *НЧК* — насосы чистого конденсата; *ВВД* — воздушники высокого давления; *РТП* — регенеративный теплообменник продувки; *ДО* — доохладитель продувки; *А* — азот; *С* — сдувка газов; *ПК* — предохранительные клапаны; *ЭН* — электронагреватели

мощностью 210 МВт (ВВЭР-210), введенный в эксплуатацию в 1964 г.

Следующая качественная ступень (второе поколение) развития ВВЭР — установка ВВЭР-440. Она положена в основу первой крупной серии АЭС, поскольку экономические показатели сделали эти станции вполне конкурентоспособными со станциями на обычном топливе практически во всех районах европейской части СССР. Эти реакторы широко применяются и в некоторых зарубежных странах: ГДР, Болгарии, Чехословакии, Финляндии.

Продольный разрез водо-водяного реактора электрической мощностью 1000 МВт (ВВЭР-1000 — третье поколение) показан на рис. 2.15. Основные характеристики серийных АЭС с ВВЭР приведены в табл. 2.10.

Одним из ответственных узлов реактора типа ВВЭР является корпус. Металл корпуса находится в условиях интенсивного нейтронного облучения в течение всего срока службы, который составляет около 30 лет. При этом металл должен обеспечивать высокую прочность при достаточном уровне пластичности и хорошую коррозионную стойкость. В современных конструкциях предусматривается возможность периодического контроля металла корпуса с использованием неразрушающих методов. Для изготовления корпусов реакторов ВВЭР-440 используется сталь марки 48ТС-3, для корпусов реакторов ВВЭР-1000 освоена новая марка перлитной стали 15Х2НМФА [35]. Днище корпуса имеет вид полусферы. Крышки, как правило, делаются либо полусферическими, либо эллип-

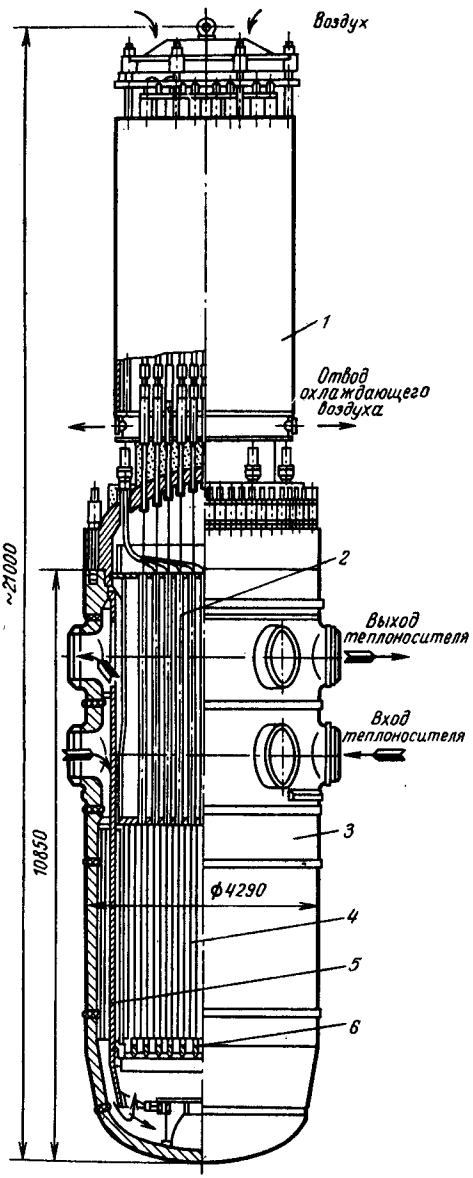


Рис. 2.15. Продольный разрез водо-водяного реактора электрической мощностью 1000 МВт (ВВЭР-1000):

1 — верхний кожух; *2* — верхний блок защитных труб; *3* — корпус реактора; *4* — активная зона; *5* — шахта реактора; *6* — нижняя опорная плита

тическими. Уплотнение между цилиндрической частью корпуса и крышкой осуществляется с помощью различного типа прокладок, зажимаемых шпильками и гайками. Конструкция уплотнения крышки с корпусом реактора ВВЭР-1000 показана на рис. 2.16. Внутри корпуса устанавливается цилиндрическая обечайка, которая служит для размещения в ней активной зоны и организации потока теплоносителя внутри реактора. Активная зона представляет собой набор тепловыделяющих элементов, которые объединяются в ТВС (рис. 2.17).

В качестве основного конструкционного материала активной зоны был использован специальный циркониевый сплав, что позволило обеспечить достаточно высокие параметры теплоносителя и удовлетворительную термодинамическую эффективность теплосилового цикла.

Первая загрузка реактора содержит топливо UO_2 различного обогащения. Топливо с бо́льшим обогащением загружается на периферию, с меньшим — в центральную часть. При частичных перегрузках выгоревшее топливо выгружается из центральной части, свежее топливо загружается в периферийную зону. Такой режим перегрузки топлива принят в настоящее время практически на всех реакторах типа ВВЭР и называется «движением с рассеянием в центре».

Компенсация избыточной реактивности в общем случае осуществляется с использованием жидкого поглотителя (борное регулирование), механических органов СУЗ и выгорающих поглотителей. Основное преимущество борного регулирования — суще-

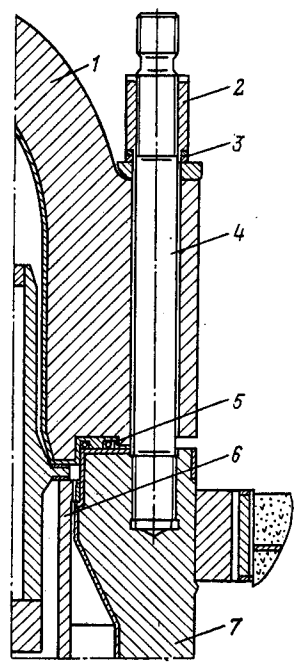


Рис. 2.16. Конструкция уплотнения разъема реактора ВВЭР-1000:

1 — крышка реактора; *2* — гайка; *3* — шайба; *4* — шпилька; *5* — уплотняющий элемент; *6* — шахта реактора; *7* — корпус реактора

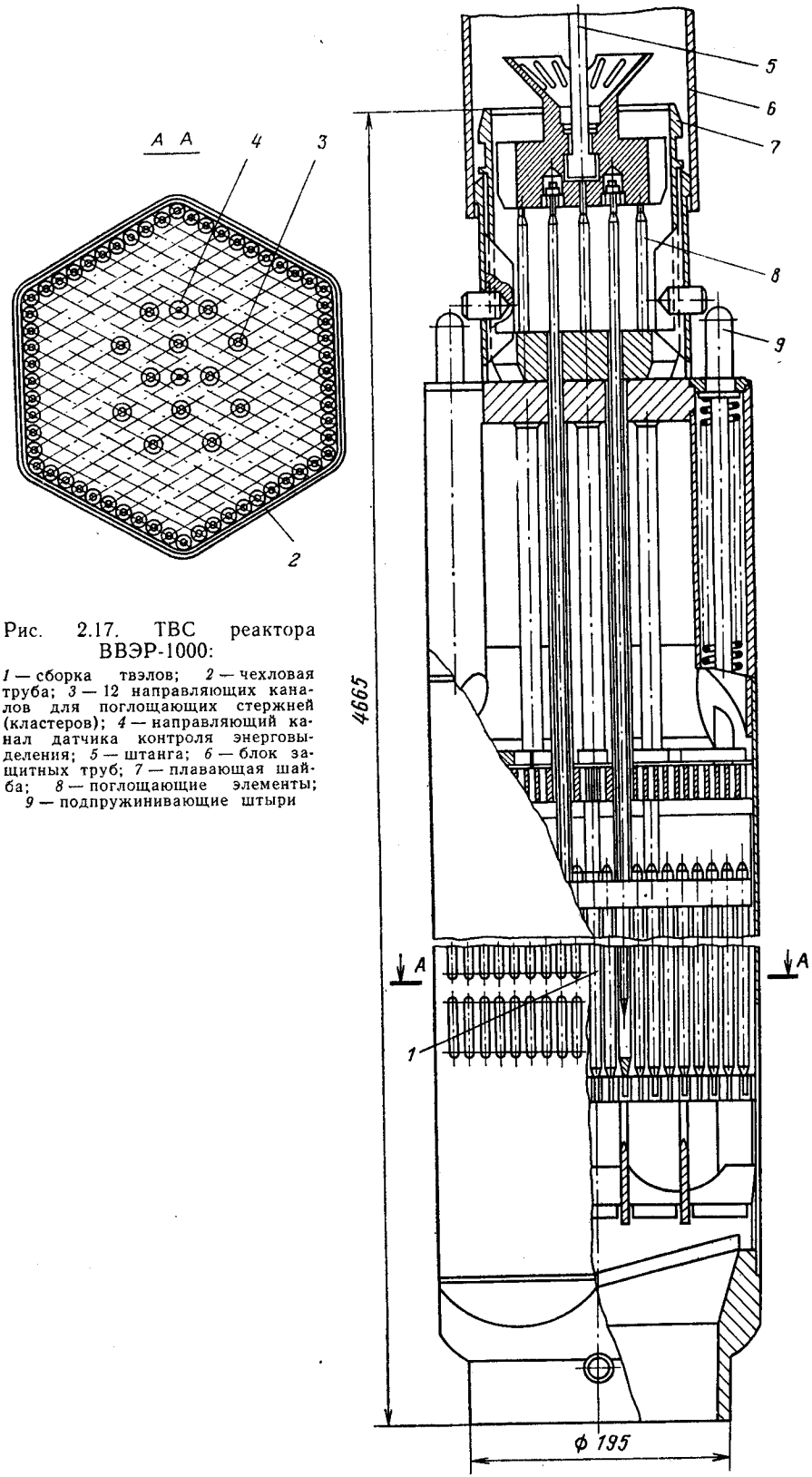


Рис. 2.17. ТВС реактора ВВЭР-1000:

1 — сборка твэлов; *2* — чехловая труба; *3* — 12 направляющих каналов для поглощающих стержней (кластеров); *4* — направляющий канал датчика контроля энерговыделения; *5* — штанга; *6* — блок защитных труб; *7* — плавающая шайба; *8* — поглощающие элементы; *9* — подпружинивающие штыри

Таблица 2.10. **Основные характеристики серийных реакторных установок ВВЭР-440 и ВВЭР-1000**

Характеристика	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Мощность, МВт:		
электрическая	440 (2×220)	1000 (1×1000)
тепловая	1375	3000
КПД брутто, %	32,0	33,0
Расход воды через реактор, 10^{-3} м³/ч	40,5	84,0
Число петель главного реакторного контура (число парогенераторов)	6	4
Первоначальная загрузка урана (в пересчете на металлический), т	42	66
Среднее обогащение первой загрузки, %	2,5	2,5/3,0 *
Максимальное проектное обогащение топлива в стационарном режиме перегрузок, %	3,6	3,6/4,4 *
Средняя глубина выгорания топлива в стационарном режиме, МВт·сут/кг	28,6	28/40 *
Средняя удельная энергонапряженность активной зоны, МВт/м³	83	111
Средняя удельная энергонапряженность топлива, кВт/кг	33	45,5
Средняя плотность теплового потока, МВт/м²	0,378	0,545
Давление теплоносителя на выходе из активной зоны, МПа	12,25	15,7
Температура воды на входе (выходе) в реактор (из реактора), °С	269 (299)	289,7 (320)
Подогрев в реакторе, °С	30,0	30,3
Скорость воды, м/с:		
в главных трубопроводах	9,6	9,3
во входных патрубках	9,6	9,3
в активной зоне	3,5	5,3
Диаметр и высота корпуса, м	3,84×11,8	4,5×10,88
Эквивалентный диаметр активной зоны, м	2,88	3,12
Размеры оболочек твэлов (диаметр/толщина), мм	9,1/0,65	9,1/0,65
Число твэлов в кассете	126	317
Число топливных кассет в активной зоне	349	151

* Числитель — двухлетний цикл работы, знаменатель — трехлетний.

ственное уменьшение неравномерности энерговыделения по объему активной зоны. С помощью этого способа производится компенсация *медленных эффектов реактивности*: выгорание топлива, стационарное отравление ксеноном и самарием, расхолаживание активной зоны. Для компенсации быстрых изменений реактивности используются *механические органы СУЗ*.

В настоящее время применяются регулирующие органы в виде пучков тонких стержней, которые размещаются практически в каждой тепловыделяющей кассете и вводятся в специальные направляющие трубки. Такие регуляторы получили название *кластеры*, а само регулирование — *кластерное*. Если топливо в реактор загружается с обогащением более 3,6 %, то в кассеты вместо кластеров загружается *выгорающий поглотитель* — обычно циркониевая матрица с присадкой бора до 1 %.

На первых реакторах в качестве биологической защиты использовался кольцевой водяной бак. Как показал опыт эксплуатации, бак подвергался постепенному коррозионному разрушению с протечками радиоактивной воды. Ремонт водяного бака и его замена были практически невозможны. Поэтому в последующих проектах от этого решения отказались и перешли на сухую защиту (рис. 2.18). Для сухой защиты использован *серпентенитовый* бетон (см. кн. 1, п. 8.7.4), хорошо удерживающий влагу.

2.5.3. СИСТЕМА ПОДДЕРЖАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПЕРВОМ КОНТУРЕ АЭС

Система компенсации объема предназначена для создания давления при пуске, поддержания постоянного давления в пер-

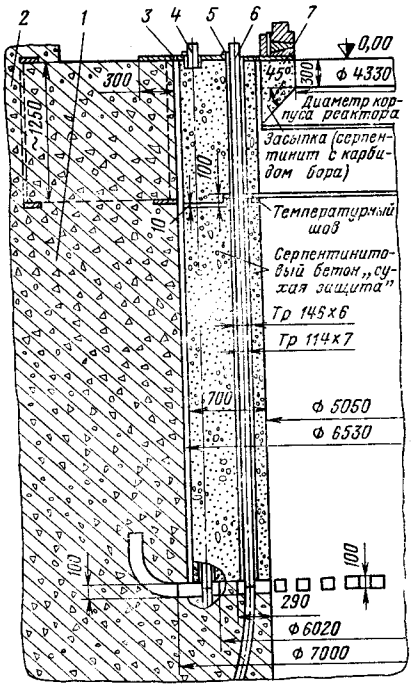


Рис. 2.18. Элемент сухой защиты корпуса реактора:

1 — обычный бетон; *2* — несущая часть опоры реакторного корпуса; *3* — подача воздуха (тепловой барьер между обычным и серпентинитовым бетоном); *4* — труба для передвижения противовеса приводов ионизационной камеры; *5* — кольцевое отверстие для прохода воздуха, охлаждающего серпентинитовый бетон; *6* — труба для опускания привода ионизационной камеры; *7* — опора реакторного корпуса

вом контуре, необходимого при нормальной эксплуатации реактора, и ограничения его отклонений, вызываемых изменениями температурного режима контура охлаждения. Принципиальная схема системы поддержания давления в первом контуре АЭС представлена на рис. 2.14.

«Паровая подушка» в компенсаторе давления держит под рабочим давлением всю реакторную установку. Для поддержания среды в компенсаторе давления на линии насыщения используются нагреватели, размещенные в нижней части компенсатора давления. Часть нагревателей находится постоянно в работе для возмещения тепловых потерь, остальные включаются по команде регулятора давления.

Для конденсации пара в компенсаторе применяется впрыск теплоносителя из «холодных» ниток первого контура реактора. При изменении нагрузки реактора в его контуре охлаждения изменяется средняя температура, а вследствие этого изменяется объем теплоносителя. Изменения объема воспринимаются компенсатором давления, который или подает воду в контур, или принимает ее из контура.

При повышении температуры воды первого контура в компенсатор давления поступает теплоноситель, что приводит к росту давления в компенсаторе. Вследствие этого происходит отключение групп электронагревателей. При росте давления открываются клапаны впрыска «холодного» теплоносителя. Если, несмотря на впрыск, происходит дальнейший рост давления, то при определенном давлении срабатывает клапан сброса пара в барботер.

При понижении температуры воды объем теплоносителя в контуре уменьшается, что вызывает вытекание воды из компенсатора давления. Паровая подушка увеличивается, и давление падает. Так как вода в компенсаторе находится при температуре насыщения, то падение давления приводит к вскипанию воды, что уменьшает скорость падения давления. Последнее вызывает включение групп нагревателей. Управление работой электрических нагревателей и клапанами впрыска и сброса осуществляется регулятором давления.

Для защиты реакторной установки от превышения давления на компенсаторе устанавливаются предохранительные клапаны (ПК) (не менее двух). *Барботер* предназначен для приема протечек пара через предохранительные клапаны, приема пара при сбросе и аварийном срабатывании предохранительных клапанов. Барботер также используется в режимах пуска и останова. Технические характеристики системы поддержания давления установки ВВЭР-440 приведены ниже:

Возможная скорость разогрева компенсатора давления, °С/ч:	
максимальная	40
минимальная	20
Точность регулирования давления, МПа	±0,10
Точность регулирования уровня, мм	±100
Наибольшее положительное отклонение давления, МПа	13,3
Наибольшее отрицательное отклонение давления, МПа	10,9
Давление срабатывания предохранительных клапанов, МПа	14,5

При проектировании системы в основу положены следующие принципы.

1. Система должна обеспечивать полную компенсацию температурных расширений теплоносителя в следующих режимах: плавного изменения мощности от нагрузки собственных нужд (10 %) до 100 % и обратно, сброса нагрузки турбинами со 100 % до нагрузки собственных нужд, обесточивания всех ГЦН с одновременным быстрым остановом реактора.

2. В переходных и аварийных режимах, протекающих с ростом давления, предель-

ное давление теплоносителя не должно превышать расчетное. Предохранительные клапаны срабатывают только в том случае, если в самом компенсаторе отказывает система впрыска «холодного» теплоносителя или происходит останов более одной трети всех ГЦН.

3. В перечисленных режимах не должно возникать объемное кипение теплоносителя в наиболее горячих точках контура и не должны оголяться электрические нагреватели компенсатора давления.

В настоящее время не существует аналитических методов расчета компенсатора давления, обеспечивающего поддержание давления во всех режимах. В ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского предложена поверочная методика расчета компенсатора давления [5]. Расчет динамики блока ВВЭР-440 показал, что выбранный по методике ВТИ объем компенсатора (около 40 м³) обеспечивает требуемое отклонение давления во всех переходных режимах и удовлетворительное протекание аварийных режимов при разуплотнении первого контура. Соотношение между объемами пара и воды в компенсаторе объема принято равным 2 : 3. Связь между параметрами теплоносителя в контуре и изменением его объема, м³, определяется по формуле

$$\Delta V = (V_{\text{конт}}/\bar{v})\,[(\partial v/\partial t)_p\,\Delta t + (\partial v/\partial p)_t\,\Delta p],$$

где Δt, Δp — отклонение параметров теплоносителя, °С, МПа; $V_{\text{конт}}$ — объем контура, м³; $\bar{v}$ — средний удельный объем теплоносителя, м³/кг; $(\partial v/\partial t)_p$; $(\partial v/\partial p)_t$ — изобарная и изотермическая сжимаемости воды, м³/(кг·К), м³/(кг·МПа). Отклонение параметров теплоносителя (Δt, Δp) пропорционально тепловой мощности реактора, в свою очередь зависит от принятой программы регулирования мощности блока ($\bar{t} =$ = const, p_s = const; комбинированная). На первых АЭС с водо-водяными реакторами компенсатор давления был многокорпусным, в дальнейшем стал применяться однокорпусный. Для унифицированных блоков АЭС с ВВЭР-440 компенсатор имеет объем 44 м³, для установки ВВЭР-1000 — 79 м³.

2.5.4. ГЛАВНЫЕ ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ НАСОСЫ РЕАКТОРОВ ТИПА ВВЭР

Главный циркуляционный насос представляет собой единый агрегат, состоящий из насоса, выносного электродвигателя и вспомогательных систем с механическим уплотнением вала (табл. 2.11, рис. 2.19): ГЦН-317 предназначен для создания циркуляции теплоносителя в замкнутом контуре АЭС с ВВЭР-440, ГЦН-195 для создания циркуляции теплоносителя в замкнутом контуре АЭС с ВВЭР-1000. ГЦН устанавливается на «холодной» части петли реакторного контура.

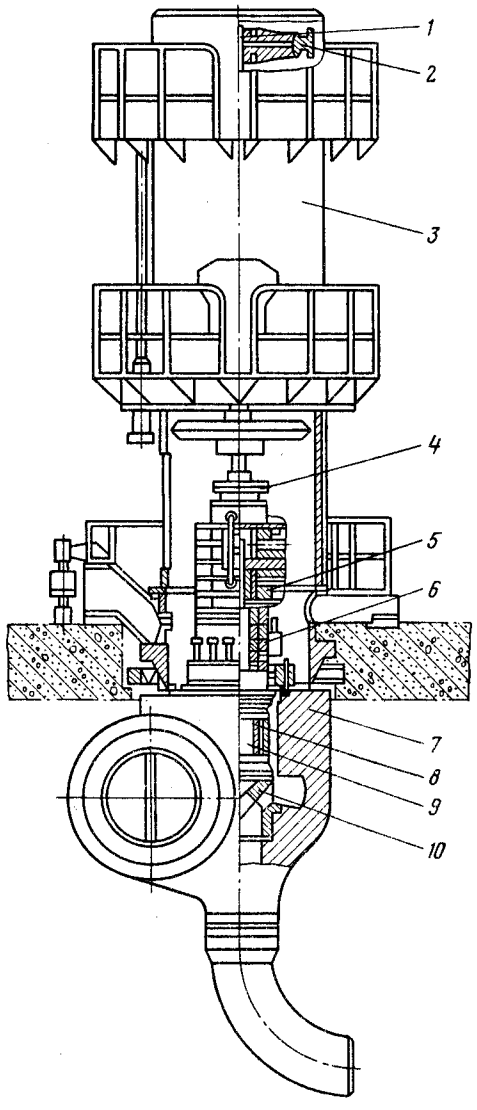


Рис. 2.19. Циркуляционный насос большой подачи с механическим уплотнением вала (Q = 5,6 м³/с):

1 — вал электродвигателя; *2* — маховик; *3* — электродвигатель; *4* — соединительная муфта; *5* — радиально-упорный подшипник; *6* — узел уплотнения; *7* — корпус; *8* — нижний радиальный гидростатический подшипник; *9* — вал насоса; *10* — рабочее колесо

Основной (номинальный) режим ГЦН-317 — длительная параллельная работа шести насосов при номинальных параметрах теплоносителя.

Таблица 2.11. **Основные параметры ГЦН-317 и ГЦН-195**

Параметр	Типоразмер насоса	
	ГЦН-317 (ВВЭР-440)	ГЦН-195 (ВВЭР-1000)
Подача насоса, 10^{-3} м³/ч	7,1	20
Температура теплоносителя, °С	270	300
Давление на всасе, МПа	12,5	15,6
Расчетное давление, МПа	14,0	18,0
Расчетная температура, °С	335	350
Напор насоса, МПа	0,4±0,025	0,675±0,025
Частота вращения, $с^{-1}$	25,0	16,7
Мощность, потребляемая насосом из сети при работе на горячей воде, МВт	1,4	5,3
То же на холодной воде, МВт	1,6	7,0
Номинальное напряжение электродвигателя, В	6000	6000
Организованные протечки запирающей воды после основных ступеней уплотнения, м³/ч	0,3—2,0	0,3—3,0
Протечки запирающей воды в контур (на всех режимах), м³/ч	0—0,4	0—0,6
Свободный слив запирающей воды после концевого уплотнения (на всех режимах), м³/ч	0—0,05	0—0,05
Температура запирающей воды, °С	⩽ 70	⩽ 70
Расход воды промежуточного контура, м³/с	⩾ 0,012	⩾ 0,015
Масса ГЦН с электродвигателем (без деталей установки), т	55	118
Габаритные размеры, мм:		
в плане	3400×3820	4700×5000
высота	9300	11 500

Примечания. 1. Запирающая вода применяется после системы водоочистки с активностью не выше $3{,}7 \cdot 10^5$—$3{,}7 \cdot 10^6$ Бк/л.
2. Непрерывная работа насоса на всех эксплуатационных режимах составляет 8000 ч в год.
3. Срок службы насоса 30 лет.

Основной (номинальный) режим ГЦН-195 — длительная параллельная работа четырех насосов при номинальных параметрах теплоносителя. Все детали и узлы ГЦН, соприкасающиеся с теплоносителем, охлаждаются водой промежуточного контура и запирающей водой и изготовлены из сталей, стойких к коррозии и эрозии. Наиболее освоенная в производстве сталь 10Х18Н10Т.

Характеристики спада расхода теплоносителя при обесточивании ГЦН-317 (одновременный выбег пяти насосов) и

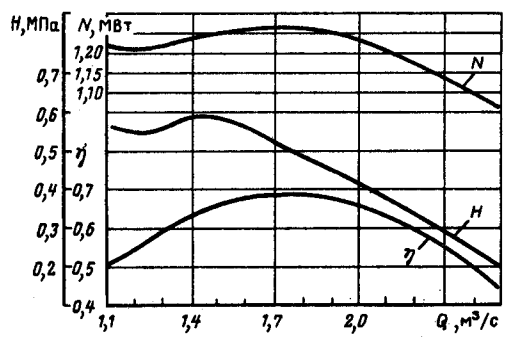


Рис. 2.20. Гидравлические характеристики опытного насота ГЦН-317 в горячем режиме (температура на всасе 270 °С, давление 12,5 МПа)

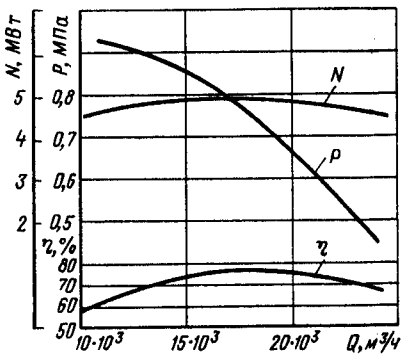


Рис. 2.21. Гидравлические характеристики опытного насоса ГЦН-195 в горячем режиме (температура на всасе 300 °С, давление 15,6 МПа)

ГЦН-195 (одновременный выбег четырех насосов) следующие:

Время τ, с	0	1	2	3	5	10	15	20	25	30
Подача насоса, 10^{-3} м³/ч:										
ГЦН-317	7,1	6,7	6,5	6,2	5,7	4,9	4,2	3,6	3,2	2,8
ГЦН-195	20,0	18,9	18,0	17,1	15,7	12,8	10,9	9,4	8,4	7,5

Зависимость основных параметров ГЦН от расхода представлена на рис. 2.20 и 2.21.

2.5.5. ВОПРОСЫ БЕЗОПАСНОСТИ РЕАКТОРОВ ТИПА ВВЭР

Безопасность АЭС с ВВЭР достигается [25]:

1) отработкой надежного оборудования и систем нормальной эксплуатации (топливных кассет, корпуса реактора, насосов, парогенераторов и т. п.);

2) высоким качеством изготовления и монтажа оборудования;

3) контролем состояния оборудования на всех этапах его эксплуатации;

4) разработкой и реализацией эффективных защитных мер и устройств для предотвращения возникновения аварий и компенсации возникающих нарушений;

5) разработкой и реализацией мер, направленных на локализацию распространения радиоактивных веществ в случае аварии.

К специфическим особенностям реакторной установки ВВЭР по сравнению с другими реакторами относятся: наличие главного циркуляционного контура (ГЦК), включающего сосуды и трубопроводы большого диаметра и содержащего радиоактивную воду с высоким давлением и температурой, системы управления и защиты реактора, включающей механические поглотители и борную систему, поддерживающую требуемую концентрацию борной кислоты. Надежная работа этих систем и оборудования является определяющей для обеспечения безопасности АЭС с ВВЭР, при этом:

предусматривается максимально возможная независимость устройств безопасности от систем нормальной эксплуатации и друг от друга;

учитывается возможность отказа одного из независимых активных устройств безопасности, в силу чего предусматривается как минимум двукратное, а в тех случаях, когда имеется вероятность совместного отказа устройств безопасности и нарушения нормальной эксплуатации, трехкратное их резервирование;

предусматривается двукратное резервирование независимых пассивных устройств безопасности, если возможен отказ одного из них при нарушении нормальной эксплуатации;

оборудование и системы, обеспечивающие безопасность (включая системы электроснабжения и контрольные приборы), сохраняют свою работоспособность в условиях, возникающих в системе герметичных помещений, при любой проектной аварии в течение времени, предусмотренного на ликвидацию аварийных условий и расхолаживание реактора.

На рис. 2.22 показана система локализации аварий и аварийного охлаждения реактора ВВЭР-1000. Весь реакторный контур, включая парогенератор, расположен внутри цилиндрической железобетонной оболочки диаметром 45 м. Имеются три независимые системы аварийного охлаждения реактора. Каждая из этих систем имеет бак аварийного запаса раствора борной кислоты *6*, теплообменники расхолаживания *10*, спринклерные насосы *9*, насосы аварийного расхолаживания низкого давления *8*. При нарушении герметичности реакторного контура и небольшом истечении теплоносителя включаются насосы высокого давления и подают борированный раствор в контур. Если течь развивается до разрыва, соответствующего условному диаметру примерно 50 мм, и давление в реакторе падает, то в пространство над активной зоной и под активной зоной автоматически начинает поступать вода из гидроаккумулирующих емкостей *3*. Имеются четыре такие емкости, каждая вместимостью 60 м³. Одновременно автоматически включаются насосы низкого давления, которые подают воду непосредственно в реакторный контур и спринклерные установки. Назначение последних — недопущение существенного повышения давления внутри герметичного колпака за счет пара, образующегося при испарении теплоносителя. Собирающаяся в приямках вода через теплообменники расхолаживания *10* теми же насосами низкого давления снова закачивается в контур и спринклерные установки.

С помощью предусмотренных систем аварийного охлаждения активной зоны (гидроемкостей, подключенных попарно к входному и выходному объемам реактора, групп высоконапорных и низконапорных насосов) предотвращается плавление диоксида урана и повышение температуры оболочек твэлов более 1200 °С.

Для действующих в настоящее время АЭС с ВВЭР, где в главном циркуляционном контуре (ГЦК) используются мало-

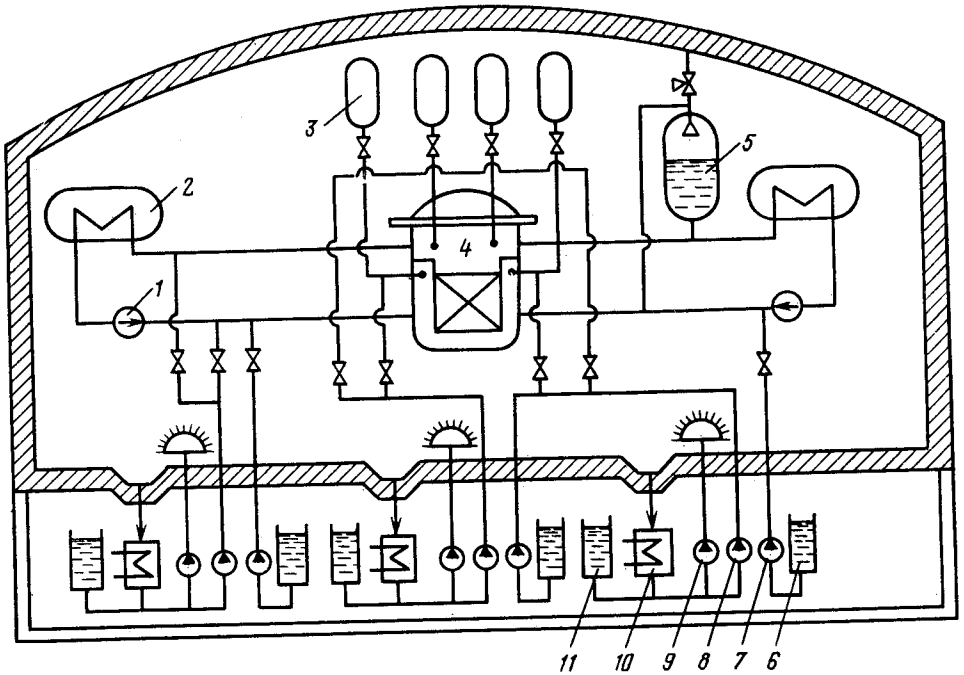


Рис. 2.22. Принципиальная схема устройств локализации и аварийного охлаждения активной зоны на АЭС с ВВЭР-1000:

1 — ГЦН; *2* — парогенератор; *3* — гидроемкость; *4* — реактор; *5* — компенсатор давления; *6* — бак аварийного раствора борной кислоты; *7* — насосы аварийного впрыска бора высокого давления; *8* — насосы аварийного расхолаживания низкого давления; *9* — спринклерные насосы; *10* — охладители; *11* — бак запаса концентрированного раствора борной кислоты

инерционные герметичные насосы, электроснабжение их осуществляется от трех независимых источников питания, чем исключается возможность мгновенного отключения более чем двух ГЦН. При полном обесточивании АЭС (отключение внешней сети и закрытие стопорных клапанов собственных турбогенераторов) охлаждение активной зоны в течение не менее 100 с после останова реактора осуществляется работой ГЦН на энергии электромеханического выбега основных генераторов и специальных генераторов расхода, находящихся на одном валу с турбинами.

Для реакторов ВВЭР-1000, а также в последующих проектах АЭС с ВВЭР-440 проблема надежного теплоотвода решена путем создания насосов с вынесенным за пределы ГЦК электродвигателем, снабженным специальным маховиком, обеспечивающим медленный спад расхода при отключении ГЦН. Повышенная инерционность насосов позволяет допустить перерывы электроснабжения длительностью 2—3 с без срабатывания аварийной защиты и обеспечивает надежное охлаждение реактора при его остановке при более длительной потере напряжения питания ГЦН.

Для контроля за состоянием теплового режима работы топливных кассет реакторы ВВЭР снабжаются системами внутриреакторного контроля (ВРК).

Предельно допустимое количество дефектов твэлов, допускаемое проектами АЭС с ВВЭР, составляет 1 % с дефектами типа газовой неплотности и 0,1 % с прямым контактом теплоносителя и диоксида урана. Суммарная удельная радиоактивность продуктов деления в теплоносителе ГЦК, соответствующая такой неплотности твэлов, составляет $(1{,}8—3{,}7)\cdot 10^9$ Бк/л на момент отбора пробы при 100 % тепловой мощности реактора.

Все системы и сооружения, обеспечивающие радиационную безопасность АЭС, рассчитываются на возможность длительной работы с указанными предельными значениями активности теплоносителя без нарушения действующих санитарных норм. Реально достигаемые на действующих блоках с ВВЭР значения удельной активности теплоносителя в 10—100 раз ниже предельных значений.

Эффективность поглотителей СУЗ без борной кислоты недостаточна для обеспечения подкритичности реактора во всех

возможных состояниях. Поэтому при проектировании АЭС с ВВЭР принимают специальные меры, исключающие непредусмотренное попадание чистой воды в ГЦК. Перегрузка на АЭС с ВВЭР осуществляется при заполнении реактора раствором борной кислоты (H_3BO_3) концентрацией 12—16 г/кг, что обеспечивает $K_{эф}$ не более 0,95 даже в невероятном случае извлечения всех стержней СУЗ.

2.5.6. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ВВЭР

Увеличение единичной мощности блока — одно из направлений развития ВВЭР— может быть достигнуто оптимизацией компоновочных и строительных решений, а также повышением термодинамической эффективности паротурбинного цикла (увеличением давления перед турбиной).

Увеличение давления в реакторе с 10 (ВВЭР-210) до 16 МПа (ВВЭР-1000) и уменьшение недогрева теплоносителя на выходе из реактора до температуры насыщения с 40 (ВВЭР-210) до 25 °С (ВВЭР-1000) позволили поднять давление пара во втором контуре с 2,9 до 6,4 МПа и, как следствие этого, повысить КПД станции с 27,6 до 33 %.

Из-за уменьшения Δt_s в сильно нагруженных кассетах на выходе из активной зоны имеет место кипение недогретой до температуры насыщения жидкости, а в отдельных режимах — даже объемное кипение. Изучение поведения твэлов в таких условиях подтвердило допустимость такого режима работы.

В корпусе реактора, наружный диаметр которого увеличился примерно на 20 %, а высота осталась практически без изменения, электрическая мощность возросла почти в 5 раз (с 210 до 1000 МВт).

Увеличение тепловой мощности реакторов типа ВВЭР было достигнуто уменьшением неравномерности энерговыделения в активной зоне, изменением значений рабочих параметров до предельно допустимых значений, увеличением расхода теплоносителя через активную зону, суммарной длины и поверхности твэлов.

Отказ от «тяжелых» поглотителей типа крестов и нейтронных ловушек и переход на борное регулирование как основной вид компенсации избыточной реактивности и разветвленную систему мелких поглотителей, либо перемещающихся по высоте активной зоны (кластеры), либо стационарных (выгорающий поглотитель), а также применение режима частичных перегрузок по схеме «движение с рассеянием в центре» и других видов физического профилирования позволили уменьшить объемную неравномерность энерговыделения примерно в 2 раза.

Повышение расхода теплоносителя требует разработки нового, более мощного насосного оборудования (либо требует увеличения числа петель в реакторной установке, что экономически нецелесообразно). Ограничения по скорости воды в активной зоне и корпусе реактора сдерживают увеличение расхода теплоносителя в ВВЭР.

Увеличение общей длины твэлов связано с сохранением допустимых значений линейной плотности теплового потока q_l: для ВВЭР-1000 примерно 450 Вт/см.

Накопленный опыт эксплуатации реакторов типа ВВЭР, совершенствование измерительных систем (в первую очередь внутриреакторных измерений) позволили в установках, создаваемых в настоящее время, уменьшить запас между рабочими и предельными значениями параметров.

На основе головного блока ВВЭР-1000 (5-й блок НВАЭС) разработаны серийные блоки на ту же мощность. Основные отличия серийных блоков от головного состоят в следующем: уменьшено количество органов регулирования до 61; отсутствует главная запорная задвижка, увеличено число кассет до 163 и несколько изменена их конструкция (отсутствует чехол), зазор между кассетами уменьшен до 2 мм.

Основной путь улучшения экономичности топливного цикла ВВЭР — *увеличение глубины выгорания топлива*. В реакторах ВВЭР-440 в массовом количестве уже достигнута проектная глубина выгорания (около 28 МВт·сут/кг в среднем по выгружаемому топливу при максимальном выгорании в среднем по твэлу — более 40 МВт·сут/кг).

Активная зона ВВЭР-1000 ориентирована на среднюю глубину выгорания 40 МВт·сут/кг при максимальном выгорании в среднем по твэлу до 44 МВт·сут/кг.

В настоящее время реактор ВВЭР-1000 эксплуатируется с использованием 2- или 3-частичных перегрузок топлива за кампа-

Таблица 2.12. **Основные технико-экономические показатели возможных топливных циклов ВВЭР-1000 (при коэффициенте использования мощности $\varphi = 0,8$)**

Показатель	Открытый цикл	Замкнутый цикл		
	Диоксид UO_2	Диоксид UO_2	Уран металлический	Торий металлический
Топливная составляющая (относительная)	1	0,79	0,66	0,53
Расход природного урана, кг/(МВт(э.)·год]	216	120	77	59

нию. Увеличение числа частичных перегрузок за кампанию топлива с трех до шести (при полугодовом цикле) уменьшит топливную составляющую себестоимости электроэнергии на 6—8 % [40].

Разработка и использование в активных зонах ВВЭР более плотного топлива, чем диоксид урана (например, силицида урана), позволяют дополнительно уменьшить расход природного урана на 35 %, мощность разделительного производства на 50 % и топливную составляющую на 15 %. В табл. 2.12 приводятся основные технико-экономические показатели возможных топливных циклов ВВЭР-1000, включая и ториевый цикл [40].

2.6. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГАЗООХЛАЖДАЕМЫЕ РЕАКТОРЫ (ВТГР)

Особенности конструкции ВТГР. Высокотемпературные газоохлаждаемые реакторы предназначены для производства теплоты для промышленности и коммунально-бытового сектора, а также для целей электроэнергетики [30].

В настоящее время создано три опытных (Dragon, Peach Bottom, AVR), два крупных прототипных реактора для АЭС и разработан целый ряд проектов ВТГР (табл. 2.13).

Для ВТГР принято интегральное размещение оборудования первого контура в многополостном (однополостном) корпусе из предварительно напряженного железобетона. Бетонные стенки полостей имеют систему водяного охлаждения, облицованы листами стали и защищены тепловой изоляцией. Принципиальная схема реакторной установки ВГ-400 и движения газа в ней представлены на рис. 2.23.

Конструкция активной зоны определяется в основном применяемым типом твэла [2]. Наибольшее распространение получили призматические и шаровые твэлы. Активная зона, набираемая из призматических твэлов, представляет собой решетку с равномерно чередующимися топливными стержнями и каналами для прохода теплоносителя. Радиальный и торцевые отражатели выполняются из аналогичных призматических блоков без делящегося материала. *Перегрузка реактора* осуществляется при остановленном реакторе через отверстия в верхней крышке. Данное направление развивается в США (реактор FSV).

Активная зона с шаровыми твэлами представляет собой свободную засыпку из твэлов, окруженную графитовыми отражателями. Твэлы засыпаются сверху через систему загрузочных труб, а отводятся из

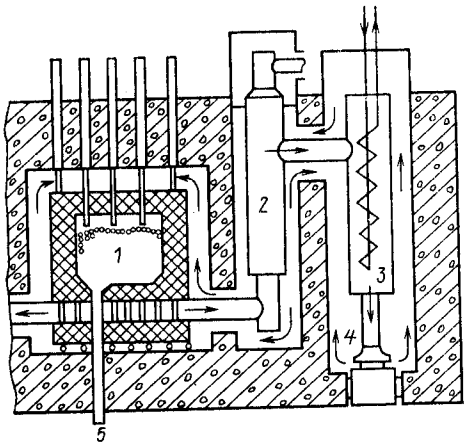


Рис. 2.23. Принципиальная схема реакторной установки ВГ-400 и движения газа в ней:

1 — активная зона; *2* — высокотемпературный теплообменник; *3* — парогенератор; *4* — газодувка; *5* — каналы выгрузки шаровых твэлов

нижней части активной зоны. Чтобы обеспечить гарантированный вывод всех загруженных твэлов по истечении заданного срока, низ активной зоны выполняют в виде системы наклонных поверхностей (обычно под углом 30 °С к горизонтали), переходящих в цилиндрические каналы, через которые твэлы покидают активную зону.

В действующих реакторах THTR и AVR твэлы возвращаются обратно в активную зону с помощью специального циркуляционного контура. Такая операция повторяется несколько раз. Распределение энерговыделения по высоте активной зоны в этом случае близко к косинусоидальному. В проекте реактора ВГР-50 предусматривается, что твэлы будут проходить активную зону в среднем за 2 ч (время нахождения твэла в активной зоне зависит от его траектории, у периферии скорость движения твэлов меньше, чем в центре над каналом выгрузки). Проекты реакторов, ориентированных на нагрев гелия до 950 °С, предусматривают однократное прохождение твэлами активной зоны (схема ОПАЗ). Распределение энерговыделения по высоте активной зоны здесь близко к экспоненциальному и достигает максимума в верхней части активной зоны, где гелий имеет низкую температуру. На выходе из активной зоны, где газ имеет высокую температуру, энерговыделение мало. В результате эта схема позволяет снизить максимальную температуру топлива на 100—200 °С по сравнению с многократной циркуляцией твэлов или поднять на такую величину температуру газа при заданной

Таблица 2.13. **Основные характеристики высокотемпературных газоохлаждаемых реакторов**

Характеристика	Dragon, Англия	Peach Bottom, США	AVR, ФРГ	THTR, ФРГ	FSV, США	ВГ-400, СССР	ВГР-50, СССР	PR-500, ФРГ	HTGR-1160, США	HTR-500, ФРГ	HTR-Modul, ФРГ
Мощность, МВт											
тепловая	20	115	46	750	837	1060	140	500	3000	1264	200
электрическая	—	40	15	300	330	200—250	50	85	1160	500	—
Давление гелия, МПа	2	2,5	1,1	4	4,8	5	4	4	4,9	5	5
Температура гелия, °С											
вход	350	377	270	270	400	350	280	265	320	266	250
выход	750	750	950	750	785	950	800	865	750	723	750
Максимальная температура топлива, °С	1250	1330	1250	1050	1260	1240	1250	1000	1350	—	—
Тип твэла	Цилиндрический	Цилиндрический	Шаровой d=60 мм	Шаровой d=60 мм	Призматический	Шаровой d=60 мм	Шаровой d=60 мм	Шаровой d=60 мм	Призматический	Шаровой d=60 мм	Шаровой d=60 мм
Энергонапряженность, МВт/м^3	14	8,3	2,3	6	6,3	7	6	5	8,4	6	3
начало эксплуатации	1966	1967	1968	1986	1976	Проект	Проект	Проект	Проект	Проект	Проект
конец эксплуатации	1975	1974	—	—	—						

температуре топлива. Данная схема предусмотрена в реакторах ВГ-400, PR-500.

В настоящее время допустимая температура длительной работы твэлов принята равной 1350 °С. Допускается кратковременное (до нескольких часов) повышение этой температуры до 1600 °С.

Основу твэлов составляют *микротвэлы* [7] — частицы делящегося материала диаметром от 200 до 600 мкм с несколькими защитными оболочками из пиролитического углерода и карбида кремния общей толщиной 150—200 мкм. Такое покрытие обеспечивает снижение выхода осколков деления из микротвэла в 10^5 раз. При изготовлении твэлов микротвэлы смешиваются с графитовым порошком, смесь формуется и прессуется. В процессе двухстадийной термообработки происходит коксование и спекание матрицы при 800 °С в атмосфере аргона или азота, затем при 1950 °С частичная графитизация связующего кокса, дальнейшее спекание и обезгаживание матрицы в вакууме.

Призматические твэлы, примененные в реакторе FSV, представляют собой шестигранные блоки размером «под ключ» 360 мм, высотой 790 мм. В каждом блоке имеется 318 каналов, из них 210 с топливом.

Шаровые твэлы, разрабатываемые в СССР и ФРГ, имеют диаметр 60 мм. Наружный слой шара толщиной 5 мм свободен от микротвэлов.

В качестве *теплоносителя* используется только гелий. Преимуществом гелия перед другими теплоносителями, применяемыми в ядерной энергетике, являются его химическая инертность и стабильность, хорошие теплопередающие свойства, он практически не поглощает нейтроны и не активируется под облучением.

Давление гелия в первом контуре 4—5 МПа. При таких давлениях становится возможным обеспечить циркуляцию гелия в контуре одноступенчатой газодувкой при энергонапряженности активной зоны 5—7 МВт/м^3.

Для обеспечения циркуляции теплоносителя используются одноступенчатые газодувки со степенью сжатия около 1,03, что обеспечивает напор газодувки 0,15 МПа при давлении в контуре 5 МПа. Примерно 0,05 МПа теряется в активной зоне, остальное — в теплообменниках и газоходах реактора.

Тенденции развития ВТГР. Наиболее важным направлением развития ВТГР является использование их для производства высокопотенциальной теплоты. Работы в этом направлении проводят в СССР, ФРГ, США, Японии [30, 33]. В СССР разработан проект атомной энерготехнологической станции с реактором ВГ-400, предназначенной для выработки высокопотенциальной технологической теплоты, используемой для получения водорода из воды или производства аммиака путем паровой конверсии метана. Теплота для этих процессов отдается в интервале температур 950—750 °С. В интервале температур от 750 до 350 °С теплота производит пар, часть которого используется в технологии, а часть направляется для выработки электроэнергии.

После проведения комплекса исследований ГТУ замкнутого цикла предполагается приступить к реализации проекта АЭС с гелиевой турбиной. Важным преимуществом такой АЭС является принципиальная возможность перехода на воздушное охлаждение, что не ограничивает выбор места размещения АЭС.

Для централизованного снабжения теплотой среднего и низкого потенциалов рассредоточенных потребителей с малыми и средними тепловыми нагрузками перспективными являются атомные хемотермические системы дальнего теплоснабжения (АСДТ) с ВТГР, теплота которых используется для каталитической паровой конверсии метана [28]. Полученный конвертированный газ, состоящий из H_2 и CO_2, транспортируется по газопроводам к центрам потребления теплоты, где в специальных установках — метанаторах — происходит каталитическая реакция синтеза метана из конвертированного газа, сопровождающаяся выделением теплоты при температурах 400—700 °С. Благодаря отсутствию потерь теплоты при транспортировке этот способ позволяет осуществлять рассредоточенное теплоснабжение потребителей, удаленных на несколько сот километров.

2.7. АТОМНЫЕ СТАНЦИИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ (АСТ)

2.7.1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИЯ РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Атомные станции теплоснабжения предназначены для производства теплоты относительно низкого потенциала (около 130—150 °С) для отопления промышленных и жилых комплексов [41]. Принципиальная схема АСТ представлена на рис. 2.24.

В состав реакторной установки входят первый контур, второй (промежуточный) контур и контур сетевой воды. Первый контур включает в себя основной контур циркуляции теплоносителя, а также системы компенсации давления, очистки теплоносителя и подачи воды в механизмы СУЗ для исключения попадания в них парогазовой смеси.

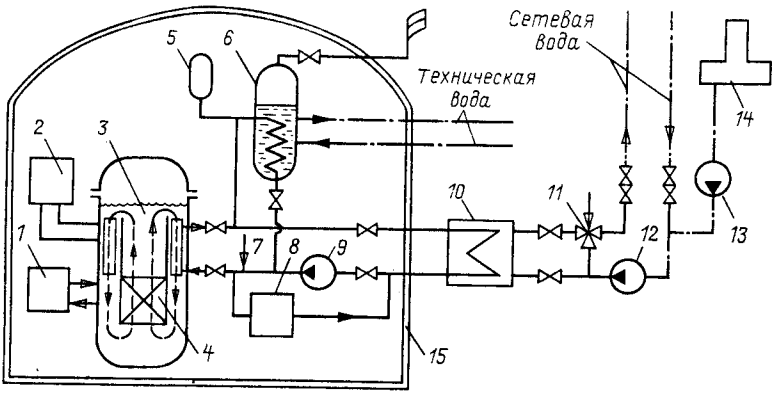


Рис. 2.24. Принципиальная схема атомной станции теплоснабжения мощностью 500 МВт (т.) (АСТ-500):

1 — подпитка I контура; *2* — продувка первого контура; *3* — реактор с естественной циркуляцией; *4* — активная зона реактора; *5* — компенсатор давления II контура; *6* — теплообменник системы расхолаживания с естественной циркуляцией; *7* — подпитка II контура; *8* — продувка второго контура; *9* — насос циркуляции II контура; *10* — водо-водяной подогреватель сетевой воды; *11* — регулирующий клапан; *12* — сетевой насос; *13* — подпиточный насос тепловой сети; *14* — деаэратор подпитки; *15* — защитная оболочка

Основные характеристики реакторной установки АСТ-500 приведены ниже:

Тепловая мощность реактора, МВт	500
Параметры теплоносителя первого контура:	
давление, МПа	2,0
температура воды на входе/выходе из активной зоны, °С	131/208
Параметры промежуточного контура:	
давление, МПа	1,2
температура воды на входе/выходе из теплообменника I, II контуров, °С	90/160
Параметры тепловой сети:	
давление, МПа	2,0
температура в напорном/обратном коллекторах, °С	144/64
Параметры активной зоны:	
удельная энергонапряженность, МВт/м³	27,0
диаметр твэла/тип топлива, мм	13,6/UO_2
Глубина выгорания, МВт·сут/кг	15
Длительность кампании топлива, лет	6
Число перегрузок за кампанию	3

Конструктивная схема реактора с размещенными в нем теплообменниками представлена на рис. 2.25. Корпус реактора представляет собой герметичный сварной сосуд с двумя фланцевыми разъемами, который состоит из нижней и верхней частей корпуса и крышки. В корпусе реактора размещены активная зона и теплообменники первого и второго контуров. *Активная зона* набрана из 121 ТВС, расположенных по треугольной сетке с шагом 243 мм. ТВС содержит пучок твэлов, заключенных в шестигранный чехол из сплава циркония размером «под ключ» 238 мм и толщиной 1,5 мм. В конструкции предусмотрены индивидуальные тяговые трубы, обеспечивающие гидравлическое профилирование расхода теплоносителя по ТВС в соответствии с их тепловой нагрузкой.

Твэл выполнен из трубки размером 13,6 × 0,9 мм из циркониевого сплава и заполнен таблетками из спеченного диоксида урана. Твэлы в ТВС расположены в узлах правильной треугольной решетки с шагом 17,8 мм.

Для частичной компенсации запаса реактивности на выгорание в ТВС вместо шести твэлов устанавливают *поглощающие элементы*, представляющие собой трубку из циркониевого сплава размером 13,6 × × 0,9 мм, заполненную бором в алюминиевой матрице.

Для контроля за нейтронно-физическими и теплогидравлическими параметрами активной зоны вместо одного из твэлов устанавливают направляющую циркониевую трубу размером 13,6 × 0,9 мм, которая служит для размещения зонда, содержащего термопреобразователи и датчики нейтронного потока.

Активная зона рассчитана на работу в режиме частичных перегрузок с интервалом между ними 2 года. В первой загрузке используют топливо с обогащением урана 1,0; 1,6; 2,0 %, в стационарном

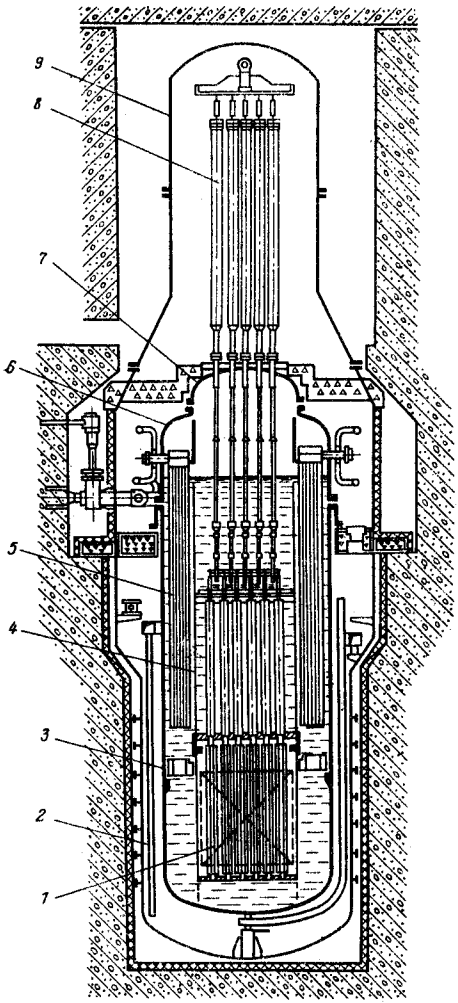


Рис. 2.25. Конструктивная схема реакторной установки АСТ-500:

1 — активная зона; *2* — нижняя часть страховочного корпуса; *3* — нижняя часть корпуса реактора; *4* — шахта тягового участка корпуса естественной циркуляции; *5* — теплообменник I и II контуров; *6* — верхняя часть корпуса реактора; *7* — крышка реактора; *8* — приводы СУЗ; *9* — верхняя часть страховочного корпуса

режиме работы подпитку осуществляют топливом с обогащением урана 1,6 и 2,0 %.

Для управления мощностью реактора в каждой ТВС (за исключением центральной) располагается регулятор. Он состоит из 18 подвижных поглощающих стержней, объединенных общей траверсой. Стержни размещаются в направляющих циркониевых трубах размером 18 × 1 мм, дистанционируемых в пучке вместе с твэлами. Поглощающий стержень представляет собой трубку из нержавеющей стали размером 12,5 × 1,2 мм, заполненную карбидом бора.

Подвижные поглощающие стержни из трех или четырех ТВС объединяются и образуют рабочий орган системы управления и защиты реактора. Система состоит из 36 рабочих органов, каждый из которых перемещается своим приводом.

СУЗ обладает достаточной эффективностью для выполнения всех плановых режимов работы и способна перевести реактор из любого состояния в подкритическое при условии несрабатывания наиболее эффективного органа воздействия на реактивность.

Наряду с электромеханической СУЗ предусмотрена страховочная борная система воздействия на реактивность. Она рассчитана на гипотетическую аварию с зависанием в крайнем верхнем положении значительного числа рабочих органов СУЗ. Для контроля потока нейтронов используют импульсно-токовые камеры, размещенные между внутрикорпусной шахтой и корпусом реактора.

Теплообменники первого и второго контуров размещены равномерно в зазоре, образованном внутрикорпусной шахтой и корпусом реактора. Теплообменники трубопроводами второго контура объединены в три петли, которые при обнаружении неплотности трубных систем могут отсекаться по входу и выходу задвижками, расположенными непосредственно на страховочном корпусе. Конструкция теплообменника предусматривает движение теплоносителя первого контура в межтрубном пространстве. Для организации потока теплоносителя первого контура каждый теплообменник снабжен индивидуальным чехлом. Незначительные перепады давления между контурами определяют минимальный уровень механических напряжений в конструкциях теплообменника.

Верхний объем реактора над уровнем теплоносителя выполняет функцию компенсатора давления первого контура. Отвод теплоты из активной зоны осуществляется за счет *естественной циркуляции* теплоносителя во всех режимах работы; подъемная часть контура циркуляции включает участок с индивидуальными тяговыми трубами и расположенный над ними общий тяговый участок.

2.7.2. СИСТЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ АСТ

Безопасность реакторной установки АСТ обеспечивается [8, 25]:

1) *системой аварийной защиты (АЗ)* реактора — предназначена для прекращения, замедления или ограничения цепной реакции при возникновении аварийных си-

туаций или отклонений от условий нормальной эксплуатации;

2) *системой аварийного расхолаживания* (*САРХ*) реакторной установки — предназначена для обеспечения надежного отвода остаточного тепловыделения при аварийных ситуациях, связанных с невозможностью теплоотвода тепловой сетью и системой нормального расхолаживания. Петли САРХ подключены к петлям второго контура или к петлям сетевого контура:

3) *отводом остаточного тепловыделения* из активной зоны за счет естественной циркуляции теплоносителя через активную зону и теплообменник первого-второго контуров;

4) *применением второго* (*страховочного*) *корпуса*, в который вмонтирован основной корпус реактора, что обеспечивает безопасность реакторной установки по отношению к авариям с разгерметизацией оборудования первого контура. Система двойной запорной арматуры на трубопроводах первого контура в пределах страховочного корпуса ограничивает выбросы активного теплоносителя из реактора и обеспечивает уровень теплоносителя в реакторе выше активной зоны при разгерметизации труб или оборудования систем первого контура вне страховочного корпуса.

При закрытии арматуры обеспечивается отсечение объема реактора от вспомогательных систем первого контура. Применяемые запорные клапаны относятся к типу арматуры, закрывающейся при снятии электропитания с управляющих систем, имеют пневмоприводы с дистанционным и автоматическим управлением. Таким образом, барьерами на пути распространения радиоактивности являются: 1) оболочки тепловыделяющих элементов; 2) корпус реактора; 3) страховочный корпус; 4) соответствующий выбор давления во втором и третьем контурах.

2.8. РЕАКТОРНЫЕ УСТАНОВКИ НА БЫСТРЫХ НЕЙТРОНАХ

2.8.1. РОЛЬ РЕАКТОРОВ НА БЫСТРЫХ НЕЙТРОНАХ В ЯДЕРНОМ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ БАЛАНСЕ

Реакторы на быстрых нейтронах (*БН*) — это реакторы без специального замедлителя, в которых нейтроны поглощаются ядерным топливом при достаточно высоких энергиях (выше 1—10 кэВ). Незначительное замедление нейтронов происходит в основном за счет упругих столкновений с ядрами теплоносителя, конструкционных материалов, топлива и неупругого рассеяния на тяжелых ядрах топлива и конструкций.

Роль реакторов на быстрых нейтронах в атомной энергетике связана с возможностью осуществления расширенного воспроизводства ядерного горючего [34, 54].

В современных реакторах на тепловых нейтронах с легководным охлаждением, которые сжигают в основном $^{235}_{92}U$, КВ $= 0{,}5 \div 0{,}6$. Глубина выгорания z в таких реакторах в % от тяжелых атомов примерно равна обогащению загружаемого топлива по ^{235}U $x \simeq (3 \div 5)$ %.

При работе в открытом цикле (без повторного использования топлива) в этом случае расходуется

$$G \approx \frac{(x - x_0)\,\xi}{z\,(0{,}0071 - x_0)} \approx 70 \text{ т}$$

(ξ — количество разделившихся ядер топлива на 1 ГВт·год) природного урана в расчете на 1 ГВт·год тепловой энергии, если принять, что 1 % тяжелых атомов соответствует выгоранию 8 МВт·сут/кг, $\xi \approx$ $\approx 0{,}365$ т/(ГВт·год) теплоты и концентрация $^{235}_{92}U$ в отвале разделительного производства $x_0 = 0{,}2$ %. Это количество урана заменяет 1,08 млн. т обычных топлив (из расчета на условное топливо), так что теплотворная способность природного урана оказывается выше в $1{,}5 \cdot 10^4$ раз.

В таком случае экономичной является добыча урана в месторождениях лишь с достаточно высокой концентрацией (выше 0,01 %).

Мировые ресурсы урана, который может быть добыт по приемлемой для реакторов современного типа цене, оцениваются от 5 до 20 млн. т.

Использование этого урана в реакторах рассматриваемого типа позволит заменить в мировом топливном балансе 70—300 млрд. т условного топлива.

Учитывая, что уже современное мировое потребление топлива превышает 10 млрд. т в год, можно видеть, что реакторы современного типа могут обеспечить лишь небольшую часть энергетических потребностей следующего века.

Переход к замкнутому топливному циклу позволил бы сократить удельные расходы природного урана (при КВ < 1) до

$$G \approx \frac{\xi\,(1 - x_0/x)}{(0{,}0071 - x_0)} \frac{(1 + \alpha)}{(1 + \beta)} (1 - \text{КВ}) \approx$$

$$\approx 50 \text{ т/(ГВт} \cdot \text{год)}$$

(обозначения величин α и β см. в п. 2.2.3).

Величина $[(1 + \alpha)/(1 + \beta)]\,(1 - \text{КВ})$ определяет число атомов $^{235}_{92}U$, требующихся для подпитки реактора извне, в расчете на 1 деление. Для бридеров величина $[(1 + \alpha)/(1 + \beta)](\text{КВ} - 1)$ определяет число избыточных делящихся ядер, появляю-

щихся в реакторе в расчете на 1 деление [см. (2.6)].

Изучаются различные пути повышения КВ для реакторов на тепловых нейтронах, которые, возможно, позволят снизить G до 30 т/(ГВт·год) или несколько ниже, но радикальное решение проблемы ядерных топливных ресурсов может быть получено лишь при достижении КВ > 1, т. е. реакторами с расширенным воспроизводством (бридерами).

Расширенное воспроизводство ядерного горючего (бридинг) позволяет вовлечь в топливный баланс ядерной энергетики кроме изотопа $^{235}_{92}U$ (0,71 % в природном уране), сырьевые изотопы $^{238}_{92}U$ (99,3 % в природном уране) и $^{232}_{90}Th$ (запасы последнего на земле примерно такие же, как и запасы урана) путем переработки их в искусственное ядерное горючее — $^{239}_{94}Pu$ и $^{233}_{92}U$ (см. кн. 1, § 6.8).

При осуществлении бридинга из урана можно получить примерно в 100 раз больше энергии, чем при сжигании только $^{235}_{92}U$. Это означает, что экономически выгодным становится использование гораздо более бедных руд, запасы урана в которых много больше, чем названные выше величины.

Более высокое КВ в реакторах на быстрых нейтронах по сравнению с реакторами на тепловых нейтронах достигается за счет лучших ядерно-физических свойств топливных материалов при высоких энергиях нейтронов. Величина КВ может быть оценена из баланса нейтронов в цепной реакции деления по формуле (2.7).

Во-первых, будущая энергетика, вероятно, потребует реакторов разных типов, как бридеров с $КВ_б > 1$, так и не бридеров с КВ < 1, для использования в различных секторах энергопроизводства. Бридеры должны будут тогда обеспечивать топливом не только себя, но и другие реакторы, причем отношение мощностей тех и других будет тем большим, чем выше $КВ_б$:

$$N/N_б \approx (КВ_б - 1)/(1 - КВ)$$

(N — мощность реакторов с КВ < 1).

Во-вторых, в условиях наращивания мощностей бридеров $N_б$ необходимо избыточное производство делящегося вещества для загрузки вновь вводимых бридеров.

Кроме загрузки Pu в реактор (g тонн/ГВт) определенное количество его ($g_{вн}$) должно находиться во внешнем топливном цикле, причем тем больше, чем больше отношение длительностей выдержки и переработки топлива $\tau_{вн}$ и среднего времени облучения топлива в реакторе $\tau_р$:

$$g_{вн} = (\varphi\tau_{вн}/\tau_р)\, g$$

(φ — коэффициент использования мощности).

Чем больше КВ и φ и меньше g и $\tau_{вн}$, тем выше темп ω, с которым можно наращивать мощности быстрых реакторов. Обычно вводят обратную величину — время удвоения

$$\tau_2 = \frac{\ln 2}{\omega} = \frac{g\left(1 + \dfrac{\varphi\tau_{вн}}{\tau_р}\right)}{\xi\,\dfrac{(1+\alpha)}{1+\beta}\,(КВ - 1)} \ln 2, \qquad (2.68)$$

которое должно составить $\tau_2 \approx 10$ лет, если требуется ввод бридеров с темпом $\omega \approx 7$ % в год.

Процесс бридинга требует осуществления замкнутого топливного цикла: облучение в реакторе → выдержка облученного топлива в целях снижения активности и остаточного тепловыделения → транспортировка на радиохимический завод → очистка от осколков и выделение Pu → изготовление нового топлива → постановка в реактор.

Поэтому топливо значительное время $\tau_{вн}$ оказывается «замороженным» во внешнем топливном цикле.

Величина $\tau_{вн}$ определяется, в первую очередь, выдержкой облучаемого топлива и составляет 1,5—3 года. Среднее время облучения топлива в реакторе $\tau_р$ составляет $\approx 1{,}5$ года. Отсюда видно, что количество топлива во внешнем топливном цикле оказывается близким к количеству топлива в реакторе.

Увеличение КВ и уменьшение времени удвоения может быть достигнуто за счет: 1) использования более плотных, чем окись, топлив (монокарбиды UC—PuC, металлические сплавы и др.) с меньшим содержанием замедляющих примесей; 2) уменьшения длительности внешнего топливного цикла $\tau_{вн}$; 3) увеличения энергонапряженности и глубины выгорания топлива ($\tau_р \sim z$). Требование высокой энергонапряженности делящегося материала при большой его концентрации в активной зоне приводит к необходимости иметь большие удельные тепловые нагрузки ($q_V \sim 500$ кВт/л), что существенно выше, чем в реакторах на тепловых нейтронах (см. п. 2.2.2). Получение таких больших значений q_V возможно за счет уменьшения диаметра твэлов до 5—6 мм и подбора теплоносителя с хорошими теплофизическими свойствами и в то же время слабо замедляющего нейтроны. В настоящее время все БН охлаждаются натрием.

2.8.2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ БН

Жидкий натрий как теплоноситель выдвигает ряд требований к оборудованию и эксплуатации АЭС. Температура плавления

Таблица 2.14. **Основные характеристики реакторных установок на быстрых нейтронах**

Характеристики	БН-350	БН-600	БН-1600 (проект)
Тепловая мощность, МВт	1000	1470	4200
Электрическая мощность, МВт	350 *	600	1600
Тип компоновки: I контур II контур	Петлевая »	Интегральная Петлевая	
Максимальная температура теплоносителя (первый контур/второй контур), °С	500/450	550/520	550/505
Параметры пара на входе в турбину: давление, МПа температура, °С	 4,9 435	 14,2 505	 13,0 490—510
Температура питательной воды, °С	158	240	210—240
Число зон обогащения топлива	2	2	2—3
Количество топливных сборок (внутренняя зона/внешняя зона/боковой экран)	109/117/412	209/162/380	—
Эквивалентный диаметр активной зоны и бокового экрана, м	1,58/2,64	2,06/2,88	3,35/—
Высота (активная зона/сборка в целом), м	1,06/3,5	0,75/3,5	1,0/—
Высота торцевых экранов, м: верхнего нижнего	 0,6 0,6	 0,4 0,4	 — —
Толщина бокового экрана, м	0,4	0,4	—
Коэффициент воспроизводства	1,0 **—1,4 ***	0,9 **—1,3 ***	1,3—1,4
Выгорание топлива, МВт·сут/кг: максимальное среднее	 50	 100	 — —
Линейная плотность теплового потока, кВт/м: максимальная для активной зоны максимальная для экрана средняя для активной зоны	 44 43 21	 53 43 36	 — — —
Энергонапряженность средняя для всей зоны, МВт/м^3	430	350	470

* Эффективная электрическая мощность. Отпускаемая электрическая мощность БН-350 составляет 150 МВт, остальная идет на опреснение 120 тыс. м^3 в сутки морской воды.
** Загрузка активной зоны UO_2.
*** Загрузка активной зоны $UO_2 + PuO_2$.

Продолжение табл. 2.14

Характеристики	БН-350	БН-600	БН-1600 (проект)
Интервал перегрузки топлива (равновесный режим), мес	2	5	4—5
Топливо активной зоны	Обогащенный UO_2; $UO_2 + PuO_2$	Обогащенный UO_2; $UO_2 + PuO_2$	—
Топливо экранов	Обедненный UO_2	Обедненный UO_2	—
Объемные доли активной зоны:			
топливо	0,46	0,45	—
натрий	0,32	0,33	—
другие	0,22	0,22	—
Масса топлива в активной зоне, 10^{-3} кг	7,3	8,5	—
Конфигурация решетки твэлов активной зоны и экранов	Стержни с треугольным шагом в гексагональных сборках		
Материал оболочки твэлов	Х16Н15М3Б		—
Наружный диаметр твэла (активная зона/экран боковой), мм	6,1/14,2	6,9/14,2	—
Число твэлов в сборке (активная зона/экран боковой)	169/37	127/37	—
Реакторный бак (петлевой вариант) или бак I контура (интегральный вариант)	Петлевой	Интегральный	Интегральный
Размеры, м:			
диаметр	6,0	12,8	18,3
высота	11,9	12,6	18,0
Число петель (I контур/II контур)	6/6	3/3	4/4
Расход теплоносителя по I контуру, кг/с	4,46	6,05	16,6
Температура теплоносителя (горячая ветвь/холодная ветвь), °С:			
I контур	500/300	550/380	550/350
II контур	450/270	520/320	505/310
Число насосов на петлю (I контур/II контур)	1/1	1/1	1/1
Промежуточные теплообменники (ПТО); тип конструкции	2 корпуса с 3 трубными пучками; каждый на петлю	Кожухотрубный, извлекаемый трубный пучок	—
Число ПТО на петлю I контура	1	2	—

Продолжение табл. 2.14

Характеристики	БН-350	БН-600	БН-1600 (проект)
Наружный диаметр трубопроводов (горячая ветвь/холодная ветвь), м: I контур	0,630/0,529	—	—
II контур	0,529/0,529	0,82/0,82	—
Давление аргона над уровнем натрия (I контур/II контур), МПа	0,09/0,15	0,04/0,15	—
Скорость натрия в трубопроводах (I контур/II контур), м/с	4/5	—/5	—
Расход натрия, отбираемого на очистку, %	≈ 3	≈ 3	—
Способ очистки теплоносителя I и II контуров	Холодная ловушка		—

натрия высока (98 °С), поэтому для пуска станции с нуля требуется предварительный электроразогрев всего оборудования и трубопроводов. Нельзя допустить контакта радиоактивного натрия с водой, поскольку попадание воды в натрий может привести к бурной химической реакции с выделением теплоты и водорода и с образованием щелочи, окислов, гидридов натрия. В связи с этим обязательно применение второго (промежуточного) контура, давление в котором больше, чем в первом. В качестве теплоносителя второго контура обычно используется также жидкий натрий.

Основные характеристики реакторных установок на быстрых нейтронах БН-350, БН-600, а также проектируемой на электрическую мощность 1600 МВт представлены в табл. 2.14.

Реакторы на быстрых нейтронах имеют относительно небольшие размеры. Это приводит к значительной вероятности вылета нейтронов из активной зоны. Чтобы эти нейтроны использовались для получения нового горючего, активная зона окружается воспроизводящим экраном (зоной воспроизводства), содержащим, как правило, обедненный $^{235}_{92}U$.

Воспроизводство горючего осуществляется как в активной зоне (КВА), так и в экране КВЭ и КВ = КВА + КВЭ. Коэффициент воспроизводства активной зоны КВА зависит от соотношения концентраций $^{238}_{92}U$ и Pu в активной зоне. КВА ≈ 1 достигается при концентрации делящегося материала $x \approx 9 \div 11$ %, что может быть осуществлено по условиям критичности лишь для реакторов достаточно больших размеров.

При этом условии скорость выгорания в активной зоне и скорость его накопления примерно равны, и поэтому коэффициент размножения реактора мало изменяется во времени.

Это обстоятельство заметно облегчает задачу регулирования реактивности больших быстрых реакторов, уменьшает количество органов ее компенсации. Одновременно упрощается и задача поддержания стабильного во времени распределения энерговыделения по реактору.

Вследствие высокой энергонапряженности быстрого реактора и стремления к снижению объемной доли теплоносителя (Na) высота активной зоны ограничена допустимыми величинами подогрева Na. Обычно высота активной зоны быстрого натриевого реактора составляет около 1 м, а увеличение мощности достигается за счет увеличения диаметра. В результате активные зоны быстрых реакторов большой мощности оказываются сильно уплощенными с отношением диаметра к высоте, равным $D/H \approx 2 \div 3$.

Избыточное давление внутри корпусов реакторов с натриевым теплоносителем не превышает 0,05—0,1 МПа. Это позволяет выполнить корпус реактора диаметром 1,5—2,5 м с толщиной стенки 30—50 мм. Такой корпус, как показывает опыт строительства и эксплуатации БР, может быть сварен из элементов, изготовленных в заводских условиях. В корпусе больших размеров размещаются активная зона с экранами, хранилище кассет, промтеплообменники, насосы. Такая компоновка, реализованная в БН-600 (рис. 2.26), получила название *интегральной* (баковой) в отличие от *петлевой* (традиционной для атом-

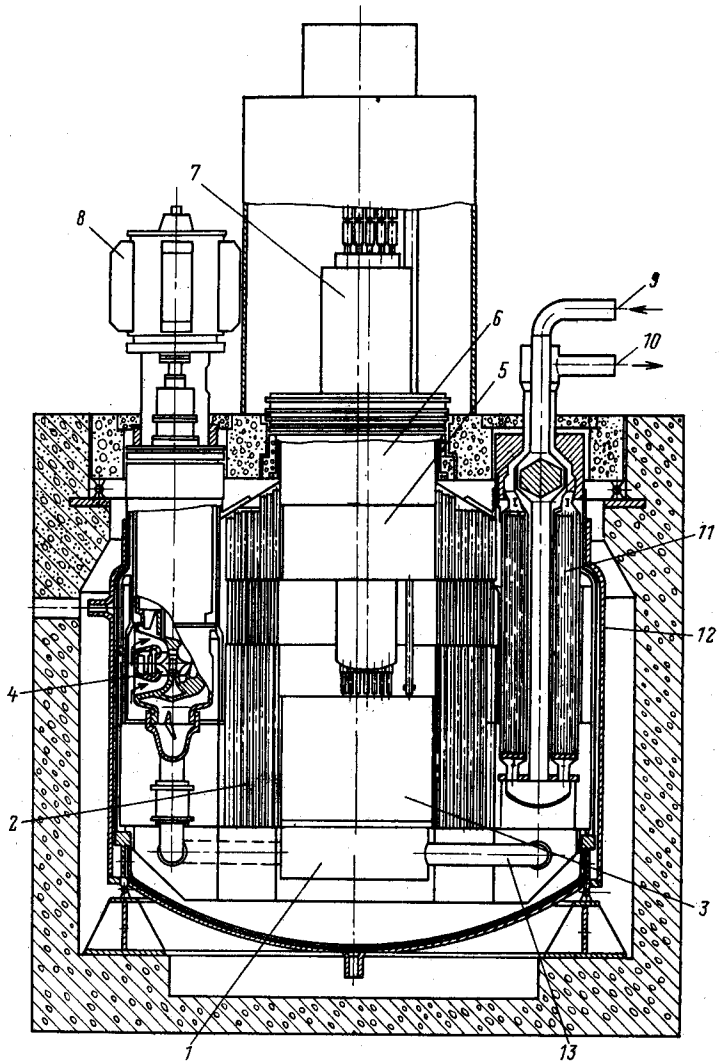


Рис. 2.26. Реактор на быстрых нейтронах БН-600 (интегральная компоновка):
1 — напорная камера; *2* — нейтронная защита; *3* — активная зона; *4* — насос I контура; *5* — малая поворотная пробка; *6* — большая поворотная пробка; *7* — колонка СУЗ; *8* — электродвигатель насоса I контура; *9*, *10* — подвод и отвод натрия II контура; *11* — промежуточный теплообменник; *12* — корпус с кожухом и теплоизоляцией; *13* — напорный трубопровод

ной энергетики), в которой указанные элементы размещаются отдельно и соединяются трубопроводами.

Основными достоинствами интегральной компоновки являются: 1) большой объем теплоносителя в одном баке. Это обеспечивает значительную тепловую инерцию, что позволяет более просто решать вопросы аварийного расхолаживания и смягчать тепловые удары в переходных режимах; 2) возможность более надежно обеспечить герметичность I контура, поскольку весь бак реактора можно поместить во вторичный герметичный кожух.

Повышенные требования к надежности охлаждения (в том числе аварийного расхолаживания) и аварийной защите БР связаны с более высокой, чем обычно в тепловых реакторах, энергонапряженностью активной зоны (достигающей 500 кВт/л), с относительно низкой долей запаздывающих нейтронов β при использовании Pu в качестве горючего (для смешанного U—Pu топлива $\beta \approx 0{,}4$ % вместо $\beta \approx \approx 0{,}7$ % для $^{235}_{92}U$).

Поток быстрых нейтронов в реакторах типа БН достигает $\Phi_6 \approx 10^{16}$ нейтр/(см^2·с)

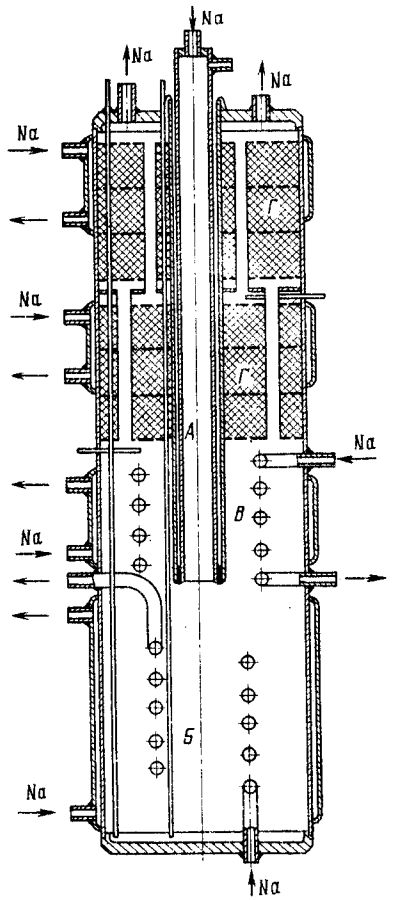


Рис. 2.27. Конструкция «холодной ловушки» с охлаждаемым отстойником:

А — входная труба; *Б* — отстойник; *В* — зона окончательного охлаждения; *Г* — фильтр

[по сравнению с обычными для тепловых реакторов $\Phi_6 \approx 10^{13} \div 10^{14}$ нейтр/(см^2·с)]. В связи с этим за год работы конструкционные материалы тепловыделяющих сборок получают интегральное облучение (флюэнс) $\Phi_6\tau \approx 10^{23}$ нейтр/см^2. При таких величинах флюэнса возможно радиационное повреждение материала, приводящее к его «вакансионному» распуханию, охрупчиванию, радиационной ползучести. Радиационное повреждение является одной из главных проблем выбора материалов для быстрых реакторов.

Все оборудование как первого, так и второго контуров существенно отличается от применяемого при других теплоносителях. В системе трубопроводов должны быть предусмотрены установки для очистки натрия от оксидов и гидридов, так называемые «холодные ловушки» (рис. 2.27), обеспечивающие охлаждение некоторой части теплоносителя до температур, при которых оксиды выпадают в осадки и могут быть отфильтрованы.

Основные характеристики главных циркуляционных насосов реакторов на быстрых нейтронах приведены в табл. 2.15.

2.8.3. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА РЕАКТОРОВ ТИПА БН

Последовательность и методика теплогидравлического расчета изложены в § 2.3. Здесь рассматриваются лишь особенности такого расчета применительно к реакторам на быстрых нейтронах, которые обусловлены большим подогревом теплоносителя в активной зоне, плотной упаковкой твэлов, сравнительно высокой температурой теплоносителя в реакторе. В задачу теплогидравлического расчета реактора на быстрых нейтронах входит определение температур топливного сердечника и оболочки, а также расхода теплоносителя через ТВС активной зоны и бокового экрана. Порядок расчета следующий.

1. Из физического расчета предварительно определяются поля энерговыделений в активной зоне, боковом и торцевых экранах в разные моменты кампании реактора.

2. По заданной тепловой мощности реактора и соотношению тепловой мощности активной зоны и бокового экрана рассчитывается расход теплоносителя через активную зону и боковой экран.

3. По данным п. 1 находится твэл, имеющий максимальную за всю кампанию реактора мощность в каждой ТВС.

4. По этим значениям мощности рассчитывается расход теплоносителя через все сборки (кассеты) активной зоны и бокового экрана.

5. Тепловыделяющие сборки, отличающиеся по мощности не более чем на 3—5 %, объединяются в группы — радиальные зоны дросселирования. В пределах зоны все ТВС имеют один и тот же расход теплоносителя, равный расходу через наиболее напряженную сборку данной зоны. Расход теплоносителя по зонам дросселирования подбирается из условия обеспечения примерно равного подогрева теплоносителя по кассетам с проверкой не превышения допустимых температур топлива и оболочки во всех сборках.

6. После распределения теплоносителя по зонам дросселирования производятся детальные тепловой и гидравлический расчеты наиболее напряженных ТВС активной зоны и экранов. Исходя из условий изолированности ячеек определяются подогревы теплоносителя в центральных, боковых и угловых ячейках. В связи с большими по-

Таблица 2.15. **Основные характеристики главных циркуляционных насосов реакторов на быстрых нейтронах**

Характеристика	БН-350		БН-600	
	I контур	II контур	I контур	II контур
Перекачиваемая жидкость	Na	Na	Na	Na
Напор насоса, МПа	1,08	0,67	0,87	0,57
Подача насоса, 10^{-3} м³/ч	17,0	18,6	48,0	44,0
КПД, %	70	72	76	80
Температура перекачиваемой среды, °С	300	270	380	320
Давление газа в контуре, МПа	0,19	0,26	0,14	0,3
Регулирование вращения, $с^{-1}$	Ступенчатое: 4,16 и 16,7; две обмотки в электродвигателе		Плавное: 1 : 4; двигатель с фазным ротором	
Тип подшипника в перекачиваемой среде	Насос консольного типа без подшипника в теплоносителе		Гидростатический подшипник с взаимообратным щелевым дросселированием	
Способ герметизации внутренней полости	Механическое уплотнение, электродвигатель расположен в зоне обслуживания			
Место установки насоса	В верхней точке на холодной ветви контура		Погружной, на холодной ветви контура	На холодной ветви контура

догревами теплоносителя в БН ($\Delta t_р = 150 \div 200$ °С) стремятся к тому, чтобы через все ячейки ТВС обеспечивался по возможности одинаковый расход теплоносителя. Это достигается в основном путем установки вытеснителей в пристенные ячейки. Как правило, максимальная скорость теплоносителя в пространстве между твэлами не превышает 10 м/с. Средняя температура теплоносителя на выходе из реактора $t_р$, как правило, ниже температуры теплоносителя на выходе из наиболее напряженной ячейки $t_{яч}^{макс}$. Эта разница определяется неравномерным распределением энерговыделения по радиусу ТВС, ступенчатым дросселированием расхода, «холодными» протечками в камеру под активной зоной теплоносителя, охлаждающего органы регулирования и ряд элементов конструкции реактора. Приближенно разницу можно учесть с помощью коэффициента разбавления

$$K_р = \Delta t_{яч}^{макс} / \Delta t_р.$$

Анализ показывает, что значение $K_р$ для реакторов типов БН-350, БН-600 находится в пределах 1,4—1,5. С увеличением тепловой мощности и соответственно уменьшением непроизводительных протечек теплоносителя помимо активной зоны значения $K_р$ уменьшаются.

Коэффициент теплоотдачи от оболочки твэла к натрию в продольно омываемых шахматных пучках твэлов рассчитывается по формуле [16]

$$\alpha = (\xi/d_г)\ \{0{,}58\ Pe^{0{,}45}\ [1{,}103\ (a/d_0)^2 - 1]^{0{,}55}\},$$

где $d_г$ — гидравлический диаметр оболочки; d_0 — внешний диаметр оболочки; a — шаг решетки. При расчете гидравлического сопротивления пучка твэлов коэффициент трения по длине ξ (в стабилизированной области) может быть рассчитан по формулам, приведенным в п. 2.3.5, или по известной формуле для гладких труб [см. кн. 2, п. 1.6.2]. Наличие дистанционирования твэлов (проволочная навивка или реббра), как показывает сравнение расчета

с экспериментом, увеличивает гидравлическое сопротивление на 10—15 %. Меньшая величина относится к ТВС активной зоны, бо́льшая — к боковому экрану.

Перепад температур в газовом зазоре между твэлом и оболочкой может составлять 300—500 °С. В практике расчетов быстрых реакторов на оксидном топливе значение теплопроводности этого зазора $\lambda_{заз}$ принимается равной 0,5 Вт/(см·°С), что подтверждается и экспериментальными данными.

При расчете перепада температур в оксидном урановом сердечнике значение теплопроводности $\lambda_c^{UO_2}$ принимается из рис. 2.1 или по формуле (2.56). Номинальная температура внутренней поверхности оболочки твэла и в центре твэла рассчитывается соответственно по формулам (2.54) и (2.55).

При охлаждении жидким натрием твэлов с оксидным топливом координата максимальной температуры оболочки находится на уровне верхнего торца активной зоны, а максимальная температура топлива — в середине (по высоте) активной зоны.

Для наиболее нагруженного твэла (или группы твэлов) необходимо знать максимально возможные температуры внутренней поверхности оболочки и центра топливного сердечника с учетом возможных отклонений параметров от номинальных. Наиболее существенными факторами, определяющими эти отклонения, являются погрешность расчета полей энерговыделения в активной зоне и допуска на среднюю плотность топлива и на внутренние диаметры оболочки твэла и шестигранной трубы. Приближенно можно считать, что

$$q_{макс} = q_{ном} + \Delta q.$$

Практика расчетов показывает, что все отклонения могут быть учтены, если принять, что $\Delta q = (0{,}1 \div 0{,}15) q_{ном}$. Соответственно максимальные значения температур оболочки и топлива будут определяться по формулам (2.54) и (2.55) при условии, что

$$q_{макс}(z) = (1{,}1 \div 1{,}15)\, q_{ном}(z).$$

Воспроизводство нового горючего является главной целью разработки быстрых бридеров, поскольку оно обеспечит экономичность ядерной энергетики и при исчерпании богатых урановых руд. Но и тогда, а тем более в ближайшее время при относительно низких ценах на уран другие, т. е. нетопливные, составляющие затрат будут играть весьма важную роль в оценке экономики бридеров. Между тем основная — *капитальная* — составляющая затрат на бридеры оказывается на 30—50 % более высокой по сравнению с таковой для легководных реакторов.

Поэтому разработки следующих поколений быстрых реакторов направлены как на повышение воспроизводства, так и на поиски более простых и дешевых технических решений.

Наряду с усовершенствованием натриевых реакторов изучаются возможности использования и других теплоносителей: гелия, углекислого газа, водяного пара.

Уран $^{235}_{92}U$ не воспроизводится и поэтому не может играть большой роли в топливном балансе крупномасштабной ядерной энергетики с реакторами на быстрых нейтронах. Однако на начальной стадии развития БР $^{235}_{92}U$ также находит применение в реакторах-размножителях.

Наилучшим видом горючего для реактора на быстрых нейтронах с достаточно жестким спектром нейтронов является плутоний, обладающий значительно большей величиной $\frac{\nu}{1+\alpha}$ (см. п. 2.2.3) по сравнению с $^{235}_{92}U$ или $^{233}_{92}U$. КВ реактора с $^{239}_{94}Pu$ оказывается на величину 0,2—0,4 более высоким, а критическая загрузка на 20—40 % меньшей. Использованию цикла $^{232}_{90}Th - ^{233}_{92}U$ препятствует также в несколько раз меньшее сечение деления $^{232}_{90}Th$ быстрыми нейтронами по сравнению с $^{238}_{92}U$, ведущее к меньшей величине коэффициента размножения на быстрых нейтронах.

Однако возможен смешанный U—Pu—Th цикл, в котором торий используется лишь в экране в качестве сырья для производства $^{233}_{92}U$. Кроме того, при смягчении спектра нейтронов разница между физическими характеристиками плутония и $^{233}_{92}U$ (и $^{235}_{92}U$) уменьшается. Поэтому не исключено, что в будущих быстрых реакторах найдет применение наряду с $^{239}_{94}Pu$ и $^{233}_{92}U$.

Реализация бридинга требует замкнутого топливного цикла, и поэтому создание соответствующих производств представляет собой ближайшую задачу, определяющую развитие реакторов на быстрых нейтронах.

Достижение экономической конкурентоспособности требует оптимизации конструкции с максимальным использованием преимуществ быстрого реактора, связанных с высоким воспроизводством и КПД, глубоким выгоранием топлива, низкими давлениями в контуре охлаждения.

Низкое давление в реакторном контуре и высокая температура кипения натрия являются важнейшими факторами и в обеспечении безопасности быстрых реакторов, что с ростом масштабов ядерной энергетики становится главной задачей реакторных разработок.

Таблица 2.16. **Основные тепловые, гидравлические и конструкционные характеристики горизонтальных ПГ АЭС с ВВЭР**

Характеристика	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Тепловая мощность, МВт	229,3	750
Паропроизводительность, кг/с	126	408
Давление пара, МПа	4,6	6,27
Температура, °С:		
пара	260	278,5
питательной воды	223	220
Расход теплоносителя, кг/с	1345	4100
Давление теплоносителя, МПа	12,3	15,7
Температура теплоносителя, °С:		
на входе в ПГ	299	320
на выходе из ПГ	269,8	289,0
Среднелогарифмический температурный напор, °С	21,6	23,1
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К)	4300	6370
Средняя плотность теплового потока, Вт/м^2	$92{,}8 \cdot 10^3$	$147 \cdot 10^3$
Площадь теплопередающей поверхности (по наружному диаметру труб), м^2:		
расчетная	2123	5096
фактическая	2510	6115
Тепловая мощность единицы объема теплопередающей поверхности, МВт/м^3	22,8	30,7
Средняя скорость, м/с:		
теплоносителя в трубах	2,62	4,2
выхода пара с зеркала испарения	0,24	0,382
пара на входе в жалюзийный сепаратор	0,323	0,38
Влажность пара на выходе из ПГ, %, не более	0,25	0,25
Масса ПГ, т	163	321
Масса ПГ на единицу тепловой мощности, т/МВт	0,713	0,428
Теплопередающая поверхность ПГ:		
диаметр и толщина стенки труб, мм	16×1,4	16×1,5
число труб	5536	11 000
средняя длина, м	9,25	11,3
общая длина, м	51 525	124 460
масса труб, т	25,92	66,7
шаг между трубами по высоте пучка, мм	24	19
шаг между трубами по ширине пучка, мм	30	23
Коллектор теплоносителя:		
внутренний диаметр на участке завальцовки труб, мм	800	834
толщина стенки на этом участке, мм	136	168
число рядов отверстий для завальцовки труб (по высоте)	76	110
шаг между отверстиями в горизонтальном ряду, мм	23	21,8
Корпус ПГ:		
внутренний диаметр корпуса, мм	3210	4000
толщина центральной обечайки, мм	135	145
толщина боковых обечаек, мм	75	105
длина корпуса, м	11,8	13,84
Коллектор питательной воды:		
внутренний диаметр коллектора, мм	150	270
длина, мм	5720	9300
число раздающих труб	355	16
внутренний диаметр раздающих труб, мм	20	

Продолжение табл. 2.16

Характеристика	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Жалюзийные сепараторы:		
число рядов	2	8
угол наклона ряда к горизонту, град	16	60
высота над уровнем воды, мм	560	650
Погруженный дырчатый щит:		
расстояние от оси верхнего ряда труб, мм	—	260
диаметр отверстий в щите, мм	—	15
шаг расположения отверстий (по квадрату), мм	—	52
Внутренний диаметр трубопроводов:		
подвода и отвода теплоносителя, мм	495	870
подвода питательной воды, мм	244	382
отвода свежего пара, мм	437	580
Удельный запас воды, кг/МВт(э.)	490	210

2.9. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ АЭС

В двух- и трехконтурных АЭС рабочий пар производится в парогенераторах (ПГ) — рекуперативных теплообменных аппаратах, в которых тепловая энергия от теплоносителя передается рабочему телу через теплопередающую поверхность.

В общем случае ПГ АЭС может включать в себя следующие элементы: водяной экономайзер, испаритель, пароперегреватель и промежуточный пароперегреватель (промпароперегреватель).

Промежуточный перегрев пара может осуществляться в специальных теплообменных аппаратах, не входящих в состав ПГ (см. § 3.11 данного Справочника).

Парогенераторы классифицируются:

а) по виду теплоносителя — с водным, жидкометаллическим, газовым, органическими и другими теплоносителями;

б) по способу организации движения рабочего тела в испарителе — ПГ с естественной циркуляцией, с многократной принудительной циркуляцией, прямоточные; к парогенераторам с естественной циркуляцией относятся также ПГ с погруженной теплопередающей поверхностью (см. § 2.10);

в) по количеству корпусов, в которые заключена теплопередающая поверхность:

однокорпусные — все элементы ПГ расположены в одном корпусе;

многокорпусные — отдельные элементы имеют самостоятельные корпуса;

секционные — ПГ состоит из нескольких соединенных параллельно по теплоносителю и рабочему телу секций, имеющих общие системы регулирования расхода питательной воды;

секционно-модульные — секции ПГ состоят из отдельных модулей — теплообменников, в которых располагаются отдельные элементы ПГ.

2.10. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ АЭС С ВВЭР

2.10.1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ ПГ БЛОКОВ ВВЭР-440 И ВВЭР-1000

Парогенераторы блоков АЭС с реакторами ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 — горизонтально расположенные теплообменные аппараты корпусного типа.

Основные теплогидравлические и конструкционные характеристики их приведены в табл. 2.16.

В каждой из шести циркуляционных петель реактора ВВЭР-440 установлено по одному парогенератору (рис. 2.28). Общая паропроизводительность блока составляет 504 кг/с насыщенного пара. Генерация пара и его сепарация осуществляются в одном корпусе. Материал корпуса — сталь 22К.

Снизу к центральной части корпуса приварены входной и выходной коллекторы теплоносителя (рис. 2.29), изготовленные из стали 08Х18Н10Т. Аустенитная сталь выбрана в целях уменьшения выхода продуктов коррозии в теплоноситель. Коллекторы расположены симметрично относительно вертикальной оси ПГ на расстоянии 750 мм от нее в продольном и поперечном направлениях. К переходным кольцам коллекторов приварены трубопроводы для подвода и отвода теплоносителя. В верхней части коллекторы уплотняются съемными крышками (рис. 2.30), которые позволяют иметь доступ к местам завальцовки труб теплопередающей поверхности для ревизии и ремонтных работ. Возможные утечки теплоносителя через уплотнительные прокладки крышек отводятся из ПГ по трубке из объема между прокладками. Трубка выводится из коллектора через штуцер на переходном кольце. Здесь же расположен штуцер для вывода трубки воздушника.

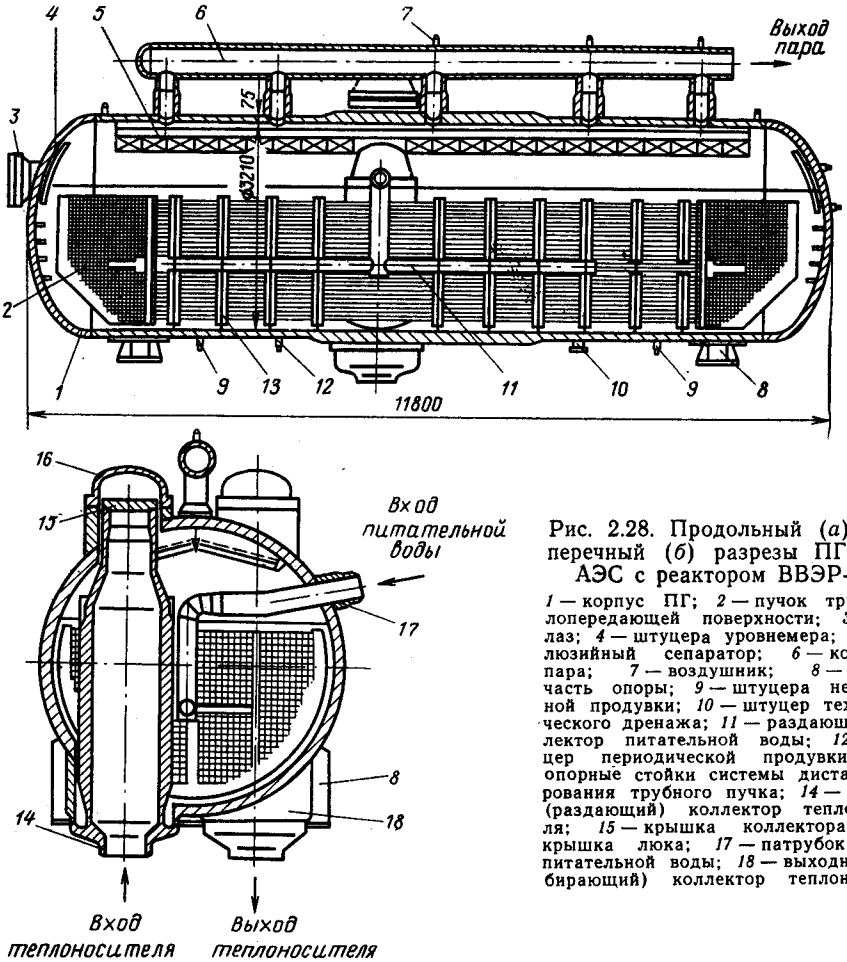


Рис. 2.28. Продольный (*а*) и поперечный (*б*) разрезы ПГ блока АЭС с реактором ВВЭР-440:

1 — корпус ПГ; *2* — пучок труб теплопередающей поверхности; *3* — люклаз; *4* — штуцера уровнемера; *5* — жалюзийный сепаратор; *6* — коллектор пара; *7* — воздушник; *8* — верхняя часть опоры; *9* — штуцера непрерывной продувки; *10* — штуцер технологического дренажа; *11* — раздающий коллектор питательной воды; *12* — штуцер периодической продувки; *13* — опорные стойки системы дистанционирования трубного пучка; *14* — входной (раздающий) коллектор теплоносителя; *15* — крышка коллектора; *16* — крышка люка; *17* — патрубок входа питательной воды; *18* — выходной (собирающий) коллектор теплоносителя

Для присоединения труб теплопередающей поверхности в коллекторе просверлено 5536 отверстий, расположенных в шахматном порядке. Трубки развальцовываются на всю толщину стенки коллектора с помощью энергии взрыва. Перед развальцовкой торцы труб привариваются к стенке коллектора аргонодуговой сваркой. Материал труб теплопередающей поверхности — сталь 08Х18Н10Т. Используются трубы с электрохимполированной внутренней и шлифованной внешней поверхностями.

Трубный пучок теплопередающей поверхности состоит из U-образных змеевиков с коридорным расположением их внутри пучка. Максимальная длина змеевика не превышает 12 м, что позволяет применять трубы без сварных швов.

Трубы в пучке дистанционированы с помощью фигурных и плоских пластин (рис. 2.31), причем последние обеспечивают жесткость дистанционирующей решетки. Пластины крепятся к вертикальным опорным стойкам, а также к ребрам, приваренным к стенке корпуса. Материал дистанционирующих пластин — сталь 12Х18Н10Т.

Трубный пучок занимает нижнюю и среднюю части объема ПГ.

Питательная вода подводится к ПГ по трубопроводу, приваренному к патрубку входа питательной воды; к последнему приварена также труба, соединяющая патрубок с коллектором питательной воды.

Вода из коллектора по раздающим трубам поступает в межтрубное пространство на сторону входного (раздающего) коллектора теплоносителя. Подача питательной воды на входную (по теплоносителю) часть трубного пучка выбрана в целях выравнивания производства пара по объему.

В ПГ нет отдельно выделенного экономайзерного участка: нагрев воды до температуры кипения осуществляется за счет

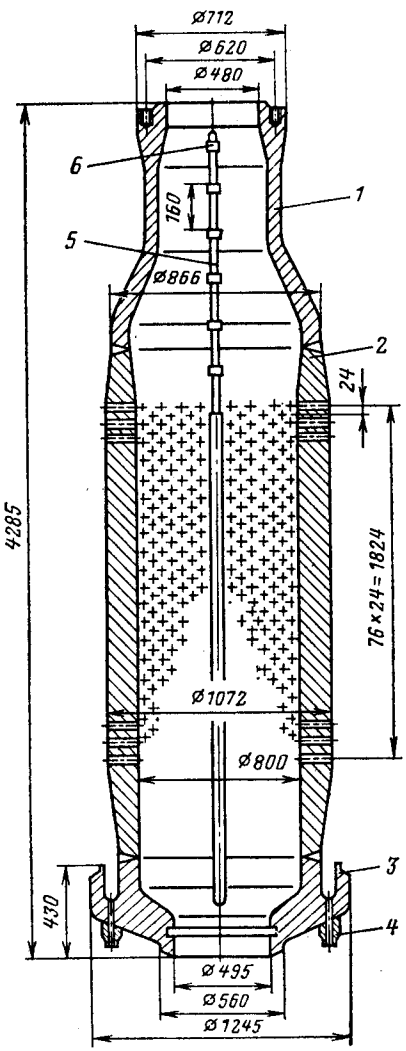


Рис. 2.29. Коллектор теплоносителя:
1 — фланец; *2* — камера; *3* — кольцо переходное; *4* — штуцер дренажа; *5* — трубка воздушника; *6* — скоба

конденсации части пара в межтрубном пространстве.

В объеме над зеркалом испарения происходит *сепарация пара*. Первая ступень ее — гравитационная (или осадительная) сепарация. Вторая ступень — осушка в жалюзийном сепараторе, расположенном в верхней части корпуса ПГ. Жалюзи — волнообразные пластины, выполненные из тонкого (0,8 мм) листа стали 12Х18Н10Т.

За сепаратором расположен дырчатый пароприемный щит, назначение которого — выравнивание распределения пара по паровому объему ПГ.

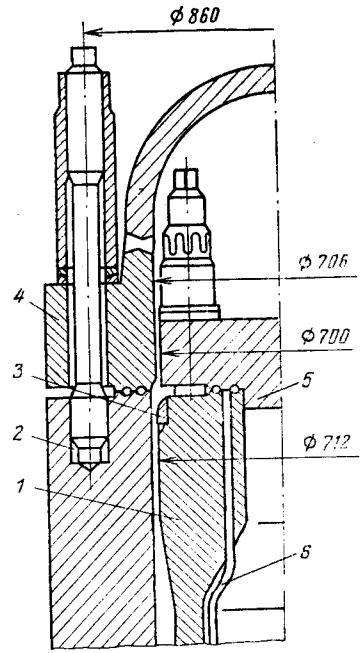


Рис. 2.30. Уплотнение верхней части коллектора теплоносителя:
1 — коллектор; *2* — патрубок люка; *3* — шпонка; *4* — крышка люка; *5* — крышка коллектора; *6* — трубка контроля протечек

На корпусе имеются отверстия со штуцерами для присоединения уровнемеров, контролирующих положение уровня

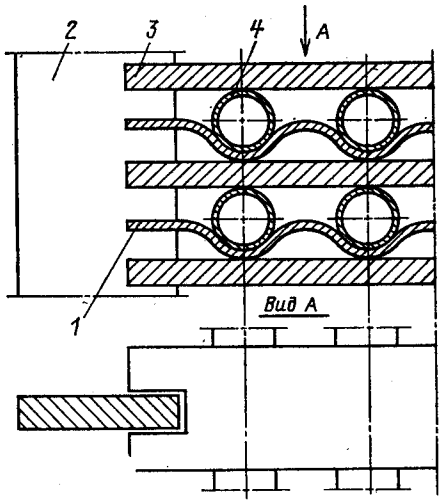


Рис. 2.31. Элементы дистанционирования змеевиков теплопередающей поверхности ПГ:
1 — фигурная пластина; *2* — стойка; *3* — промежуточная пластина; *4* — трубка теплопередающей поверхности

при эксплуатации ПГ и при заполнении его водой; вдоль нижней образующей расположены отверстия и штуцера для непрерывной и периодической продувки.

В верхней части корпуса на центральной обечайке расположены два люка, обеспечивающих доступ к крышкам коллекторов теплоносителя.

Снизу к боковым обечайкам приварены верхние части двух опор ПГ. Нижние части опор четырьмя ленточными подвесками, состоящими из шарниров, устройств, регулирующих длину подвески, и лент, крепятся к опорным деталям, заложенным в бетонные строительные конструкции бокса ПГ. Такая конструкция обеспечивает свободное перемещение ПГ, компенсирующее тепловое удлинение трубопроводов.

Продольный и поперечный разрезы ПГ блока ВВЭР-1000 показаны на рис. 2.32. В четырех циркуляционных петлях блока установлено по одному ПГ. Суммарная паропроизводительность блока составляет 1632 кг/с сухого насыщенного пара.

Увеличение мощности ПГ достигнуто не только за счет увеличения площади теплопередающей поверхности, но и за счет интенсификации теплообмена, полученной путем увеличения скорости теплоносителя и повышения теплонапряженности единицы объема теплопередающей поверхности (см. табл. 2.16).

Корпус ПГ и коллекторы теплоносителя изготавливаются из стали 10ГН2МФА, имеющей более высокие прочностные характеристики, чем сталь 22К. Коллекторы со стороны, омываемой теплоносителем, плакируются нержавеющей наплавкой толщиной 8 мм.

Коллекторы расположены симметрично относительно вертикальной оси ПГ. Трубки воздушников коллекторов и контроля протечек выводятся через отверстия в

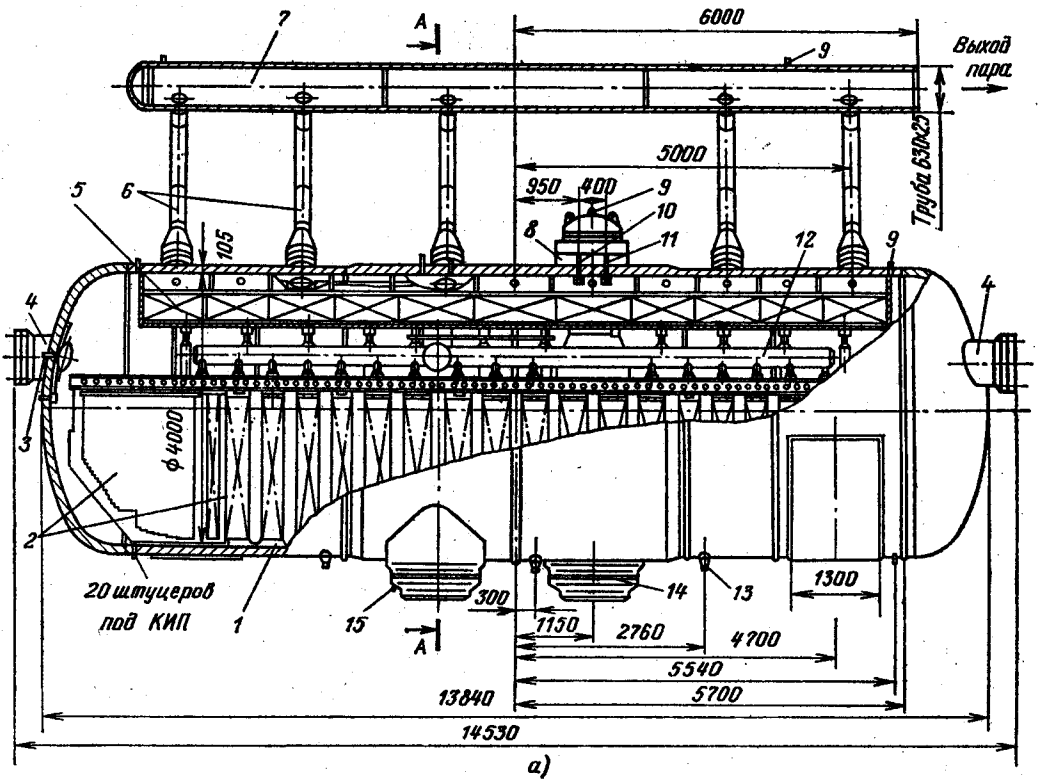


Рис. 2.32. Продольный (*а*) и поперечный (*б*) разрезы ПГ блока АЭС с реактором ВВЭР-1000:

1 — корпус ПГ; *2* — пучок труб; *3* — штуцера уровнемера; *4* — люк-лаз; *5* — жалюзийный сепаратор; *6* — пароотводящие трубы; *7* — коллектор пара; *8* — крышка люка; *9* — штуцер воздушника второго контура; *10* — штуцер контроля протечек; *11* — штуцер воздушника первого контура; *12* — коллектор питательной воды; *13* — штуцер продувки; *14* — патрубок коллектора; *15* — штуцер дренажа; *16* — входной коллектор теплоносителя; *17* — раздающие трубы питательной воды; *18* — парориемный потолок; *19* — трубы отвода отсепарированной влаги; *20* — погруженный дырчатый щит; *21* — выходной коллектор теплоносителя

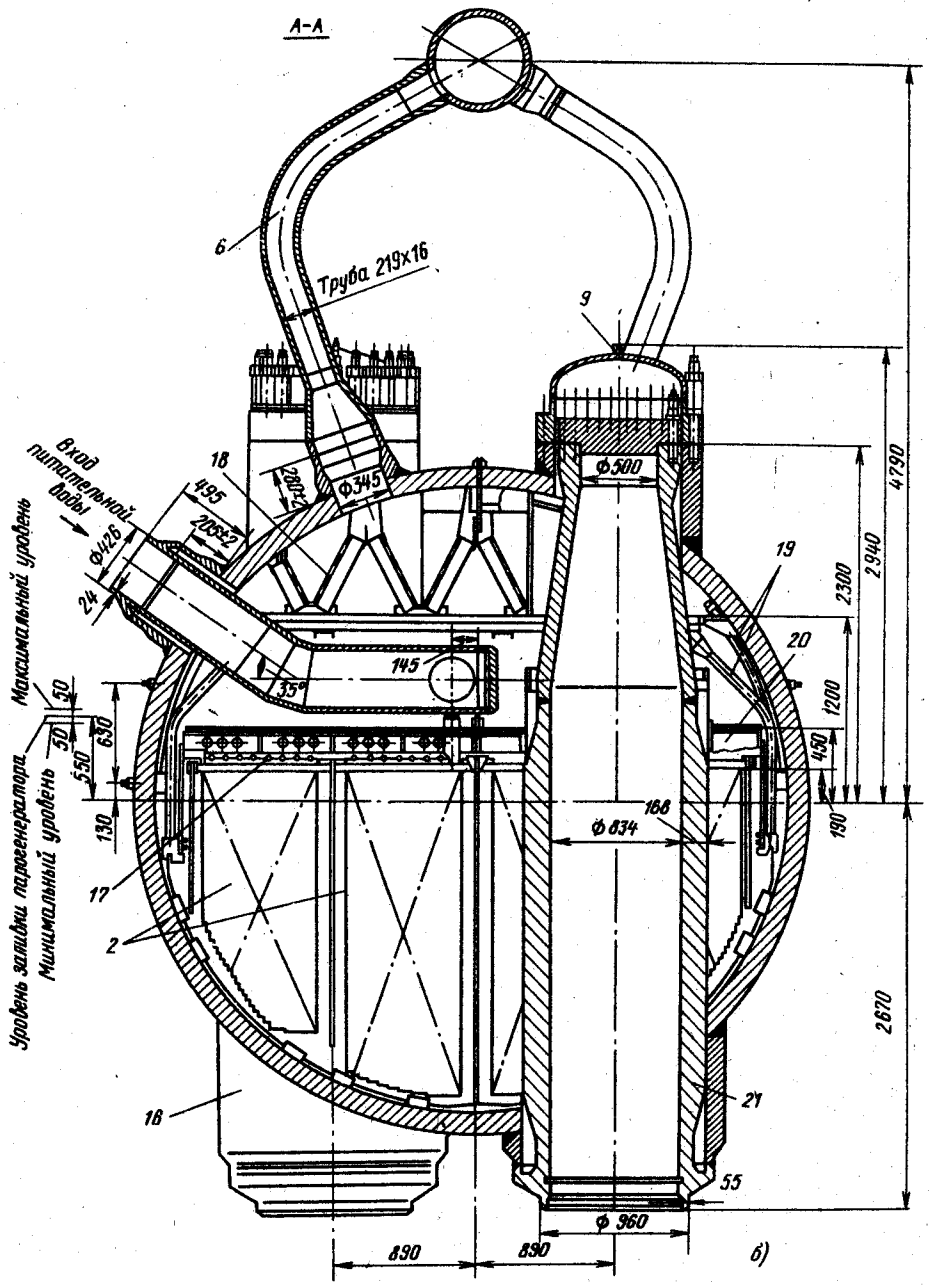


Рис. 2.32. Продолжение

стенке верхней конической части коллектора и через штуцера на боковой образующей корпуса ПГ.

Материал труб теплопередающей поверхности — аустенитная сталь 08Х18Н10Т. Расположение труб в трубном пучке шахматное; дистанционирование — такое же, как в ПГ блока ВВЭР-440.

Питательная вода подводится к ПГ по трубопроводу, приваренному к патрубку входа питательной воды. Конструкция патрубка обеспечивает тепловую изоляцию

трубы, по которой подается питательная вода, имеющая температуру 220 °С, от корпуса, температура которого близка к температуре насыщения — 278 °С.

Коллектор питательной воды расположен над трубным пучком в паровом пространстве и соединен с раздающими трубами, расположенными между дырчатым щитом и трубным пучком в водяном объеме ПГ.

Дырчатый погруженный щит с коэффициентом перфорации 8 % предназначен для выравнивания скорости выхода пара с зеркала испарения. Для стока воды между щитом и корпусом имеется зазор шириной 150 мм; предусмотрен также зазор между щитом и днищами, обеспечивающий доступ к нижней части пучка для осмотра. По всему периметру к щиту приварены закраины, препятствующие выходу пара, минуя дырчатый щит, и обеспечивающие необходимую высоту паровой подушки под щитом.

Уровень воды в ПГ при его заполнении устанавливается на 100 мм выше дырчатого щита. В отличие от ПГ блока ВВЭР-440 в ПГ блока ВВЭР-1000 для увеличения площади сепаратора жалюзийные пакеты установлены под углом в 60° к горизонту. Отсепарированная в жалюзи вода сливается в сливные корыта, выполненные из швеллера, и по сливным трубам отводится под уровень воды между трубным пучком и стенкой корпуса. Конструкция жалюзи аналогична конструкции их в ПГ блока ВВЭР-440.

Сухой насыщенный пар по десяти патрубкам диаметром 219 × 16 мм поступает в коллектор пара и из него в паропровод.

Горизонтальные ПГ блоков ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 технологичны в изготовлении и надежны в эксплуатации. При совершенствовании их конструкции необходимо уменьшить неравномерность выхода пара в паровой объем (см. п. 2.10.5) путем профилирования расположения отверстий по площади погруженного дырчатого щита [38]. Для более равномерного распределения пара по паровому объему следует предусмотреть установку дроссельных шайб в пароотводящие патрубки [22]. Эти изменения позволяют улучшить процессы сепарации пара.

Условия транспортировки по железной дороге ограничивают размеры корпуса ПГ, что в свою очередь ограничивает его мощность, а также затрудняют размещение в одном корпусе испарительного и пароперегревательного пучков труб. Но небольшой начальный перегрев пара (на 15—25 °С выше температуры насыщения) повышает тепловую экономичность АЭС, облегчает работу паровыпускных устройств турбины [22]. Эти ограничения позволяет обойти вертикальная конструкция ПГ. Кроме того, вертикальное расположение ПГ улучшает компоновку оборудования I контура в защитной оболочке.

2.10.2. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ПАРОГЕНЕРАТОРЫ АЭС С ВВЭР

На рис. 2.33 представлена конструкция одного из вариантов вертикального ПГ, производящего насыщенный пар и имеющего следующие характеристики [18]:

Тепловая мощность, МВт	792
Паропроизводительность, кг/с	414
Параметры пара:	
давление, МПа	7,2
температура, °С	286,4
влажность, %	0,2
Температура цитательной воды, °С	200
Расход теплоносителя, кг/с	4070
Параметры теплоносителя:	
давление, МПа	16
температура:	
на входе, °С	322,3
на выходе, °С	288
Площадь теплопередающей поверхности, м²	7835
Масса труб, т	87
Диаметр и толщина труб, мм	16×1,5
Число труб	11 880
Число ширм	330
Внутренний диаметр коллектора, мм	1250
Число циклонных сепараторов	156
Диаметр и толщина стенки сепаратора, мм	248×3
Длина перфорированной части, мм	1100
Число пакетов жалюзийных сепараторов	78
Размер пакета, мм	780×400
Внутренний диаметр корпуса ПГ, мм	4000
Толщина корпуса, мм	105
Длина корпуса, м	16,8
Масса ПГ, т	408
Удельный запас воды, кг/МВт(э.)	125

Пучок труб теплопередающей поверхности собран из ширм, радиально установленных относительно коллектора теплоносителя. Каждая ширма состоит из нескольких S-образных змеевиков, скрепленных дистанционирующими элементами. Змеевики каждой ширмы завальцованы в вертикально расположенный по центральной оси ПГ круглый коллектор. Внутренними перегородками коллектор разделен на две камеры: раздающую (верхняя камера) и собирающую (нижняя камера).

Питательная вода подается в нижнюю часть ПГ, подогревается до температуры кипения на экономайзерном участке и

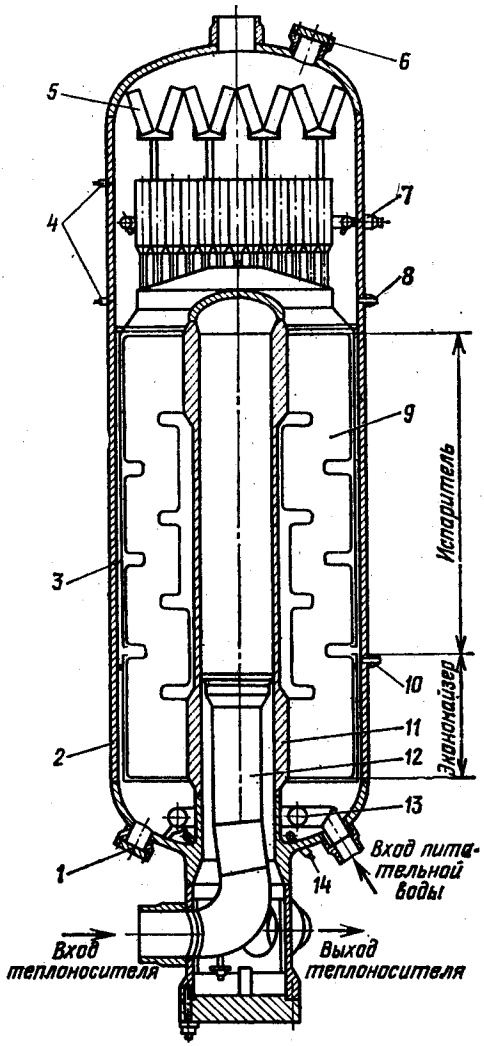


Рис. 2.33. Вертикальный ПГ АЭС с ВВЭР (проект):

1 — люк-лаз; *2* — корпус; *3* — кожух трубного пучка; *4* — штуцера уровнемеров; *5* — жалюзийный сепаратор; *6* — люк-лаз; *7* — штуцер аварийного подвода воды; *8* — штуцер непрерывной продувки; *9* — ширма пучка труб теплопередающей поверхности; *10* — штуцер периодической продувки; *11* — коллектор теплоносителя; *12* — разделительная обечайка коллектора; *13* — раздающий коллектор питательной воды; *14* — штуцер дренажа

поступает в испарительный участок. Пароводяная смесь из испарительного участка поступает в циклонные сепараторы с осевым подводом смеси, образующие первую ступень сепарации. Окончательная осушка пара осуществляется в вертикальных жалюзийных сепараторах. Отсепарированная вода из циклонов и жалюзийных сепараторов по кольцевому каналу, образованному корпусом и кожухом трубного пучка, поступает в испарительный участок трубного пучка, где смешивается с нагретой до температуры кипения питательной водой. Таким образом, контур естественной циркуляции имеет выделенные подъемный (межтрубное пространство испарительной части пучка труб) и опускной (кольцевой канал) участки, что улучшает условия движения пароводяной смеси в межтрубном пространстве. Материалы для труб, коллектора, корпуса такие же, как и в горизонтальном ПГ блока ВВЭР-1000.

Выделение экономайзерного участка позволяет либо увеличить средний температурный напор ПГ (при одинаковом давлении свежего пара в ПГ с выделенным и без выделенного экономайзерного участка), либо повысить давление свежего пара при равном температурном напоре [22]. В первом случае можно уменьшить площадь теплопередающей поверхности ПГ с выделенным экономайзерным участком, если интенсивность теплопередачи на этом участке будет не меньше, чем интенсивность теплопередачи на выходной (по теплоносителю) части теплопередающей поверхности ПГ без выделенного экономайзера. Повышение давления свежего пара увеличивает тепловую экономичность паротурбинной установки.

Разрабатываются конструкции вертикальных ПГ с другой формой змеевиков теплопередающей поверхности: винтовыми, U-образными, с синусоидальным изгибом и др., обеспечивающими самокомпенсацию температурных удлинений корпуса и труб теплопередающей поверхности.

В разрабатываемых проектах вертикальных ПГ с перегревом пара пароперегреватель предполагается размещать в том же корпусе за сепарационными устройствами. ПГ, производящие перегретый пар, могут быть прямоточного типа. Для таких ПГ также предпочтительна вертикальная конструкция. На рис. 2.34 представлена схема вертикального прямоточного ПГ, разработанного в СССР, со следующими основными характеристиками [6]:

Мощность ПГ, МВт:	
электрическая	500
тепловая	1562,5
Паропроизводительность, кг/с	808
Параметры пара:	
давление, МПа	6,76
температура, °С	310
Температура питательной воды, °С	220
Расход теплоносителя, кг/с	7770
Параметры теплоносителя:	
давление, МПа	15,7
температура, °С:	
на входе	325
на выходе	290

Продолжение

Число труб теплопередающей поверхности	16 524
Диаметр и толщина стенки труб, мм	16×1,4
Длина трубы, мм	17 720
Скорость теплоносителя в трубах, м/с	4,83
Шаг между трубами в трубных досках, мм	22
Толщина трубных досок, мм	600
Диаметр вытеснителя, мм	1150
Максимальный наружный диаметр корпуса, мм	4160
Высота ПГ, м	26,9
Масса труб теплопередающей поверхности, т	145,2
Масса ПГ, т	660
Удельный запас воды, кг/МВт(э.)	95

Теплоноситель движется сверху вниз внутри прямых труб теплопередающей поверхности, завальцованных в трубные доски.

Питательная вода опускается по кольцевому каналу между корпусом и кожухом трубного пучка, проходит дроссельные устройства и поступает в экономайзерный участок — кассетный вытеснитель. На этом участке вода движется по кольцевым каналам, образованным трубами теплопередающей поверхности и трубами-вытеснителями диаметром 21 × 1 мм. Такая конструкция экономайзерного участка позволяет увеличить скорость воды и интенсифицировать теплоотдачу. Коническая форма нижней части вытеснителя позволяет организовать над трубной доской постоянную радиальную скорость течения питательной воды, за счет чего мелкодисперсные продукты коррозии сносятся к центру трубной доски, удаляются в отстойник и из него выводятся из ПГ. Парообразование и перегрев пара осуществляются при движении пароводяной смеси и пара в межтрубном пространстве.

В двух гидроемкостях (между корпусом и кожухом трубного пучка и в вытеснителе) создается запас воды для работы в аварийных режимах.

Необходимая высота уровня воды в центральной гидроемкости-вытеснителе поддерживается за счет сменных дроссельных шайб, устанавливаемых на входе в экономайзерный участок. Верхние части гидроемкостей соединены паровыми дыхательными клапанами, нижние — через межтрубное пространство кассетного вытеснителя.

Компенсация разных температурных удлинений корпуса и трубного пучка достигается путем обеспечения необходимой средней температуры корпуса в результате определенного размещения патрубков подвода питательной воды и отвода перегретого пара.

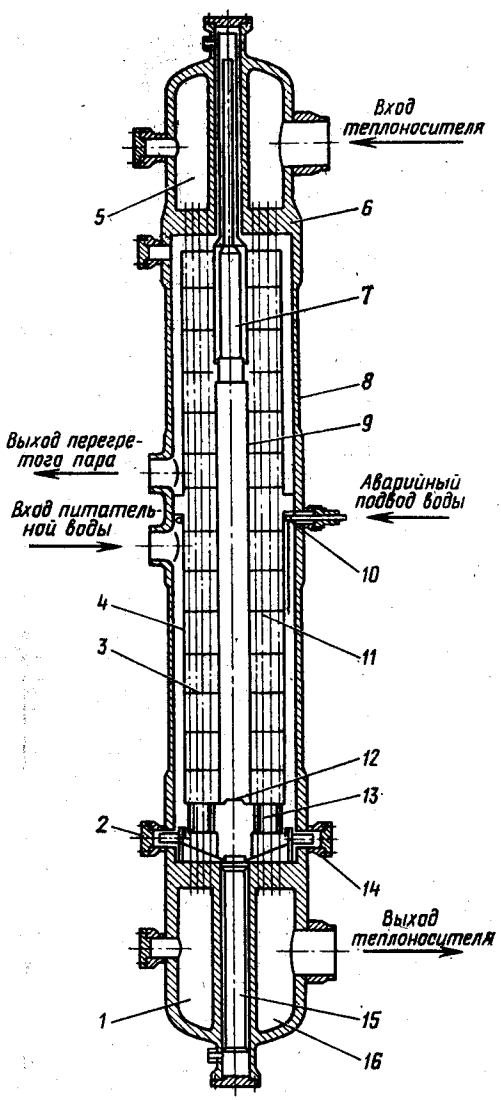


Рис. 2.34. Вертикальный прямоточный ПГ АЭС с ВВЭР (проект):

1 — выходная камера теплоносителя; *2* — люк для установки дроссельных шайб; *3* — дистанционирующая решетка; *4* — кожух трубного пучка; *5* — входная камера теплоносителя; *6* — трубная доска; *7* — паровой соединительный канал; *8* — корпус ПГ; *9* — вытеснитель; *10* — коллектор аварийного подвода питательной воды; *11* — пучок труб теплопередающей поверхности; *12* — дроссель; *13* — кассетный вытеснитель экономайзерного участка ПГ; *14* — дроссельные шайбы; *15* — труба-отстойник; *16* — выходная камера теплоносителя

Для изготовления ПГ предлагаются следующие материалы [6]: корпус и трубные

доски — из стали 10ГН2МФА; трубный пучок, кассетный вытеснитель, элементы дистанционирования — из ферритной хромистой безникелевой стали 08Х14МФ.

2.10.3. ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Задача расчета ПГ состоит в определении параметров теплогидравлических и физико-химических процессов, которые соответствовали бы оптимальным конструкционным и эксплуатационным характеристикам ПГ.

При проектировании АЭС основные параметры рабочего тела и теплоносителя в ПГ — расход, давление, температура — определяются путем многовариантных оптимизационных расчетов, включающих в себя совместное решение уравнений математических моделей реактора, ПГ и турбоустановки. Система уравнений математической модели ПГ включает в себя уравнения теплового, конструкционного и гидродинамического расчетов, расчета сепарации и водного режима.

Целью *теплового расчета* является определение площади теплопередающей поверхности ПГ. Тепловой расчет включает в себя ряд уравнений и расчетных формул, характеризующих процесс передачи теплоты от теплоносителя к рабочему телу. Количество и вид уравнений и расчетных формул зависят от типа ПГ.

Уравнения теплового баланса. Для всего ПГ

$$Q_{\text{ПГ}} = G_{\text{т}}\left(h'_{\text{т}} - h''_{\text{т}}\right)\eta_{\text{ПГ}} = \sum_i G_i\left(h''_i - h'_i\right). \qquad (2.69)$$

Для отдельных элементов (или участков) ПГ

$$Q_i = G_{\text{т}i}\left(h'_{\text{т}i} - h''_{\text{т}i}\right)\eta_i = G_i\left(h''_i - h'_i\right). \qquad (2.70)$$

В уравнениях (2.69) и (2.70) $G_{\text{т}}$ и $G_{\text{т}i}$ — расход теплоносителя через ПГ, и i-й элемент ПГ, кг/с; $h'_{\text{т}}$ и $h''_{\text{т}}$ — энтальпия теплоносителя на входе в ПГ и на выходе из него, Дж/кг; $h'_{\text{т}i}$ и $h''_{\text{т}i}$ — энтальпия теплоносителя на входе в i-й элемент ПГ и на выходе из него, Дж/кг; G_i — расход рабочего тела (воды, пара, пароводяной смеси) через i-й элемент ПГ, кг/с; h'_i и h''_i — энтальпия рабочего тела на входе в i-й элемент ПГ и на выходе из него, Дж/кг; $\eta_{\text{ПГ}}$ и η_i — КПД всего ПГ и i-го элемента; $Q_{\text{ПГ}}$ и Q_i — тепловая мощность ПГ и i-го элемента, Дж/с.

Значения энтальпии теплоносителя и рабочего тела определяются по соответствующим таблицам в зависимости от давления и температуры.

Потери теплоты в ПГ и его отдельных элементах за счет теплоотдачи в окружающую среду невелики, и $\eta_{\text{ПГ}} = \eta_i = 0{,}97 \div 0{,}98$.

Для горизонтальных ПГ, не имеющих отдельно выделенного экономайзерного участка (см. рис. 2.28 и 2.32), уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_{\text{ПГ}} = G_{\text{т}}\left(h'_{\text{т}} - h''_{\text{т}}\right)\eta_{\text{ПГ}} = \left(G_{\text{п}} + G_{\text{пр}}\right)\left(h'_s - h_{\text{п. в}}\right) + G_{\text{п}}r,$$

где $G_{\text{п}}$ — паропроизводительность ПГ, кг/с; $G_{\text{пр}}$ — продувка ПГ, кг/с, — для ПГ АЭС с ВВЭР установлена равной $0{,}005G_{\text{п}}$ [31]; h'_s и $h_{\text{п. в}}$ — энтальпия насыщения и питательной воды, Дж/кг; r — скрытая теплота парообразования, Дж/кг.

Для вертикального ПГ (см. рис. 2.33) уравнения теплового баланса включают в себя уравнения для экономайзера, испарителя и всего ПГ, при этом расход воды через экономайзер

$$G_{\text{э}} = G_{\text{п}} + G_{\text{пр}}.$$

В *прямоточном вертикальном ПГ* (*рис. 2.34*) в одном корпусе объединены три элемента: экономайзер, испаритель и пароперегреватель. Кроме того, в испарителе прямоточного ПГ необходимо выделить участки развитого пузырькового кипения и участок с ухудшенной теплоотдачей (см. кн. 2, п. 3.11.3). Тепловая мощность этих участков определяется следующим образом:

$$Q'_{\text{и}} = x_{\text{гр}}rG_{\text{п}}; \qquad (2.71)$$

$$Q''_{\text{и}} = \left(1 - x_{\text{гр}}\right)rG_{\text{п}}, \qquad (2.72)$$

где $Q'_{\text{и}}$ и $Q''_{\text{и}}$ — тепловая мощность участков испарителя с развитым пузырьковым кипением и ухудшенной теплоотдачей, Дж/с; $x_{\text{гр}}$ — массовое расходное паросодержание, соответствующее началу ухудшенной теплоотдачи (кризису теплообмена II рода). Расчетные формулы для определения $x_{\text{гр}}$ получены для течения пароводяной смеси в трубе (см. кн. 2, п. 3.11.3); при течении пароводяной смеси в межтрубном пространстве значение $x_{\text{гр}}$ определяется по экспериментальным данным в зависимости от режимных и геометрических характеристик потока. Для ПГ (см. рис. 2.34) экспериментально установлено $x_{\text{гр}} = 0{,}85 \div 0{,}9$ [6].

Уравнение теплопередачи для элемента или участка ПГ

$$F_{\text{р}} = Q/(\Delta t_{\text{ср}}k), \qquad (2.73)$$

где $F_{\text{р}}$ — расчетная площадь теплопередающей поверхности, м^2; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средний температурный напор, °С (рассчитывается по формулам кн. 2, § 3.5); k — коэффициент

теплопередачи для рассчитываемого элемента или участка ПГ:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1}\frac{d_н}{d_в} + R_{ст} + 2R_{ок} + R_{отл} + \frac{1}{\alpha_2}\right)^{-1}, \quad (2.74)$$

где k — коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб теплопередающей поверхности, Вт/(м²·К); α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя, движущегося внутри труб теплопередающей поверхности, к стенке и от стенки к рабочему телу, Вт/(м²·К); $d_н$ и $d_в$ — наружный и внутренний диаметры труб теплопередающей поверхности, м; $R_{ст}$, $R_{ок}$ и $R_{отл}$ — термическое сопротивление стенки трубы, оксидной пленки и отложений примесей, м²·К/Вт.

В ПГ АЭС с ВВЭР теплоноситель движется внутри труб теплопередающей поверхности. Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке α_1 рассчитывается по формуле для турбулентного течения воды внутри труб (см. кн. 2, п. 3.6.3).

Термическое сопротивление стенки трубы

$$R_{ст} = \frac{d_н}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_н}{d_в},$$

где $\lambda_{ст}$ — теплопроводность материала труб, Вт/(м·К), зависит от материала и температуры стенки труб (см. кн. 1, разд. 8).

Термическое сопротивление оксидной пленки: для нержавеющих аустенитных сталей (08Х18Н10Т и др.) $R_{ок} = (0{,}5 \div 1)\cdot 10^{-5}$ м²·К/Вт; для углеродистых сталей $R_{ок} = (6 \div 12)\cdot 10^{-5}$ м²·К/Вт [32].

Термическое сопротивление отложений примесей воды на теплопередающей поверхности $R_{отл} = s_{отл}/\lambda_{отл}$. Толщина $s_{отл}$ и теплопроводность отложений $\lambda_{отл}$ зависят от условий эксплуатации ПГ.

Высокая чистота теплоносителя исключает образование отложений, влияющих на теплообмен. Конструктивными и эксплуатационными мероприятиями (например, установкой 100 %-ной конденсатоочистки, дозировкой в питательную воду комплексонов) (см. § 7.2) можно не допустить образование отложений и со стороны рабочего тела в ПГ, производящих сухой насыщенный пар. В этом случае при расчете коэффициента теплопередачи по (2.74) можно принять $R_{отл} = 0$.

В прямоточных ПГ (на участке доупаривания) и в ПГ, производящих насыщенный пар (если возможность образования отложений не исключена), необходимо учитывать влияние отложений на теплопередачу.

Чтобы не допустить интенсификации коррозионных процессов под слоем отложений, их толщина не должна превышать 0,2 мм [36]. Теплопроводность отложений, состоящих из солей жесткости, составляет примерно 1,7—2,3 Вт/(м·К), для отложений из оксидов железа и меди $\lambda_{отл} = 3{,}5 \div 5$ Вт/(м·К) (см. § 7.2).

При кипении воды в межтрубном пространстве [вся теплопередающая поверхность в горизонтальных ПГ (см. рис. 2.28 и 2.32), испарительный участок в вертикальном ПГ (рис. 2.33), участок развитого пузырькового кипения в прямоточном ПГ (рис. 2.34)] коэффициент теплоотдачи α_2 рассчитывается по формуле для пузырькового режима кипения воды в большом объеме (см. кн. 2, § 3.11). Так как α_2 при кипении зависит от плотности теплового потока q, Вт/м², а q в свою очередь зависит от коэффициента теплопередачи, $q = k\Delta t_{ср}$, то расчет коэффициента теплоотдачи α_2 выполняется методом последовательных приближений. В качестве первого значения q можно принять

$$q' \approx 0{,}75\,\Delta t_{ср}\left(\frac{1}{\alpha_1} + R_{ст}\right)^{-1}.$$

Для турбулентного течения однофазной среды в межтрубном пространстве [продольное обтекание пучка труб в пароперегревателе и течение в кольцевых каналах воды в экономайзере прямоточного ПГ (см. рис. 2.34), продольное и поперечное омывание змеевиков в экономайзере вертикального ПГ (см. рис. 2.33)] расчет α_2 выполняется по формулам п. 3.6.3 и § 3.7 (см. кн. 2, разд. 3).

Для участка ухудшенного теплообмена испарителя прямоточного ПГ коэффициент теплоотдачи α_2 можно рассчитать по формулам п. 3.11.3 (см. кн. 2, разд. 3) для случая продольного обтекания пучка труб сухим насыщенным паром.

Так как интенсивность теплоотдачи от стенки трубы к рабочему телу и изменение температурного напора неодинаковы в отдельных элементах ПГ, то расчет по формуле (2.74) выполняется для каждого элемента ПГ (а в испарителе прямоточного ПГ — и для двух его участков) отдельно.

Элементы ПГ в свою очередь необходимо разбивать на интервалы, если теплоемкость теплоносителя и рабочего тела, а также коэффициент теплопередачи не постоянны в рассчитываемом элементе. Так, в горизонтальном ПГ блока ВВЭР-1000 отношение теплоемкостей c_p теплоносителя составляет $c_{p\,вх}/c_{p\,вых} = 1{,}3$, а коэффициентов теплопередачи $k_{вх}/k_{вых} = 1{,}25$. Достаточная точность расчета (ошибка в определении F не превысит 1 %) получится, если элемент ПГ разбить на интервалы, в пределах которых изменение теплоемкости, коэффициента теплопередачи, температурного напора не превысит 10 %. С учетом этого

$$F_{pi} = \sum_{j=1}^{n} F_{p\,ij},$$

где $F_{p\,ij}$ — площадь теплопередающей поверхности j-го интервала; n — число интервалов в данном (i-м) элементе ПГ.

Фактическая площадь теплопередающей поверхности ПГ

$$F = k_з F_р,$$

где $k_з$ — коэффициент запаса; он принимается равным 1,05—1,08, если отложений на теплопередающей поверхности нет; если образование отложений возможно, но нет достоверных данных об их толщине и составе, то $k_з$ принимается равным 1,15—1,25.

2.10.4. ОСНОВЫ КОНСТРУКЦИОННОГО РАСЧЕТА

Целью конструкционного расчета является определение размеров всех элементов конструкции ПГ: пучка труб, корпуса, коллекторов и т. д. Конструкционный и тепловой расчеты, как правило, выполняются совместно.

Средняя скорость теплоносителя, диаметр и число труб теплопередающей поверхности. Скорость теплоносителя ($w_т$), диаметр и толщина стенки трубы ($d_н \times s_{ст}$) и число труб ($n_{тр}$) теплопередающей поверхности связаны между собой уравнением

$$G_т = \frac{\pi}{4} d_в^2 w_т \rho_т n_{тр}, \qquad (2.75)$$

где $d_в = d_н - 2s_{ст}$ — внутренний диаметр трубы, м; $\rho_т$ — средняя плотность теплоносителя в ПГ, кг/м³. При проектировании ПГ вариантные значения скорости теплоносителя выбираются в пределах от 1 до 6 м/с, наружный диаметр труб теплопередающей поверхности — в интервале 12—24 мм. Толщина стенки трубы определяется расчетом на прочность.

Из уравнения (2.75) находят число труб теплопередающей поверхности $n_{тр}$.

В горизонтальных ПГ для выполнения теплового расчета достаточно выбрать значения $w_т$ и $d_н$. В вертикальных ПГ для расчета α_2 на экономайзерном и пароперегревательном участках надо выбрать также геометрические характеристики трубного пучка, необходимые для расчета площади проходного сечения межтрубного пространства $S_{м.\,п}$ и скорости рабочего тела (воды, перегретого пара)

$$w_{р.\,т} = (G_п + G_{пр})/(\rho_{р.\,т} S_{м.\,п}),$$

где $\rho_{р.\,т}$ — средняя плотность рабочего тела на рассчитываемом участке ПГ, кг/м³. (Для прямоточного ПГ и пароперегревателя $G_{пр} = 0$.)

Длина труб теплопередающей поверхности. Общая длина труб, м,

$$L = F/(\pi d_н).$$

Длина (средняя) одной трубы, м,

$$l = L/n_{тр}.$$

Так как в ПГ АЭС с ВВЭР по условиям надежности работы не рекомендуется применять сварку труб, то длина одной трубы не должна превышать длину труб, выпускаемых промышленностью: 12—14 м для электрополированных труб из нержавеющей аустенитной стали. Если расчетом получено $l > 14$ м, то путем уменьшения скорости теплоносителя и увеличения числа труб $n_{тр}$ можно уменьшить l.

Пучок труб теплопередающей поверхности. В горизонтальных ПГ трубный пучок составлен из U-образных змеевиков, имеющих коридорное (ПГ блока ВВЭР-440) или шахматное (ПГ блока ВВЭР-1000) расположение в пучке. В соответствии с формой поперечного сечения пучка число змеевиков в горизонтальных рядах неодинаково: оно максимально в первых (верхних) рядах (42 змеевика в ПГ блока ВВЭР-440 и 60 змеевиков в ПГ блока ВВЭР-1000) и уменьшается по мере увеличения номера ряда — до 12 змеевиков в нижнем ряду ПГ блока ВВЭР-440 и до 8 змеевиков в ПГ блока ВВЭР-1000.

Часть площади поперечного сечения корпуса ПГ, занятая пучком труб, м²,

$$S_{тр} = n_{тр} s_{1п} s_{2п}/\beta_п, \qquad (2.76)$$

где $s_{1п}$ — шаг между трубами в горизонтальном ряду по ширине пучка, м; $s_{2п}$ — шаг между рядами по высоте пучка, м; $\beta_п$ — коэффициент, учитывающий неполное заполнение трубами этой части площади поперечного сечения ПГ (коридоры между пакетами, между пучком труб и корпусом ПГ и т. д.); для рассматриваемых ПГ $\beta_п = 0{,}75 \div 0{,}80$.

При выборе $s_{1п}$ и $s_{2п}$ необходимо учитывать, что их значение влияет на размеры корпуса ПГ и на условия парообразования: уменьшение $s_{1п}$ и $s_{2п}$ (более тесное расположение труб в пучке) уменьшает диаметр корпуса и коллектора, но ухудшает условия для циркуляции пароводяной смеси в межтрубном пространстве, что может привести к образованию застойных зон, «запариванию» и т. п. Оптимальные $s_{1п}$ и $s_{2п}$ должны выбираться с учетом обоих факторов.

Длина змеевиков в пучке труб горизонтальных ПГ неодинакова: она минимальна для центральных и максимальна для периферийных змеевиков горизонтальных рядов. Полученная в результате теплового расчета общая длина труб L должна быть распределена по рядам змеевиков:

$$L = 2 \sum_{i=1}^{n_р} \sum_{j=1}^{n_{зi}} l_{ij},$$

где $n_р$ — число горизонтальных рядов; $n_{зi}$ —

число змеевиков в i-м горизонтальном ряду; l_{ij} — длина j-го змеевика в i-м ряду.

Число рядов $n_р$, число змеевиков $n_{зi}$ определяются по эскизу трубного пучка. Необходимо также выполнение условия: максимальная длина змеевика (периферийные змеевики в первых рядах) не должна превышать 12—14 м.

В вертикальных ПГ (см. рис. 2.33) можно собрать трубный пучок из змеевиков равной длины, изменив их геометрические характеристики (углы гибов, шаги между изгибами и т. д.). Методы расчета характеристик пучка зависят от конкретной формы змеевиков.

В вертикальном прямоточном ПГ (см. рис. 2.34) длина труб теплопередающей поверхности одинакова, а геометрические параметры межтрубного пространства определяются размерами корпуса ПГ, расположением отверстий для завальцовки труб в трубной доске и скоростью рабочего тела в межтрубном пространстве, обеспечивающей необходимую интенсивность теплоотдачи от стенки труб к воде и пару.

Коллектор (раздающие и собирающие камеры) теплоносителя. В горизонтальных и вертикальных (см. рис. 2.33) ПГ трубы теплопередающей поверхности присоединяются к цилиндрическим коллекторам. Высоты $h_к$ и внутренний диаметр $d_{в.к}$ коллектора (раздающей и собирающей камер) на участке завальцовки труб связаны с количеством присоединенных труб следующим уравнением:

$$\pi d_{в.к} h_к \beta_к = n_{тр} s_{1к} s_{2к},$$

где $s_{1к}$ — шаг между отверстиями для присоединения труб по окружности внутренней поверхности коллектора, м; $s_{2к}$ — шаг по высоте между рядами отверстий, м; $\beta_к$ — коэффициент, учитывающий возможность неполного использования поверхности коллектора (на участке завальцовки) для размещения трубок.

Внутренний диаметр коллектора (на участке присоединения труб) принимается равным 600—900 мм для горизонтальных ПГ и до 1500 мм для вертикальных. Отверстия для завальцовки трубок в горизонтальных ПГ располагаются в шахматном порядке.

В вертикальных ПГ возможно шахматное и коридорное расположение в зависимости от формы змеевиков трубного пучка. Для пучка, составленного из плоских ширм, можно записать

$$n_{тр} = n_ш n_{з.ш},$$

где $n_ш$ — число ширм; $n_{з.ш}$ — число змеевиков в ширме.

Если число ширм равно числу змеевиков, присоединенных к горизонтальному ряду отверстий $n_г$ в коллекторе, то число змеевиков в ширме

$$n_{з.ш} = n_{тр}/n_г = n_в,$$

где $n_в$ — число змеевиков, присоединенных к вертикальному ряду отверстий коллектора.

Уменьшить число змеевиков в ширме (для уменьшения диаметра корпуса, лучшего использования внутрикорпусного объема ПГ) можно, увеличив число ширм и уменьшив число змеевиков в ширме, при этом

$$n'_{з.ш} = n_в/m_ш,$$

где $m_ш$ — число ширм, образованных змеевиками, присоединенными к одному вертикальному ряду отверстий в коллекторе. Обычно $m_ш$ не превышает 2—3.

Для того чтобы расположить ширмы в пучке параллельно, ряд отверстий, к которым присоединяются змеевики, образующие одну ширму $n'_{з.ш}$, смещаются (по окружности) относительно ряда отверстий, к которым присоединяются змеевики соседних ширм.

Минимальное значение $s_{1к}$ и $s_{2к}$ принимается равным $(1{,}3—1{,}4)d_н$; при меньших значениях $s_{1к}$ и $s_{2к}$ резко увеличивается толщина стенки.

В горизонтальных ПГ из-за уменьшения числа трубок в нижних рядах трубного пучка, крепления к стенке коллектора трубок воздушника, контроля утечек и т. д. (см. рис. 2.29) $\beta_к < 1$ (например, в ПГ блока ВВЭР-440 $\beta_к = 0{,}66 \div 0{,}68$; ВВЭР-1000 $\beta_к = 0{,}83$).

В вертикальных ПГ $\beta_к = 1$. Небольшое уменьшение возможно лишь в случае, если часть наружной поверхности коллектора используется для крепления деталей системы дистанционирования трубного пучка. Расчет трубных досок — см. § 2.11.

Корпус ПГ. В горизонтальных ПГ внутренний диаметр корпуса выбирается из условия размещения пучка труб с дистанционирующими и крепежными деталями и сепарационных устройств:

$$S_{кор} = \frac{\pi}{4} d^2_{в.кор} = S_{тр} + S_с,$$

где $S_{кор}$ — площадь поперечного сечения корпуса ПГ, м^2; $d_{в.кор}$ — его внутренний диаметр, м; $S_с$ — часть площади поперечного сечения корпуса, необходимой для размещения сепарационных устройств, м^2; $S_{тр}$ рассчитывается по (2.76).

Значение $S_с$ зависит от высоты уровня воды над пучком труб, высоты парового объема (от уровня воды до нижних кромок жалюзийных сепараторов) и поперечных размеров жалюзийных сепараторов (см. п. 2.10.5). Наружный диаметр корпуса: $d_{н.кор} = d_{в.кор} + 2s_{кор}$ (где $s_{кор}$ — толщина стенки корпуса, определяется расче-

том на прочность). Для возможности транспортировки ПГ по железной дороге $d_{н.\,кор} \leqslant 4{,}2 \div 4{,}3$ м.

Длина корпуса, м,

$$l_{кор} \approx d_{н.\,к} + 2(l_{пр} + s_{п.\,т}) + 2h_{дн},$$

где $l_{пр}$ — длина прямого участка центрального змеевика первого горизонтального ряда труб, м; $s_{п.\,т}$ — ширина первого ряда пучка труб, м; $h_{дн}$ — высота эллиптических днищ корпуса, м.

Точное значение $l_{кор}$ определяется при составлении эскиза ПГ. В вертикальном ПГ (см. рис. 2.33) внутренний диаметр корпуса на участке расположения трубного пучка определяется как

$$d'_{в.\,кор} \approx d_{н.\,к} + 2(s_{п.\,т} + s_{к.\,к}),$$

где $s_{п.\,т}$ — ширина трубного пучка, м; $s_{к.\,к}$ — ширина кольцевого канала между кожухом трубного пучка и корпусом ПГ, м. Значение $s_{п.\,т}$ зависит от формы змеевиков, образующих теплопередающую поверхность, их взаимного расположения, шагов между ними. Кольцевой канал является опускным участком контура естественной циркуляции ПГ, и значение $s_{к.\,к}$ выбирается таким, чтобы скорость воды в канале не превышала 2—2,5 м/с:

$$w_{оп} = G_{ц}/(\rho_{оп} S_{к.\,к}),$$

где $G_{ц}$ — расход воды по опускному участку, кг/с; $\rho_{оп}$ — плотность воды, кг/м^3; $S_{к.\,к}$ — площадь проходного сечения канала, м^2.

Внутренний диаметр корпуса ПГ на участке расположения циклонов, м,

$$d''_{в.\,кор} \geqslant d_{п.\,с} + 2s_{к.\,к},$$

где $d_{п.\,с}$ — диаметр плиты, на которой крепятся циклоны, м.

При расположении циклонов на плите по сторонам равносторонних треугольников (правильных шестиугольников) с шагом (по стороне треугольника) $s_{с}$, м,

$$d_{п.\,с} = \sqrt{\frac{2\sqrt{3}}{\pi} n_{с} s_{с}^2}, \qquad (2.77)$$

где $n_{с}$ — число циклонов, размещенных на плите (см. п. 2.10.5).

Если $d'_{в.\,кор} \geqslant d''_{в.\,кор}$, то ПГ выполняется диаметром $d'_{в.\,кор}$. Если $d''_{в.\,кор} > d'_{в.\,кор}$, но $d''_{в.\,кор} \leqslant 4{,}2 \div 4{,}3$ м, то диаметр ПГ принимается равным $d''_{в.\,кор}$.

Если $d''_{в.\,кор}$ значительно превышает $d'_{в.\,кор}$, то ПГ выполняется с большим диаметром на участке расположения сепараторов.

Длина корпуса ПГ, м,

$$l_{кор} \geqslant h_{п.\,т} + h_{с} + h_{ж.\,с},$$

где $h_{п.\,т}$, $h_{с}$ и $h_{ж.\,с}$ — высота пучка труб, циклонных и жалюзийных сепараторов.

В вертикальном прямоточном ПГ (см. рис. 2.34) внутренний диаметр корпуса определяется по соотношению

$$d_{в.\,кор} \geqslant d_{н.\,в} + 2(s_{п.\,т} + s_{к.\,к}),$$

где $d_{н.\,в}$ — наружный диаметр вытеснителя, м; $s_{п.\,т}$ и $s_{к.\,к}$ — ширина пучка труб и кольцевого канала между корпусом и кожухом, м.

При расположении труб в трубном пучке по сторонам равносторонних треугольников с шагом $s_{тр}$ значение $s_{п.\,т}$ определяется по формуле

$$s_{п.\,т} = \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{2\pi} n_{тр} s_{тр}^2 + \frac{d_{н.\,в}^2}{4}} - \frac{d_{н.\,в}}{2}.$$

Ширина кольцевого канала определяется допустимой скоростью рабочего тела в канале.

Длина корпуса ПГ

$$l_{кор} \geqslant l_{тр} + 2(s_{т.\,д} + h_{к.\,т}),$$

где $l_{тр}$ — длина трубы теплопередающей поверхности, м; $s_{т.\,д}$ — толщина трубной доски, м; $h_{к.\,т}$ — высота входной и выходной камер теплоносителя, м.

Входные и выходные патрубки теплоносителя и рабочего тела; коллектор и трубы раздачи питательной воды. Внутренние диаметры этих конструкционных элементов ПГ определяются допустимой скоростью среды в них и соответствующими размерами труб по ГОСТ. Максимально допустимая скорость движения воды в трубопроводе составляет 9—11 м/с, пара (средних давлений) 40—50 м/с.

Расчет на прочность деталей ПГ см. в [24] и кн. 1, разд. 9.

2.10.5. РАСЧЕТ СЕПАРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

Горизонтальные ПГ. Сепарационные устройства горизонтальных ПГ включают в себя дырчатый погруженный щит (в ПГ блока ВВЭР-440 отсутствует), дырчатый пароприемный щит (пароприемный потолок), жалюзийный сепаратор. Для расчета сепарационных устройств необходимо определить следующие характеристики, влияющие на процесс сепарации пара:

приведенную скорость пара при проходе через зеркало испарения, м/с,

$$w''_0 = G_{п}/(\rho'' S_{з.\,и}), \qquad (2.78)$$

где ρ'' — плотность сухого насыщенного пара, кг/м^3; $S_{з.\,и}$ — площадь зеркала испарения, м^2; для ПГ без погруженного дыр-

чатого щита $S_{э.и}$ — площадь воды над первым (верхним) рядом пучка труб; для ПГ с погруженным дырчатым щитом $S_{э.и}$ — площадь (полная) погруженного дырчатого щита;

истинное объемное паросодержание при барботаже пара через слой воды над дырчатым щитом или верхним рядом пучка труб [38]

$$\varphi_б = w_0''/\left[w_0'' + (0{,}65 - 0{,}039p)\right], \quad (2.79)$$

где p — давление пара, МПа;

действительный уровень воды в работающем ПГ (над погруженным дырчатым щитом или верхним рядом труб), м,

$$h_д = h_м/(1 - \varphi_б), \quad (2.80)$$

где $h_м$ — массовый уровень воды, устанавливаемый при заполнении ПГ водой, м; в ПГ блоков ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 $h_м = 0{,}1$ м;

высоту парового объема, м,

$$h_п = h_{ж.с} - h_д, \quad (2.81)$$

где $h_{ж.с}$ — расстояние от погруженного дырчатого щита или верхнего ряда труб до нижней кромки жалюзийных сепараторов, м.

Влажность пара на входе в жалюзийные сепараторы зависит от $h_п$ и w_0''. Экспериментально установлено [38], что в горизонтальных ПГ при некотором значении $h_п = (h_п)_{кр}$ (при критической высоте парового объема) изменяется характер зависимости влажности пара от высоты: при $h_п > (h_п)_{кр}$ с уменьшением $h_п$ влажность пара изменяется незначительно, при $h_п < (h_п)_{кр}$ уменьшение высоты приводит к резкому увеличению влажности пара.

Получена следующая зависимость для расчета $(h_п)_{кр}$ [38]:

$$(h_п)_{кр} = 0{,}087\left[w_0'' F(p)\right]^{1{,}3}, \quad (2.82)$$

где $F(p)$ — параметр, учитывающий влияние давления на процесс гравитационной сепарации:

$$F(p) = 3{,}45 \cdot 10^3 \sqrt[4]{\rho''(\rho')^2/(\rho' - \rho'')^6}.$$

Если в горизонтальном ПГ фактическая (конструкционная) высота парового объема больше критической $[h_п \geqslant (h_п)_{кр}]$, то расчет сепарационных устройств (дырчатых щитов, жалюзийного сепаратора) выполняется по методике, изложенной в п. 1.6.5.

Если размеры корпуса ПГ не позволяют получить $h_п \geqslant (h_п)_{кр}$, то в этом случае, используя закон изменения влажности с высотой, определяют высоту парового объема $(h_п)_д$, при которой влажность пара на входе в жалюзийные сепараторы равна допустимой по условиям их надежной работы [38]:

$$(h_п)_д = (h_п)_{кр}/\sqrt[m]{\omega_д/\omega_{кр}}, \quad (2.83)$$

где $\omega_д$ — допустимая влажность пара на входе в жалюзийный сепаратор, может быть принята равной 0,02—0,05; $\omega_{кр}$ — влажность пара, соответствующая $(h_п)_{кр}$: $\omega_{кр} = (0{,}02 \div 0{,}04) \cdot 10^{-2}$; m — показатель степени, характеризующий скорость увеличения влажности с уменьшением высоты парового объема; значение m зависит от отношения площади зеркала испарения к площади поперечного сечения жалюзийных сепараторов. Для ПГ блоков ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 $m = 9$.

Так как в горизонтальных ПГ интенсивность парообразования по участкам теплопередающей поверхности неодинакова (она максимальна на входных и минимальна на выходных по теплоносителю участках), то неодинакова и скорость выхода пара с зеркала испарения: на входных участках она больше средней скорости,

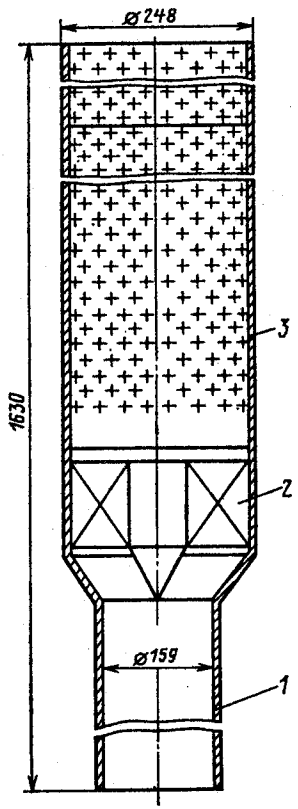


Рис. 2.35. Одноступенчатый сепаратор с осевым подводом пара:

1 — патрубок входа пароводяной смеси; *2* — лопаточный завихритель; *3* — перфорированный корпус сепаратора

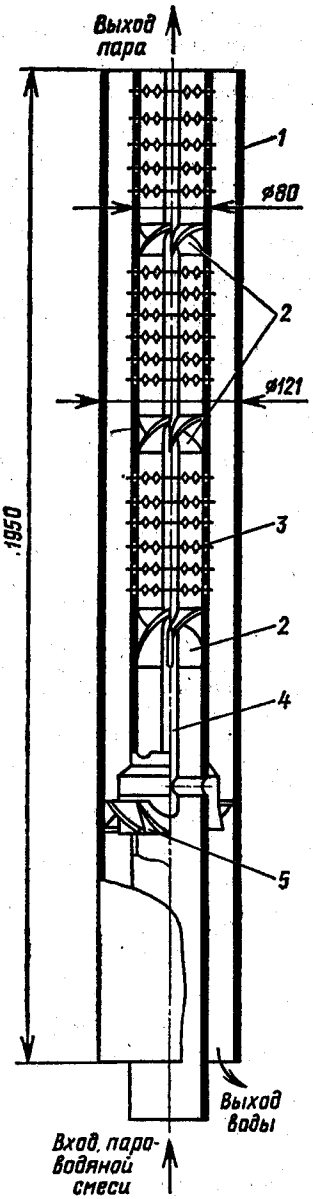


Рис. 2.36. Сепаратор-циклон глубокой осушки пара:

1 — внешний корпус сепаратора; *2* — завихрители; *3* — внутренний перфорированный корпус; *4* — трубка для крепления завихрителей; *5* — противозахватное устройство

рассчитанной по формуле (2.78), — $(w_0'')_{вх} > w_0''$.

Поэтому расчет по формулам (2.79)—(2.83) необходимо выполнять как для средней w_0'', так и для максимальной $(w_0'')_{вх}$ скорости выхода пара с зеркала испарения. Значения $(w_0'')_{вх}$ определяют расчетом паропроизводительности по отдельным участкам теплопередающей поверхности ПГ: в ПГ блока ВВЭР-440 $(w_0'')_{вх}/w_0'' \approx 2$. В ПГ блока ВВЭР-1000 погруженный дырчатый щит уменьшает неравномерность выхода пара в паровой объем, но при принятой конструкции щита $(w_0'')_{вх}/w_0'' \approx 1{,}4$ [38].

Вертикальные ПГ. В вертикальных ПГ первая ступень сепарации — принудительная сепарация в центробежных сепараторах-циклонах с осевым или радиальным подводом пароводяной смеси.

В ПГ (см. рис. 2.33) установлены центробежные сепараторы с осевым подводом пара (рис. 2.35). Пароводяная смесь по патрубку входа сепаратора поступает к лопаточному завихрителю, где получает вращательное движение. Центробежной силой вода отжимается к стенке и через отверстия в ней отводится в объем между сепараторами. Пар выходит из сепаратора через верхний торец. При расходе пара через сепаратор $G_c = 2{,}5 \div 2{,}7$ кг/с влажность пара на выходе составляет 5—8 %.

В осевых сепараторах с более глубокой осушкой пара (рис. 2.36) [38] последовательно установлены три лопаточных завихрителя. Вода, отжимаемая к стенке центробежной силой, через отверстия в стенке внутреннего корпуса входит в кольцевой канал между внутренним и внешним корпусами, проходит завихритель противозахватного устройства, в котором из воды выделяется захваченный ею пар, и выходит затем в объем между сепараторами. Пар выходит из сепаратора через верхний торец. Зависимость влажности пара от его расхода G_c представлена на рис. 2.37 [38].

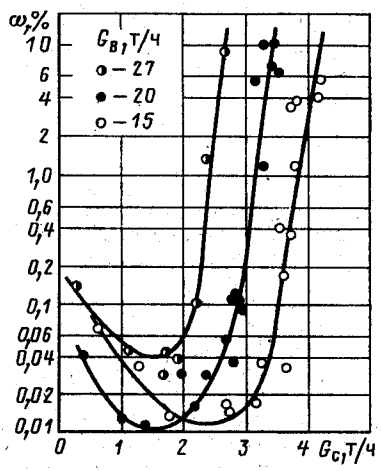


Рис. 2.37. Экспериментальная зависимость влажности пара после сепаратора от расхода пара G_c и воды $G_в$ [38]

Расчет циклонов с осевым подводом пароводяной смеси состоит в определении необходимого числа сепараторов:

$$n_c = G_п/G_c,$$

где G_c — расход пара через сепаратор, обеспечивающий требуемую влажность пара на выходе (определяется экспериментально), кг/с.

Диаметр плиты, на которой устанавливаются сепараторы, рассчитывается по (2.77).

В некоторых конструкциях зарубежных вертикальных ПГ (США, ФРГ) применяются сепараторы с радиальным (тангенциальным) подводом пароводяной смеси (см. п. 1.6.5), а также [38]).

Вторая ступень сепарации в вертикальных ПГ — жалюзийные сепараторы, устанавливаемые вертикально. Метод расчета — см. п. 1.6.5.

2.10.6. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Гидродинамический расчет ПГ включает в себя расчеты гидравлических сопротивлений в трактах теплоносителя и рабочего тела, а в вертикальных ПГ с естественной циркуляцией (см. рис. 2.33) — также и расчет контура естественной циркуляции.

Наиболее важные составляющие гидравлического сопротивления при движении теплоносителя — сопротивления трения, местные, нивелирное, ускорения и сопротивление коллекторов.

Гидравлическое сопротивление при движении рабочего тела в горизонтальных и вертикальных ПГ, преодолеваемое напором питательного насоса, включает в себя местные сопротивления системы раздачи питательной воды, сопротивление жалюзийных сепараторов, парориемного щита, пароотводящих труб и коллектора свежего пара, а в ПГ (см. рис. 2.33) — также сопротивление при движении воды на экономайзерном участке.

Формулы для расчета сопротивлений приведены в п. 1.6.1 и в кн. 2, п. 1.6.2. При этом необходимо иметь в виду:

режим течения теплоносителя в трубах — турбулентный с квадратичным законом сопротивления трения;

абсолютная шероховатость для электрополированных труб из нержавеющей стали равна 0,002 мм;

значения коэффициентов $\zeta_м$ для некоторых видов местных сопротивлений: вход в трубы из коллектора: если $d_{в.к} \geqslant 350$ мм, то $\zeta_м = 0{,}5$; если $d_{в.к} < 350$ мм, то $\zeta_м$ зависит от отношения площади поперечного сечения коллектора $S_к$ к площади проходного сечения труб $S_{тр}$ — при $S_{тр} > S_к$ $\zeta_м = 1$; при $S_{тр} < S_к$: $\zeta_м = 1{,}4$; выход из труб в собирающий коллектор: $\zeta_м = 1{,}2$; выход из раздающих труб в межтрубное пространство: $\zeta_м = 1$ (для перечисленных сопротивлений расчетная скорость $w_м$ — скорость среды в трубах); поворот на 90° в межтрубном пространстве: $\zeta_м = 1$; плавный поворот в трубах (змеевиках) на 180°: $\zeta_м = 0{,}5$;

для парориемного щита $\zeta_м = 1{,}5$, а расчетная скорость — скорость сухого насыщенного пара в отверстиях щита; для того чтобы уменьшить влияние пароотводящих труб и перепада давления в коллекторе свежего пара на распределение пара по паровому объему, скорость пара в отверстиях щита должна быть в 1,35—1,45 раза больше скорости пара в пароотводящих трубах [38];

коэффициент сопротивления жалюзийного сепаратора зависит от геометрических характеристик каналов для прохода пара, числа поворотов потока и т. д.; для ПГ блоков ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 $\zeta_м = 3 \div 10$ [38];

сопротивление трения при продольном обтекании пучка труб на экономайзерном участке вертикального ПГ рассчитывается по формулам п. 2.3.5; при поперечном обтекании пучка труб гидравлическое сопротивление, включающее в себя сопротивление трения и местное,

$$\Delta p_г = \zeta_п \rho w^2 \varepsilon_\beta / 2. \qquad (2.84)$$

Здесь $\zeta_п$ — коэффициент сопротивления поперечного пучка, зависит от режима трения и характеристик пучка — шага в поперечном направлении s_1, шага в продольном направлении (в направлении движения среды) s_2; z_2 — числа рядов труб в пучке в направлении движения; для шахматных пучков

$$\zeta_п = (4 + 6{,}6 z_2)\,\mathrm{Re}^{-0{,}28} \text{ при } (s_1/d_н) < (s_2/d_н); \qquad (2.85)$$

$$\zeta_п = (5{,}4 + 3{,}4 z_2)\,\mathrm{Re}^{-0{,}28} \text{ при } (s_1/d_н) > (s_2/d_н); \qquad (2.86)$$

для коридорных пучков

$$\zeta_п = (6 + 9 z_2)\,\mathrm{Re}^{-0{,}26} (s_1/d_н)^{-0{,}23}. \qquad (2.87)$$

В формулах (2.84)—(2.87) $\mathrm{Re} = w d_н/\nu$ — число Рейнольдса; w — скорость потока в самом узком сечении, м/с; ρ — плотность (средняя) потока, кг/м³; ε_β — коэффициент, учитывающий угол набегания (угол атаки) β потока:

β, град	90	80	70	60	50	40	30	10
ε_β	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

Контур естественной циркуляции в вертикальном ПГ (см. рис. 2.33) включает в себя опускной участок — кольцевой канал между корпусом и кожухом трубного пучка и подъемный — участок парообразования трубного пучка и циклоны. Задача расчета — определение кратности циркуляции $k_ц = G_ц/G_п$ (где $G_ц$ — расход воды по опускному участку, кг/с) и сопоставление ее с рекомендуемыми значениями: $k_ц \geqslant 4$ [36].

Методика расчета $k_ц$ аналогична приведенной в п. 1.6.3 (см. также [36], [46]). При этом необходимо иметь в виду следующее:

гидравлическое сопротивление опускного участка $\Delta p_{оп}$ рассчитывается по формулам кн. 2, п. 1.6.2;

движущий напор контура естественной циркуляции зависит от истинного объемного паросодержания φ, которое определяется экспериментально: если данные по значению φ для пучка труб ПГ отсутствуют, то для расчета полезного напора следует использовать расходное объемное паросодержание β (см. кн. 2, п. 1.15.1);

расчет гидравлического сопротивления при движении пароводяной смеси в межтрубном пространстве необходимо выполнять по участкам с одинаковым характером омывания труб потоком (продольное, поперечное), с равными площадями живых сечений, если эти характеристики переменны по высоте пучка; для расчета используются формулы п. 2.3.5 и кн. 2, п. 1.15.4; если для принятой в ПГ конструкции пучка труб теплопередающей поверхности отсутствуют данные по расчету относительно коэффициента гидравлического сопротивления ψ (например, для случая поперечного обтекания), то расчет выполняется при φ = 1, т. е. принимается гомогенная структура двухфазного потока;

подъемный участок контура включает в себя также сепараторы-циклоны; для каждой конструкции сепаратора гидравлическое сопротивление определяется экспериментально; для сепаратора на рис. 2.35 $\Delta p_c < 10 \cdot 10^3$ [18], для сепаратора на рис. 2.36 $\Delta p_c < 30 \cdot 10^3$ Па [38].

Если в результате расчета контура кратность циркуляции будет отличаться от рекомендуемой, то следует изменить геометрические характеристики трубного пучка (шаги между рядами ширм и т. д.) и опускного участка (его ширину), добившись выполнения условия $k_ц \geqslant 4$.

Организация водного режима блоков АЭС с ВВЭР представлена в п. 7.2.3.

2.11. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ ТРЕХКОНТУРНЫХ АЭС

2.11.1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИЯ ПРЯМОТОЧНОГО ПГ АЭС С БН-600

В качестве примера ПГ трехконтурных АЭС рассмотрена конструкция ПГ АЭС с реактором БН-600.

В каждой циркуляционной петле реактора установлено по одному ПГ, состоящему из восьми секций (рис. 2.38), соединенных параллельно по теплоносителю и

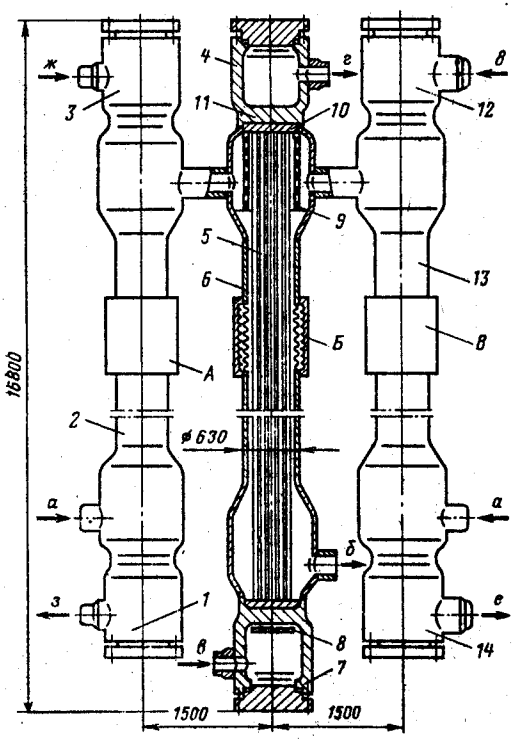


Рис. 2.38. Секция ПГ АЭС с реактором БН-600:

А — модуль промежуточного пароперегревателя; *Б* — модуль испарителя; *В* — модуль основного пароперегревателя; *а* — вход натрия в ПГ; *б* — выход натрия из ПГ; *в* — вход питательной воды в испаритель; *г* — выход пара из испарителя; *д* — вход пара в пароперегреватель; *е* — выход пара из пароперегревателя; *ж*, *з* — вход пара в промежуточный пароперегреватель и выход из него; *1*, *2* — выходная камера и корпус промежуточного пароперегревателя; *3* — входная камера пара промежуточного пароперегревателя; *4* — выходная камера пара испарителя; *5* — трубки теплопередающей поверхности испарителя; *6* — корпус испарителя; *7* — входная камера питательной воды; *8* — дроссельный щит; *9* — раздающая камера натрия испарителя; *10* — тепловая изоляция трубной решетки; *11* — трубная доска; *12* — входная камера пара пароперегревателя; *13* — корпус пароперегревателя; *14* — выходная камера пара пароперегревателя

рабочему телу. Основные характеристики ПГ представлены ниже:

Тепловая мощность, МВт	490
Паропроизводительность, кг/с	181,5
Давление пара, МПа	14,2
Температура пара, °С	505
Температура питательной воды, °С	240
Давление пара промежуточного перегрева, МПа	2,45
Температура пара промежуточного перегрева, °С:	
на выходе	505
на входе	300
Расход теплоносителя, кг/с	1770
Давление теплоносителя, МПа	0,38
Температура теплоносителя, °С:	
на входе в ПГ	520
на входе в испаритель	450
на выходе из ПГ	320
Диаметр и толщина стенки труб теплопередающей поверхности, мм:	
в испарителе	16×2
в пароперегревателе	16×2
в промежуточном пароперегревателе	25×2
Шаг между трубами в пучке, мм:	
испарителя	28
пароперегревателя	33
промежуточного пароперегревателя	33
Число труб в модуле:	
испарителя	333
пароперегревателя	241
промежуточного пароперегревателя	241
Длина одной трубки, м:	
в испарителе	14,8
в пароперегревателе	12,8
в промежуточном пароперегревателе	12,56
Толщина трубных досок, мм:	
в испарителе	185
в пароперегревателе	185
в промежуточном пароперегревателе	100
Диаметр и толщина стенки корпуса, мм:	
испарителя	630×16
пароперегревателей	630×20
Диаметр и толщина стенки входных и выходных камер теплоносителя, мм:	
в испарителе	1060×30
в пароперегревателе	864×32
в промежуточном пароперегревателе	1064×32
Масса ПГ, т	600

Секция ПГ состоит из трех модулей — испарителя, пароперегревателя и промежуточного пароперегревателя. Конструкция модулей одинакова. Прямые трубы, образующие теплопередающую поверхность, завальцованы в трубные доски. Натрий движется в межтрубном пространстве, продольно омывая пучок труб. Рабочее тело — внутри труб. Трубы в пучке располагаются по треугольной решетке. Корпус модулей отделен от потока натрия кожухом трубного пучка, защищающим корпус от воздействия возможных изменений температуры натрия. Такие изменения из-за высокой теплопроводности натрия легко передаются омываемой им поверхности. Трубные доски изолируются от непосредственного соприкосновения с потоком натрия плитами-вытеснителями и изолирующими прокладками. Трубы в пучке дистанционируются с помощью решеток, расположенных друг от друга на расстоянии 830 мм. Компенсация разных температурных удлинений корпуса и труб осуществляется с помощью гибкого сильфона, установленного на корпусе.

Основной и промежуточный пароперегреватели соединены по теплоносителю параллельно. Из этих модулей натрий поступает в испаритель.

Корпус, камеры и пучок труб основного и промежуточного пароперегревателей изготовлены из стали 10Х18Н9, трубный пучок и корпус испарителя — из стали 10Х2М.

Питательная вода подается во входную камеру испарителя, раздается по трубам, нагревается до температуры кипения и испаряется. Чтобы не допустить попадание капель влаги в пароперегреватель, насыщенный пар в испарителе перегревается до 360 °С. Попадание капель влаги в пароперегреватель нежелательно, так как при полном упаривании будет повышаться содержание хлор-иона, способного вызвать коррозию стали 10Х18Н9. Во входной камере питательной воды установлен дроссельный щит для равномерной раздачи воды по трубам испарителя.

Появление перетечек воды в натрий фиксируется по содержанию водорода в натрии, отводимом из-под верхних трубных досок, что позволяет обнаружить модуль, в котором появилась течь.

Секционно-модульная конструкция обеспечивает возможность локализации аварии при появлении течи воды в натрий путем отключения одной секции и последующей замены в ней только поврежденного модуля. При достаточно большом числе секций отключение одной из них мало повлияет на мощность блока. Удельная металлоемкость ПГ блока БН-600 составляет 3 т/МВт(э.), что примерно в 2 раза больше металлоемкости ПГ блока ВВЭР-1000. Уменьшить металлоемкость парогенератора можно, увеличив мощность секций. При этом уменьшаются также размеры парогенераторного бокса и затраты на монтаж ПГ.

Значительное снижение удельной металлоемкости (в 4—6 раз по сравнению с секционно-модульной конструкцией) достигается в корпусных ПГ: например, в корпусном ПГ АЭС «Суперфеникс» (Франция) удельная металлоемкость составляет 0,6 т/МВт(э.). Но в корпусном ПГ усложняется ремонт поврежденного участка, замена разгерметизированных трубок теплопередающей поверхности и т. п.

Значительное уменьшение последствий аварии при контакте натрия с водой обеспечивает конструкция ПГ, в которой натрий течет по трубам теплопередающей поверхности, а вода — в межтрубном пространстве. В таком ПГ при разгерметизации трубки вода будет проникать внутрь трубки, что уменьшит вероятность повреждения соседних трубок. Но при этом увеличивается толщина корпуса, так как давление воды в десятки раз больше давления натрия.

Надежность ПГ может быть повышена при осуществлении промежуточного перегрева пара не в парогенераторе, а в паро-паровом теплообменнике за счет теплоты свежего пара.

Основными требованиями, которыми следует руководствоваться при выборе типа и конструкции ПГ, являются высокая надежность, экономичность, безопасность парогенератора и всей АЭС при контакте натрия с водой, возможность локализации аварии.

2.11.2. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО, КОНСТРУКЦИОННОГО И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ ПРЯМОТОЧНОГО ПГ БЛОКА БН-600

Тепловой расчет. Уравнения теплового баланса для всего ПГ, модулей испарителя, пароперегревателя и промежуточного пароперегревателя аналогичны уравнениям (2.69) и (2.70).

Расход пара промежуточного перегрева и его энтальпия на входе в промпароперегреватель зависят от характеристик турбоустановки. Энтальпию перегретого пара на выходе из испарителя находят по температуре и давлению пара.

Уравнения теплового баланса необходимо дополнить следующими соотношениями:

$$G_{\text{тп}} + G_{\text{т. пп}} = G_{\text{т}} = G_{\text{т. и}};$$

$$h''_{\text{тп}} = h''_{\text{т. пп}} = h'_{\text{т. и}},$$

где $G_{\text{тп}}$, $G_{\text{т. пп}}$, $G_{\text{т. и}}$ — расход теплоносителя через основной и промежуточный пароперегреватели и испаритель, кг/с; $h''_{\text{тп}}$ и $h''_{\text{т. пп}}$ — энтальпия теплоносителя на выходе из основного и промежуточного пароперегревателей, Дж/кг; $h'_{\text{т. и}}$ — энтальпия теплоносителя на входе в испаритель, Дж/кг.

При определении энтальпии рабочего тела необходимо учитывать падение давления при его движении в элементах ПГ. На стадии выполнения теплового расчета перепад давления принимается ориентировочно (с последующей проверкой): в пароперегревателе $\Delta p_{\text{п}} = 0{,}2 \div 0{,}25$ МПа; в испарителе $\Delta p_{\text{и}} = 0{,}1 \div 0{,}15$ МПа; в промежуточном пароперегревателе $\Delta p_{\text{пп}} = 0{,}2 \div 0{,}25$ МПа.

Для модуля испарителя составляются уравнения теплового баланса отдельно для следующих участков, отличающихся условиями теплоотдачи от стенки труб теплопередающей поверхности к рабочему телу: конвективного теплообмена без кипения — № 1, пристенного кипения недогретой то t_s воды — № 2, развитого пузырькового кипения — № 3, ухудшенной теплоотдачи — № 4, для пароперегревательного участка испарителя — № 5. Вид уравнений аналогичен виду уравнения (2.70).

Энтальпия воды на выходе из участка № 1 $h''_{\text{и1}}$ (равная энтальпии на входе в участок № 2 $h'_{\text{и2}}$) определяется по температуре воды, соответствующей началу развитого кипения недогретой до t_s воды, — $t_{\text{н. к}}$. Для расчета $t_{\text{н. к}}$ может быть использована формула, предложенная в [21]:

$$\frac{c_p (t_s - t_{\text{н. к}})}{r} = 275 \frac{q}{r\rho' w_0} \left(\frac{q d_{\text{в}}}{r\rho' \nu'}\right)^{0,2} \times \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''}\right)^{0,1} \text{Pr}^{0,5},$$

где c_p — средняя теплоемкость воды на экономайзерном участке испарителя, Дж/(кг·К); q — плотность теплового потока на этом участке, Вт/м²; ρ' и ρ'' — плотность воды при температуре кипения и сухого насыщенного пара, кг/м³; w_0 — скорость воды, рассчитанная по плотности ρ', м/с; ν' — кинематическая вязкость воды при t_s, м²/с; Pr — число Прандтля воды на экономайзерном участке.

Тепловая мощность участков № 3 и 4 рассчитывается по формулам соответственно (2.71) и (2.72). Значение $x_{\text{гр}}$ определяется по формулам кн. 2, п. 3.11.3.

Решив систему уравнений теплового баланса испарителя, находят тепловую мощность участков, энтальпию теплоносителя на входе и выходе из участков и соответствующую ей температуру натрия.

Число секций ПГ зависит от диаметра труб теплопередающей поверхности и корпуса, скорости рабочего тела и геометрических параметров межтрубного пространства. В ПГ с натриевым теплоносителем диаметр труб теплопередающей поверхности выбирается из интервала $12 \leqslant d_{\text{н}} \leqslant 28$ мм. Толщина стенки $s_{\text{ст}}$ определяет-

ся расчетом на прочность. Скорость воды в экономайзерном участке испарителя ограничена диапазоном $0{,}5 \leqslant w_{2э} \leqslant 3$ м/с.

Общее число труб в модулях испарителя $n_{тр.\,и}$ находят, решая уравнение неразрывности:

$$G_п = \frac{\pi}{4} d_в^2 w_{2э} \rho_э n_{тр.\,и},$$

где $d_в = d_н - 2s_{ст}$ — внутренний диаметр труб теплопередающей поверхности испарителя, м; $w_{2э}$ — средняя скорость воды на экономайзерном участке испарителя, м/с; $\rho_э$ — средняя плотность воды на этом участке, кг/м^3; $n_{тр.\,п}$ — общее число труб теплопередающей поверхности всех модулей испарителя.

Выбрав (по наружному диаметру и толщине стенки) трубу для корпуса модуля, рассчитывают число труб, которое можно разместить в корпусе, — $n'_{тр.\,и}$. При расположении труб по сторонам равносторонних треугольников значение $n'_{тр.\,и}$ определяется из следующего уравнения:

$$\frac{\pi}{4}\left(d_{в.\,кор} - 2s_{к.\,к} - 2s_{кож}\right)^2 = n'_{тр.\,и} s_{тр}^2 \sin 60°,$$

где $d_{в.\,кор}$ — внутренний диаметр корпуса модуля, м; $s_{к.\,к}$ — ширина кольцевого канала между корпусом модуля и кожухом трубного пучка, м ($s_{к.\,к} \approx 0{,}03 \div 0{,}05$ м); $s_{кож}$ — толщина кожуха трубного пучка, м [$s_{кож} = (5 \div 10) \cdot 10^{-3}$ м]; $s_{тр}$ — шаг между трубками в пучке, м [минимальное значение $s_{тр} = (1{,}3 \div 1{,}4)\, d_н$ — по условиям прочности трубной доски].

Число модулей испарителя $m_и = n_{тр.\,и}/n'_{тр.\,и}$. (При расчете значения $n_{тр.\,и}$, $n'_{тр.\,и}$, $m_и$ округляются до целых чисел.)

Необходимо далее рассчитать скорость натрия в межтрубном пространстве и сопоставить ее с допустимой ($0{,}5 \leqslant w_1 \leqslant 3 \div 4$ м/с):

$$w_{1и} = G_т/(m_и \rho_{1и} S_{м.\,п}),$$

где $w_{1и}$ — средняя скорость натрия в модуле испарителя, м/с; $\rho_{1и}$ — средняя плотность натрия в испарителе, кг/м^2; $S_{м.\,п}$ — площадь живого сечения межтрубного пространства, м^2.

Если $w_{1и}$ выходит из рекомендуемого диапазона скоростей, то изменяют либо геометрию межтрубного пространства, либо диаметр труб и скорость воды, либо число модулей.

Для того чтобы не усложнять конструкцию ПГ, число модулей испарителя $m_и$, пароперегревателя $m_п$ и промежуточного пароперегревателя $m_{пп}$ принимают одинаковым.

При выборе конструкции модулей основного и промежуточного пароперегревателей следует учитывать диапазон рекомендуемых значений скорости пара [36]: в основном пароперегревателе $10 \leqslant w_{2п} \leqslant 20$ м/с; в промежуточном $30 \leqslant w_{2пп} \leqslant 50$ м/с. Диапазон изменения диаметра труб и скорости натрия такие же, как и в испарителе.

Площадь теплопередающей поверхности рассчитывается по формулам (2.73)—(2.74). Для всех элементов ПГ коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке труб α_1 определяется по формулам для продольного обтекания жидким металлом пучка труб.

В испарителе теплопередающая поверхность, м^2, рассчитывается отдельно для каждого участка ($F_1 - F_5$) и общая

$$F_{м.\,и} = \sum_{i=1}^{5} F_i.$$

На участках испарителя коэффициент теплоотдачи от стенки труб к рабочему телу α_2 определяется по формулам:

на участке № 1 — для турбулентного течения однофазной жидкости (см. кн. 2, п. 3.6.3);

на участке № 2 — для кипения жидкости в трубе при определяющем влиянии на теплоотдачу процесса парообразования: $\alpha_к/\alpha_w > 2$ (см. кн. 2, п. 3.11.3);

на участке № 3 — для пузырькового кипения при вынужденном течении в трубах (см. кн. 2, п. 3.11.3);

на участке № 4 — по формуле З. Л. Миропольского [46]:

$$Nu'' = 0{,}023\,(Re'')^{0,8}\,Pr_{ст}^{0,8} \times \times [x + (\rho''/\rho')(1 - x)]^{0,8}\, y,$$

где $Nu'' = \alpha_2 d_в/\lambda''$ и $Re'' = w d_в/\nu''$ — числа Нуссельта и Рейнольдса; $Pr_{ст}$ — число Прандтля для сухого насыщенного пара при температуре стенки; x — среднее массовое расходное паросодержание на участке;

$$y = 1 - 0{,}1\,\{[(\rho'/\rho'') - 1](1 - x)\}^{0,4};$$

на участке № 5 — для турбулентного течения перегретого пара в трубах (см. кн. 2, п. 3.6.3).

При расчете коэффициента теплопередачи на участках № 4 и 5 необходимо учитывать термическое сопротивление отложений примесей, содержащихся в питательной воде (см. п. 2.10.3).

При определении площади теплопередающей поверхности основного пароперегревателя необходимо учитывать значительное (в 2—3 раза) изменение теплоемкости перегретого пара. Поэтому для повышения точности расчета его следует проводить по участкам, в пределах которых тепло-

емкость изменялась бы не более чем на 20—30 %.

Учитывая возможность образования отложений со стороны натрия, расчетную площадь теплопередающей поверхности модулей следует увеличить на 10—12 %.

В конструкционном расчете модулей определяются габаритные размеры и размеры отдельных деталей и узлов. Расчет на прочность выполняется по методике и данным [24] (см. также кн. 1, разд. 9).

Гидравлический расчет тракта теплоносителя выполняется в целях определения по формулам кн. 2, п. 1.6.2 гидравлического сопротивления при движении натрия в межтрубном пространстве модулей ПГ.

По тракту рабочего тела гидравлическое сопротивление рассчитывается по методике и формулам п. 1.6.1 и кн. 2, п. 1.6.2, 1.15.1 и 1.15.4.

Важнейшей частью гидравлического расчета испарителя является определение устойчивости двухфазного потока в трубах [36], [46]. Для этой цели необходимо построить гидравлическую характеристику труб испарителя, т. е. зависимость $\Delta p_i = f(G_i)$ (см. п. 1.6.4), определить условия ее однозначности, проверить возможность возникновения межвитковых пульсаций. Методика соответствующих расчетов аналогична изложенной в п. 1.6.4 (см. также [36], [46]).

Методы организации водного режима прямоточного ПГ см. в разд. 7.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анализ** и обобщение экспериментальных данных по истинным объемным паросодержаниям при кипении с недогревом в трубах/Ю. С. Молочников, Г. И. Баташова, В. Н. Михайлов и др.//Теплоэнергетика. 1982. № 7. С. 47—50.

2. **Бедениг Д.** Газоохлаждаемые высокотемпературные реакторы: Пер. с нем./ Под ред. Ю. И. Митяева. М.: Атомиздат, 1975.

3. **Беляева Е. Д., Петрунин Д. М.** БИПР-4 — программа для расчета трехмерных полей энерговыделений и выгорания топлива в одногрупповом диффузионном приближении для реакторов типа ВВЭР//Препринт ИАЭ — 2093. М., 1971.

4. **Брискман Б. А., Бондарев В. Д., Захаров Л. Н.** Расчет спектра гамма-излучения водяного реактора методом Монте-Карло//Атомная энергия. 1974. Т. 37. Вып. 3. С. 208—211.

5. **Букринский А. М., Мальцев Б. К., Максимов Л. А.** Паровая система компенсации объема теплоносителя для АЭС с водо-водяным реактором//Симпозиум СЭВ. Состояние и перспективы развития АЭС с ВВЭР. М.: ИАЭ им. Курчатова, 1968. С. 332—358.

6. **Вертикальный** прямоточный парогенератор для АЭС с ВВЭР/В. П. Глебов, В. Ф. Москвичев, Б. П. Симкин и др.//Теплоэнергетика, 1983. № 3. С. 17—20.

7. **Вопросы** изготовления и контроля качества микротоплива, твэлов и ТВС для реакторов ВТГР/А. С. Черников, Ю. В. Кошелев, З. А. Шокина и др.//Атомно-водородная энергетика и технология. 1982. Вып. 4. С. 180—197.

8. **Вопросы** обеспечения безопасности атомных станций теплоснабжения/В. В. Егоров, О. М. Ковалевич, В. С. Кууль и др.// Атомная энергия. 1980. Т. 48. Вып. 4. С. 228—233.

9. **Герасимов В. В., Монахов А. С.** Материалы ядерной техники. М.: Энергоатомиздат, 1983.

10. **Голубев Б. П.** Дозиметрия и защита от ионизирующих излучений: Учебник для вузов. — 3-е издание, перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1986.

11. **Действие** облучения на графит ядерных реакторов/В. В. Гончаров, Н. С. Бурдаков, Ю. С. Виргильев и др. М.: Атомиздат, 1978.

12. **Доллежаль Н. А., Емельянов И. Я.** Канальный ядерный энергетический реактор. М.: Атомиздат, 1980.

13. **Ивашкевич А. А.** Коэффициент теплоотдачи в переходной области от конвекции к кипению при вынужденном движении жидкости в каналах//Теплоэнергетика. 1963, № 10. С. 76—79.

14. **Исследование** нестационарного кризиса и повторного залива в канале сложной геометрии//А. С. Комендантов, Ю. А. Кузма-Китча, Ю. А. Звонарев и др.// Тезисы докладов VII Всесоюзной конференции «Двухфазный поток в энергетических машинах и аппаратах». 1985. Л.: Т. 2. С. 385—387.

15. **Исследование** ухудшения теплообмена в кольцевых каналах/Э. Ф. Гальченко, В. В. Сергеев, Ю. И. Юрков и др.// Теплоэнергетика. 1984. № 10. С. 44—46.

16. **Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П.** Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1984.

17. **Комендантов А. С., Кузма-Китча Ю. А., Бурдунин М. Н.** Исследование переходной и закризисной областей теплоотдачи к термически неравновесному потоку//Тезисы докладов VII Всесоюзной конференции «Двухфазный поток в энергетических машинах и аппаратах». 1985. Л.: Т. 1. С. 157—159.

18. **Конструкция** вертикального парогенератора насыщенного пара ПГВ-250 с экономайзерным участком/Л. Н. Артемов, Е. П. Константинов, А. М. Маринг и др.//Тр. ЦКТИ. 1982. Вып. 199. С. 9—17.

19. **Крамеров А. Я., Шевелев Я. В.** Инженерные расчеты ядерных реакторов. М.: Энергоатомиздат, 1984.

20. **Курганов В. И., Петухов Б. С.** Анализ и обобщение опытных данных по теплоотдаче в трубах при турбулентном течении газа с переменными физическими свойствами//Теплофизика высоких температур. 1974. Т. 12, № 2. С. 304—307.

21. **Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г.** Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. М.: Высшая школа, 1977.

22. **Маргулова Т. Х.** Атомные электрические станции: Учебник для вузов. — 4-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1984.

23. **Миропольский З. Л.** Теплоотдача при пленочном кипении пароводяной смеси в парогенерирующих трубах//Теплоэнергетика. 1963. № 5. С. 49—52.

24. **Нормы** расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. М.: Металлургия, 1973.

25. **Общие** положения обеспечения безопасности атомных станций при проектировании, сооружении и эксплуатации (ОПБ-82). М.: Энергоатомиздат, 1984.

26. **Осмачкин В. С.** Особенности теплообмена в ядерных реакторах, охлаждаемых несжимаемыми некипящими жидкостями//Третья международная конференция по мирному использованию атомной энергии. 1965. Т. 8. Доклад Р/326.

27. **Осмачкин В. С., Борисов В. Д.** Гидравлическое сопротивление пучков тепловыделяющих стержней в потоке кипящей воды//Препринт ИАЭ. 1957. М., 1970.

28. **Перспективы** создания хемотермических систем теплоснабжения на базе высокотемпературных ядерных реакторов// Вопросы атомной науки и техники. Сер. Атомно-водородная энергетика и технология. 1984. Вып. 2(18). С. 44—70.

29. **Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А.** Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974.

30. **Пономарев-Степной Н. Н., Проценко А. Н., Гребенщиков В. Н.** Состояние работ по ВТГР в мире//Вопросы атомной науки и техники. Сер. Атомно-водородная энергетика и технология. 1984. Вып. 2(18). С. 3—12.

31. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. М.: Энергия, 1977.

32. **Правила** ядерной безопасности атомных электростанций. ПБЯ — 04—74. М.: Атомиздат, 1977.

33. **Проектирование** энергетических установок с высокотемпературными газоохлаждаемыми реакторами//В. П. Сметанников, И. Х. Ганев, В. Д. Колчанов и др./ Под ред. чл.-кор. АН СССР И. Я. Емельянова. М.: Энергоиздат, 1981.

34. **Пути** эффективного использования горючего в атомной энергетике с быстрыми реакторами/А. И. Лейпунский, В. В. Орлов, В. Б. Лыткин и др.//Четвертая Международная конференция по мирному использованию атомной энергии. Доклад 39/Р/709. Т. 9. С. 87—103.

35. **Радиационное** повреждение стали корпусов водо-водяных реакторов/ Н. Н. Алексеенко, А. Д. Амаев, И. В. Горынин и др./Под ред. И. В. Горынина. М.: Энергоиздат, 1981.

36. **Рассохин Н. Г.** Парогенераторные установки атомных электростанций. — 3-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1987.

37. **Рассохин Н. Г., Кабанов Л. П.** Теплообмен в закризисной области и при смачивании разогретых поверхностей//Тезисы докладов VII Всесоюзной конференции «Двухфазный поток в энергетических машинах и аппаратах». 1985. Л.: Т. 1. С. 20—22.

38. **Сепарационные** устройства АЭС/ А. Г. Агеев, В. Б. Карасев, И. Т. Серов и др. М.: Энергоиздат, 1982.

39. **Сергеев В. В., Ремизов О. В., Гальченко Э. Ф.** Закризисный теплообмен в кольцевом канале с двухсторонним обогревом//Атомная энергия. 1986. Т. 6. Вып. 3. С. 172—176.

40. **Сидоренко В. А.** Водо-водяные реакторы в ядерной энергетике страны// Атомная энергия. 1977. Т. 43. Вып. 5. С. 325—336.

41. **Скворцов С. А., Сидоренко В. А.** Об атомном теплоснабжении//Атомная энергия. 1980. Т. 48. Вып. 4. С. 224—228.

42. **Скорость** фронта смачивания в семистержневой сборке из циркониевого сплава при параметрах аварийного охлаждения ВВЭР/В. В. Землянухин, Л. П. Кабанов, П. Л. Макаровский и др.//Препринт ИАЭ — 4118/3. М., 1985.

43. **Теплофизические** исследования для обеспечения надежности и безопасности реакторов водо-водяного типа. Семинар СЭВ. Будапешт: 1978. Т. 2. С. 759—846.

44. **Токаренко В. Ф.** Система уравнений для нестационарного теплового потока при конвективном теплообмене в каналах с турбулентным движением несжимаемой жидкости//Теплофизика высоких температур. 1979. Т. 17, № 2. С. 31—37.

45. **Труды** семинара стран — членов СЭВ «Исследования и разработки в области атомного теплоснабжения». М.: 1984. Т. I и II.

46. **Федоров Л. Ф., Рассохин Н. Г.** Процессы генерации пара на атомных электростанциях. М.: Энергоатомиздат, 1985.

47. **Экспериментальное** определение зависимости коэффициента теплопроводности двуокиси урана от температуры в условиях реакторного облучения/Б. В. Самсонов, Ю. Г. Спиридонов, Н. А. Фомин, В. А. Цыканов//Атомная энергия. 1975. Т. 38. Вып. 6.

48. **Экспериментальные** зависимости для основных характеристик теплоотвода при параметрах послеаварийного охлаждения ВВЭР/Л. П. Кабанов, В. М. Мордашев, С. П. Никонов и др.//Препринт ИАЭ—3171. М., 1979.

49. **Экспериментальные** исследования и статистический анализ данных по кризису теплообмена в пучках стержней для реактора ВВЭР/Ю. А. Безруков, В. И. Астахов, В. Г. Брантов и др.//Теплоэнергетика. 1976. № 2. С. 13—18.

50. **Эксплуатационные** режимы водо-водяных энергетических ядерных реакторов. М.: Атомиздат, 1979.

51. **Электроэнергетика** СССР в 1981—1985 годах. М.: Энергоатомиздат, 1986.

52. **Concharov V. V.** Investigation of in-reactor creep and irradiation growth of Zr — 2,5 % Nb Chanel tube//Journal of Nucleare Materials. 1980. V. 90. P. 224—231.

53. **Osmachkin V. S.** Problems of transient critical heat flux in rod bandles// VI International Heat Transfer Conference. Toronto (Canada). 1978. Vol. 5. P. 59—64.

54. **Status** of liquid metal cooled fast breeder reactor//International Atomic Energy Agency. Vena, 1985.

55. **Volkov V. P., Kramerov A. Ya., Savvatimsky G. I.** Features of transient following loss-coolant accidents and emergency core cooling systems in pressure — tube boiling water reactor//Proc. of a specialist's meeting organized by IAEA and held in Budapest: 1983. P. 134—143.

56. **Карлсон Р.** Гидродинамика и теплопередача в водоохлаждаемых реакторах. Пер. с англ.//Безопасность ядерной энергетики/Под ред. Дж. Раста и Л. Уивера. М.: Атомиздат, 1980. С. 80—96.

57. **Barzzoni G., Martini R.** Post — dry-out heat transfer an experimental study in a vertical tube and a simple transfer theoretical method for predicting thermal non equilibrium. Proc 7th Int. Heat Transfer Conf. München. 1982. P. 411—416.

58. **Крамеров А. Я.** Вопросы конструирования ядерных реакторов. М.: Атомиздат, 1971.

59. **Mattson R.** I et al. Regression analysis of post — CHF — flow boiling data. — Proc. V Int. Heat Transfer Conf. Tokio, 1974. Bd. 38. P. 115—119.

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

3.1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Паротурбинная установка (ПТУ) является частью тепловой или атомной электростанции. Она предназначена в первую очередь для экономичного преобразования энергии пара в работу, затрачиваемую на привод электрического генератора.

Совокупность механизмов, аппаратов и коммуникаций ПТУ, по которым проходит ее рабочее тело, называется *пароводяным трактом*. В его состав входит паровая турбина, конденсационная установка, система регенеративного подогрева питательной воды. Деаэрационно-питательная установка формально является общестанционным узлом ТЭС или АЭС. Однако на блочных электростанциях каждая деаэрационная установка обслуживает лишь одну ПТУ и в технологическом отношении является ее неотъемлемой частью. К пароводяному тракту АЭС и АТЭЦ относится и система промежуточной осушки (сепарации) и паро-парового перегрева.

При комбинированном производстве электрической энергии и теплоты к пароводяному тракту ПТУ относятся оборудование и коммуникации (в пределах станции) для отпуска потребителям теплоты в виде горячей воды (теплофикационная установка) и пара.

В состав турбоустановки также входят системы смазки, регулирования и защиты.

Тепловая схема турбоустановки является графическим документом, выполняемым в соответствии с ГОСТ 2.701-84 и отражающим совокупность элементов пароводяного тракта ПТУ с технологическими связями как между ними, так и с другим оборудованием электростанции. В зависимости от степени детализации различают *принципиальные* и *полные* (развернутые) тепловые схемы.

Принципиальные схемы (примеры приведены на рис. 3.1, 3.2, 3.80, 3.81) разрабатываются на стадии проектирования. На принципиальной схеме однотипное параллельно включенное оборудование (насосы, теплообменные аппараты) изображают только 1 раз (при этом полностью отражают последовательно включенные элементы); трубопроводы указывают одной линией независимо от числа параллельных потоков. Арматуру, входящую в состав трубопроводов или установленную на самих агрегатах, на таких схемах не показывают, за исключением важнейшей и случаев, когда без арматуры затруднено понимание реализуемых в установке процессов.

Развернутая тепловая схема является результирующим документом, составляемым на основе детальных схем отдельных узлов, входящих в состав установки. Требования к тепловым схемам, к составу и количеству единиц устанавливаемого оборудования отражены в нормах технологического проектирования [21, 22].

Промежуточный перегрев пара (имеются в виду начальные параметры пара современных турбоустановок) необходим для снижения влажности в последних ступенях турбины и повышения термического КПД цикла. Наличие промежуточного перегрева делает технически необходимой *блочную* схему котел — турбина (рис. 3.2). АЭС и АТЭЦ выполняются только по блочной схеме с одной или двумя турбинами на реактор (рис. 3.1).

В тепловых схемах *неблочных* электростанций (при отсутствии промежуточного перегрева) предусматриваются поперечные связи между пароводяными трактами отдельных турбин. Так, все деаэраторы неблочных станций питаются паром от одной сборной магистрали, и подача пара от каждой турбины в эту магистраль не определяется расходом конденсата в соответствующей турбоустановке. Расход воды через подогреватели высокого давления (ПВД), которые подключены к одной станционной напорной магистрали питательной воды, может отличаться от полученного в расчете данной турбоустановки. Деаэраторы, питательные насосы не являются оборудованием, входящим в комплектную поставку турбоустановок, и выбираются в зависимости от схемы станции и фактических условий их работы. Пример тепловой схемы неблочной электростанции приведен на рис. 6.2.

В состав конденсационной установки (в части пароводяного тракта) входят конденсаторы турбин (см. § 3.7), эжекторы (см. § 5.4), конденсационные насосы. Если на электростанции (на ТЭС с барабанными котлами, например) не предусматривается очистка основного конденсата от примесей, обусловленных присосами охлаждающей воды в конденсаторах, то его закачка в деаэратор производится одно-

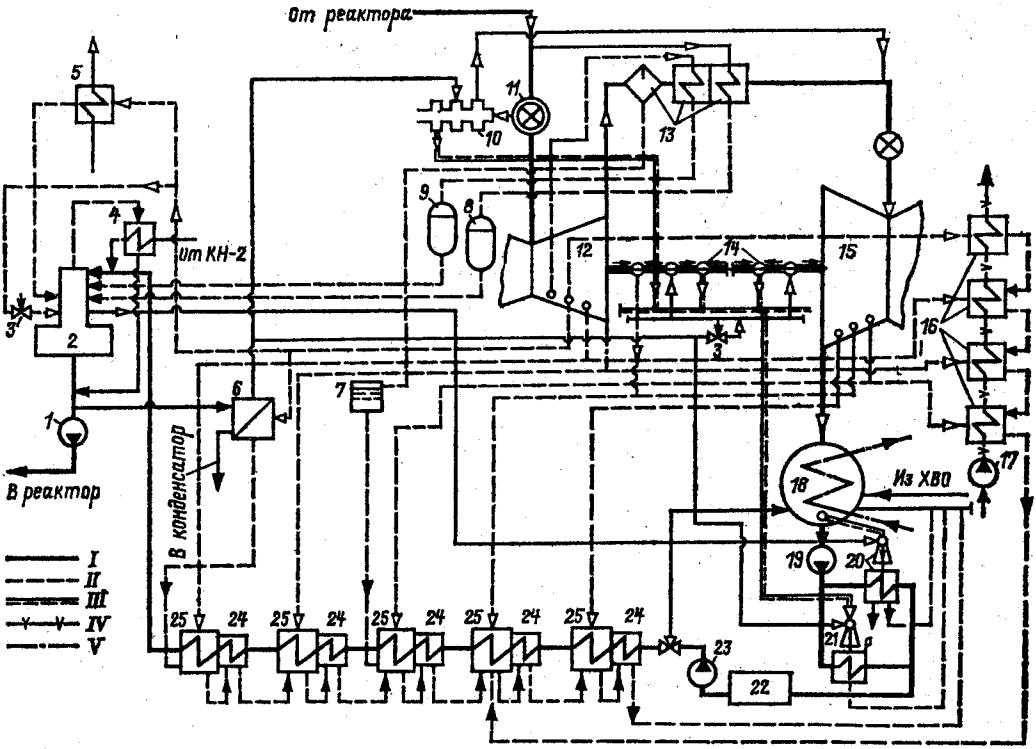


Рис. 3.1. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-500-65/3000 ПО «Турбоатом»:

1 — питательный насос; *2* — деаэратор; *3* — регулятор давления; *4* — охладитель выпара; *5* — подогреватель промежуточного контура парогенератора; *6* — испаритель; *7* — сепаратосборник; *8*, *9* — конденсатосборники 2-й и 1-й ступеней промежуточного пароперегревателя; *10* — уплотнения штоков клапанов; *11* — блок клапанов; *12* — цилиндр высокого давления турбины (ЦВД); *13* — сепаратор-пароперегреватель; *14* — уплотнения вала турбины; *15* — четыре цилиндра низкого давления (ЦНД); *16* — подогреватели промежуточного контура теплосети; *17* — насос промежуточного контура теплосети; *18* — конденсатор; *19* — конденсатный насос 1-го подъема; *20* — эжектор основной, трехступенчатый; *21* — эжектор уплотнений; *22* — конденсатоочистка; *23* — конденсатный насос 2-го подъема; *24* — охладители конденсата (дренажей); *25* — ПНД; *I* — основной контур рабочего тела; *II* — пар из отборов турбины и его конденсат; *III* — паровоздушная смесь; *IV* — промежуточный контур теплосети (сетевая вода — на рис. 3.2); *V* — техническая вода

ступенчато конденсатными насосами с давлением 1,6—1,8 МПа. На ТЭС с прямоточными котлами и турбинами на давление 12,75 МПа и выше, а также на АЭС предусматривается очистка конденсата в блочной обессоливающей установке (БОУ). В этом случае перекачка конденсата осуществляется в две ступени: конденсатными насосами первого (с давлением 0,8—0,9 МПа) и второго (1,4—1,6 МПа) подъемов с установкой БОУ между ними. В этом случае существенно уменьшается давление, на которое необходимо рассчитывать фильтры БОУ.

Конденсатные насосы первого подъема, как правило, тихоходные; это позволяет им работать с небольшим подпором на входе, но в то же время они имеют значительное число ступеней с невысоким КПД. Конденсатные насосы второго подъема в этом случае оказывается возможным выполнить на оптимальную частоту вращения. При этом экономичность всей установки повышается. Необходимость двух и более групп конденсатных насосов обусловливается также включением в схему подогревателей смешивающего типа (см. п. 3.9.1).

Основное назначение питательной установки — обеспечить надежную подачу питательной воды в паропроизводящую установку электростанции (котел, парогенератор или реактор) во всем диапазоне расходов — от нуля до максимального. При мощности питательных насосов 10 МВт и более целесообразно применение турбопривода. При меньшей мощности создание отдельной приводной турбины экономически не оправдано. Турбопривод, в частности, позволяет:

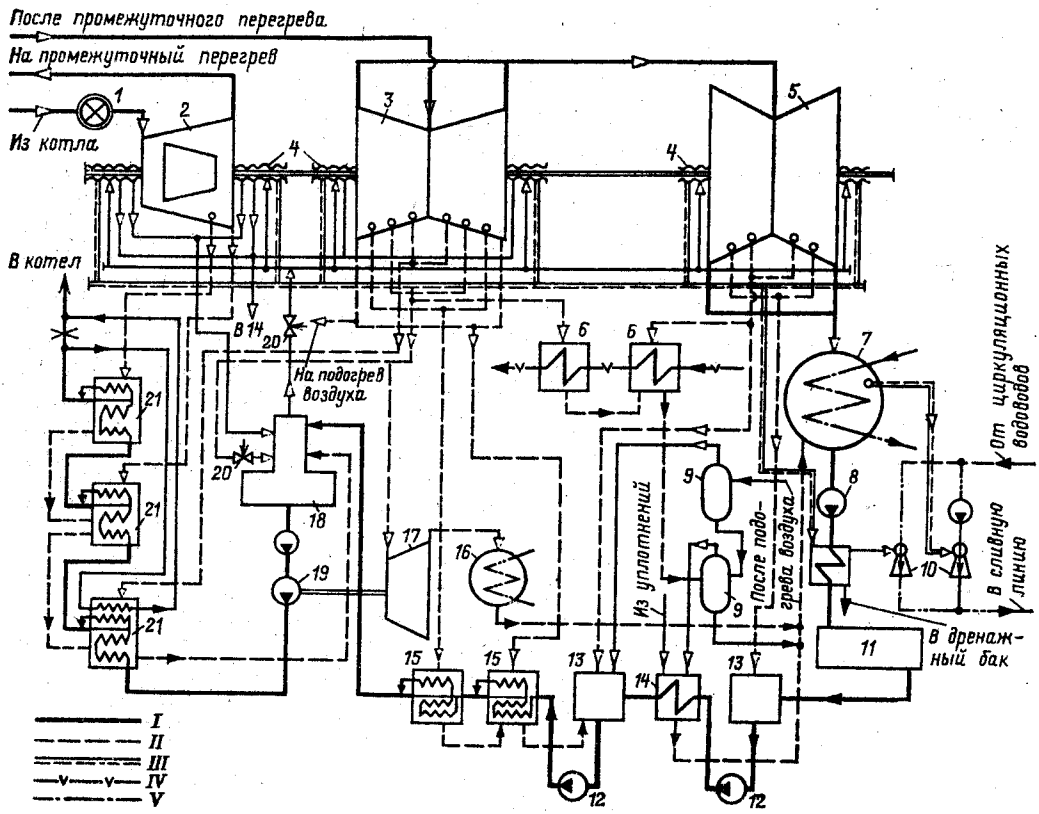


Рис. 3.2. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-800-240 ПОТ ЛМЗ:
1 — блок клапанов; *2* — ЦВД; *3* — ЦСД; *4* — уплотнения вала турбины; *5* — ЦНД (3 шт.); *6* — сетевые подогреватели; *7* — конденсатор; *8* — конденсатный насос 1-го подъема; *9* — расширитель дренажей; *10* — эжекторы водоструйные; *11* — конденсатоочистка; *12* — конденсатные насосы 2-го и 3-го подъемов; *13* — подогреватели низкого давления смешивающие; *14* — сальниковый подогреватель; *15* — подогреватели низкого давления поверхностные; *16* — конденсатор приводной турбины питательного насоса; *17* — турбопривод питательного насоса; *18* — деаэратор; *19* — питательный насос; *20* — регулирующий клапан; *21* — ПВД (2 нитки, начиная от деаэратора); *I—V* — см. обозначения к рис. 3.1

исключать двухступенчатое преобразование энергии (теплоты пара — в электрическую и электрическую — в механическую);

осуществлять плавное регулирование частоты вращения насосов без гидромуфт и других сложных устройств;

уменьшать удельную паровую нагрузку выхлопов основной турбины и, как следствие, уменьшать выхлопные потери (при использовании конденсационной приводной турбины). Подвод пара к приводной турбине предусматривается из отбора главной турбины (как правило, после промежуточного перегрева), а в пусковых и аварийных ситуациях — из коллектора собственных нужд (см. также § 3.8).

Деаэратор и питательный насос делят систему регенеративного подогрева на группы подогревателей высокого (ПВД) и низкого (ПНД) давлений (см. п. 3.9.1). При наличии испарительной установки между ПНД может включаться конденсатор испарителя (КИ). К группе ПНД относятся вспомогательные подогреватели, использующие теплоту пара эжекторов и уплотнений турбины, и др.

Протечки пара через лабиринтовые уплотнения турбины из различных камер уплотнений отводятся в один из ПВД, деаэратор (рис. 3.2), в один из ПНД (в паропровод соответствующего отбора) или в сальниковый подогреватель. Значительный по расходу поток пара из уплотнений и штоков клапанов турбины может направляться в саму турбину, как, например, показано на рис. 3.1. В предпоследние камеры лабиринтовых уплотнений подводится пар из коллектора уплотнений, в котором посредством регулирующего клапана поддерживается постоянное давление (примерно 0,102 МПа). Из последних (конце-

вых) камер пар отсасывается эжектором и затем конденсируется в соответствующем теплообменнике.

Принципиальная тепловая схема предусматривает также решение вопроса о способе приготовления добавочной воды (термическое обессоливание, например) и месте ввода ее в цикл. Часто применяется химическое обессоливание с подачей добавочной воды из системы химводоочистки (ХВО) в конденсатор турбины (рис. 3.1). Схемы включения теплофикационных установок рассматриваются в § 3.10.

3.2. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ТЭС И АЭС

3.2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Классификация и обозначения турбин в соответствии с ГОСТ 3618-82 [7] отражают: 1) тип турбины; 2) мощность; 3) начальное давление; 4) противодавление. Типы турбин и их основные параметры приведены в табл. 3.1.

ГОСТ 3618-82 распространяется на паровые турбины мощностью от 2,5 до 1600 МВт со следующими начальными параметрами: абсолютное давление пара от 3,4 до 23,5 МПа, температура от 435 до 565 °С — и номинальной частотой вращения ротора 50 $с^{-1}$, предназначенные для привода электрических генераторов электростанций, работающих на органическом топливе.

Обозначение турбины состоит из букв и чисел. Буквы означают: К — конденсационная турбина без регулируемых отборов пара; Т — теплофикационная турбина с отопительным отбором пара; П — теплофикационная турбина с производственным отбором пара; ПТ — теплофикационная турбина с производственным и отопительным отборами пара; Р — турбина с противодавлением без регулируемого отбора пара; ПР — теплофикационная турбина с противодавлением и с производственным регулируемым отбором пара; ТР — теплофикационная турбина с противодавлением и с отопительным отбором пара.

Первое числовое обозначение в виде дроби определяет мощности: над чертой — номинальная мощность, МВт, под чертой — максимальная мощность, МВт. Если первое числовое обозначение состоит из одного числа, то оно определяет номинальную мощность.

Второе числовое обозначение для турбин К и Т означает давление свежего пара, $кгс/см^2$.

Для турбин ПТ второе числовое обозначение состоит из двух чисел: над чертой — давление свежего пара, под чертой — давление производственного отбора.

Для турбин Р: число над чертой — давление свежего пара, под чертой — противодавление.

Для турбин ПР второе числовое обозначение состоит из трех чисел, разделенных двумя наклонными чертами: первое — давление свежего пара, второе — давление производственного отбора, третье — противодавление.

Для турбин АЭС иногда указывается частота вращения, об/мин. Последняя цифра — номер заводской модификации турбины данного типоразмера.

Примеры обозначений турбин: К-300-240 — конденсационная турбина номинальной мощностью 300 МВт на начальное давление 240 $кгс/см^2$; ПТ-135/165-130/15 — теплофикационная турбина с производственным отбором пара номинальной мощностью 135 МВт, максимальной мощностью 165 МВт, начальное давление пара 130 $кгс/см^2$, давление отбираемого пара 15 $кгс/см^2$; К-1000-60/1500-1 — конденсационная турбина номинальной мощностью 1000 МВт, начальное давление пара 60 $кгс/см^2$, частота вращения 1500 об/мин, первая заводская модификация этого типоразмера.

Номинальная мощность конденсационной турбины (типа К) — наибольшая мощность на зажимах генератора, которую турбина должна длительно развивать при номинальных значениях всех других основных параметров и при отборах пара на постоянные собственные нужды энергоустановки.

Номинальная мощность теплофикационной турбины (типов П, Т, ПТ, ПР и ТР) и турбины с противодавлением — наибольшая мощность на зажимах генератора, которую турбина должна длительно развивать при номинальных значениях основных параметров.

Максимальная мощность конденсационных турбин (К) достигается при максимальном расходе пара через стопорные клапаны и при отключении тепловых потребителей, предусмотренных техническими условиями.

Максимальная мощность теплофикационной турбины и турбины с противодавлением — наибольшая мощность на зажимах генератора, которую турбина должна длительно развивать при определенных соотношениях расходов отбираемого пара и давлений в отборах и противодавлений при номинальных значениях других основных параметров.

Турбины должны допускать длительную работу при отклонениях начальных параметров пара и температуры промежуточного перегрева пара от номинальных значений в пределах, указанных в табл. 3.2.

Пределы регулирования давления пара в отборах и за противодавленческой турбиной приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.1. Типы турбин и их основные параметры (по ГОСТ 3618-82)

Типоразмер турбин	Мощность, МВт		Начальные параметры пара		Температура промежуточного перегрева пара, °С	Абсолютное давление, МПа		Расход отбираемого пара, т/ч (предельное отклонение ±10%)	Температура воды, °С	
	номинальная	максимальная	Абсолютное давление, МПа	Температура, °С		отбираемого пара	за турбиной (противодавление)		питательной (предельное отклонение ±10 %)	охлаждающей
К-210-130	210	—	12,8	540	540	—	—	—	240	12; 15
К-500-130*	500	—		510	510					
К-300-240	300	—	23,5	540	540	—	—	—	270	
К-500-240	500	—								
К-800-240	800	—								
К-1200-240	1200	—								
К-1600-240*	1600	—								
П-6-35/5	6,0	6,6	3,4	435	—	0,50	—	40	145	20
Т-110/120-130	110	120	12,8	555	—	0,09	—	340	230	—
Т-175/210-130	175	210						520		20; 27
Т-180/210-130	180	210		540	540	0,10	—	460	250	
Т-250/300-240	250	300	23,5			0,09	—	620	265	20
ПТ-12/15-35/10	12	15	3,4	435	—	1,00	—	50/40	145	
ПТ-25/30-90/10	25	30	8,8	535		0,12		70/50	215	
ПТ-80/100-130/13	80	100	12,8	555	—	1,30 / 0,09	—	185/130	250	
ПТ-135/165-130/15	135	165				1,45 / 0,08		320/210	230	20; 27
Р-2,5-35/3	2,5	—	3,4	435	—	—	0,30	—	—	—
Р-4-35/5	4,0	—					0,50			
Р-6-35/5	6,0	—								
Р-6-35/10	6,0	—					1,00			
Р-12-35/5	12	—					0,50			
Р-12-90/31	12	—	8,8	535			3,05		230	
Р-50/60-130/13	50	—	12,8	555			1,30			
Р-100/105-130/15	100	—	12,8	555			1,45			

Продолжение табл. 3.1

Типоразмер турбин	Мощность, МВт		Начальные параметры пара		Температура промежуточного перегрева пара, °С	Абсолютное давление, МПа		Расход отбираемого пара, т/ч (предельное отклонение ± 10%)	Температура воды, °С	
	номинальная	максимальная	Абсолютное давление, МПа	Температура, °С		отбираемого пара	за турбиной (противодавление)		питательной (предельное отклонение ±10 %)	охлаждающей
ПР-6-35/10/1,2	6,0	—	3,4	435	—	1,00	0,12	50	—	—
ПР-6-35/10/5							0,50	40		
ПР-6-35/15/5						1,45				
ПР-12/15-90/15/7	12	—	8,8	535	—		0,70	75		
ТР-110-130	110	—	12,8	555	—	0,09	0,07	350	230	—

Примечания. 1. Турбины типоразмеров Т-110/120-130, Т-175/210-130, Т-180/210-130, Т-250/300-240, ПТ-80/100-130/13, ПТ-135/165-130/15 и ТР-110-130 должны изготовляться со ступенчатым подогревом сетевой воды. За абсолютное давление отбираемого пара принято номинальное давление в верхнем отопительном отборе. В графе «Расход отбираемого пара» указан суммарный расход отбираемого пара из ступеней отопительного отбора; для турбины типоразмера ТР-110-130 приведен суммарный расход отбираемого пара из отопительного отбора и расход пара через выхлопной патрубок. Максимальные расходы отбираемого пара и пределы изменения его абсолютного давления должны устанавливаться в нормативно-технической документации на турбины конкретных типоразмеров.

2. При наличии технико-экономических обоснований соответствующих котлов и трубопроводов допускается изготовлять турбины с начальной температурой пара и температурой промежуточного перегрева:

560/540 °С — К-800-240; 565/565 °С — К-210-130;
560/540 °С — К-500-240; 560/565 °С — Т-250/300-240;
560/565 °С — К-300-240; 565/565 °С — Т-180/210-130.

3. Для турбин типоразмеров Т-180/210-130 и Т-175/210-130 максимальную мощность на конденсационном режиме устанавливают в зависимости от температуры охлаждающей воды.

4. По заказу потребителя допускается изготовлять турбины с противодавлением

Р-4-35/5 — 1,45 МПа; Р-12-35/5 — 1,00 МПа;
Р-6-35/5 — 0,30 МПа; Р-12-90/31 — 1,75 МПа;

с абсолютным давлением отбираемого пара

ПТ-6-35/10/1,2 — 0,50 МПа;
ПТ-12/15-35-10 — 1,30 МПа.

Указанное значение противодавления должно входить в условное обозначение турбины. Для турбины типоразмера Р-12-35/5 при противодавлении 1,0 МПа обеспечение номинальной мощности необязательно.

5. Для турбин типа ПТ в графах «Абсолютное давление отбираемого пара» и «Расход отбираемого пара» в числителе указаны номинальные давления и расход пара из производственного отбора, в знаменателе — из отопительного.

* Основные параметры уточняются при проектировании.

Номинальными начальными параметрами пара называются номинальное давление и номинальная температура пара перед стопорным клапаном турбины.

Начальной температурой пара после промежуточного перегрева называется регламентированная ГОСТ 3618-82 температура перед регулировочными органами цилиндра среднего давления (ЦСД); номинальная температура питательной воды после регенеративного подогрева — регламентируемая ГОСТ 3618-82 температура воды за последним по ходу воды регенеративным подогревателем.

Номинальная температура охлаждающей воды — регламентируемая ГОСТ 3618-82 температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, при которой завод-изготовитель гарантирует значение удельного расхода теплоты и расход пара на турбину.

Номинальный отбор — наибольшее количество отбираемого пара в единицу времени при номинальной мощности турбины и при поддержании прочих параметров в пределах допуска, определяемого ГОСТ 3618-82.

У турбин типов Т и П номинальные отборы соответствуют номинальной мощности при вентиляционном (предельно малом) пропуске пара в конденсатор. Непредусмотренные ГОСТ турбины типа ТК имеют так называемую «привязанную» конденсационную мощность: при номинальном отборе и номинальной мощности расход пара в конденсатор превышает вентиля-

Таблица 3.2. Пределы допустимых отклонений начальных параметров пара и температуры промежуточного перегрева пара (по ГОСТ 3618-82)

Начальные параметры пара				Температура промежуточного перегрева пара, °С	
Абсолютное давление, МПа (кгс/см²)		Температура, °С			
Номинальное	Пределы отклонений	Номинальная	Пределы отклонений	Номинальная	Пределы отклонений
3,4 (35)	+0,2 (+2) −0,3 (−3)	435	+10 −15	—	—
8,8 (90)	±0,49 (5)	535	+5	—	—
12,8 (130)		555	−10	—	—
		510 540		510 540	+5 −10
23,5 (240)		540		540	

Примечание. Условия работы турбин при снижении параметров, выходящих за пределы, указанные в таблице, которые могут иметь место при снижении паропроизводительности котла, должны устанавливаться в нормативно-технической документации на турбину.

Таблица 3.3. Пределы регулирования давления пара в отборах и за турбиной с противодавлением (по ГОСТ 3618-82)

Номинальное абсолютное давление отбираемого пара и пара за турбиной (противодавление), МПа	Пределы регулирования абсолютного давления отбираемого пара и пара за турбиной (противодавления), МПа	
	нижний	верхний
0,08	0,04; 0,05; 0,06	0,15; 0,20; 0,25; 0,30
0,09	0,04; 0,05; 0,06	0,15; 0,20; 0,25; 0,30
0,10	0,04; 0,05; 0,06	0,15; 0,20; 0,25; 0,30
0,12	0,07	0,25
0,30	0,20	0,40
0,50	0,40	0,70
0,70	0,50	0,90
1,00	0,80	1,30
1,30	1,00	1,55
1,45	1,20	1,75; 2,05
1,75	1,45	2,05
3,05	2,85	3,25

Примечание. На режимах работы турбины с ограничением какого-либо отбора пара допускается повышать его абсолютное давление сверх верхнего предела регулирования. Допустимое повышение давления устанавливают в нормативно-технической документации на турбины конкретных типоразмеров.

ционный расход и обеспечивает выработку «конденсационной» мощности.

Характеристики электрических генераторов мощностью 200 МВт и более приведены в табл. 3.4.

3.2.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТУРБИН ПЕРЕГРЕТОГО И ВЛАЖНОГО ПАРА

Типовые структурные схемы конденсационных турбин перегретого пара мощностью 210 МВт и выше приведены на рис. 3.3.

Турбины мощностью 300 МВт (рис. 3.3) имеют совмещенный цилиндр среднего давления (ЦСНД) с одним потоком низкого давления, через который проходит 1/3 расхода пара, выходящего из части среднего давления; остальные 2/3 расхода направляются в двухпоточный ЦНД.

Типовая структурная схема турбин перегретого пара мощностью 200, 500, 800 и

Таблица 3.4. Характеристики турбогенераторов трехфазного тока серий ТВ и ТГ с водородным охлаждением

Характеристика	Тип генератора					
	ТВВ-200-2	ТВФ-200-2	ТГВ-200	ТВВ-300-2	ТГВ-300	ТГВ-500
Завод-изготовитель	Электросила		Электротяжмаш	Электросила	Электротяжмаш	
Активная мощность, кВт	200 000	200 000	200 000	300 000	300 000	500 000
Кажущаяся мощность, кБ·А	235 000	235 000	235 000	353 000	353 000	588 000
Коэффициент мощности	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Номинальное напряжение, В	15 750	11 000	15 750	20 000	20 000	20 000
Давление водорода, МПа	0,3	0,2	0,3	0,35	0,30	0,3
Коэффициент полезного действия, %	98,8	98,8	98,87	98,80	98,75	98,75
Критическая частота вращения, об/мин:						
первая	1 350	1 100	1 350	900	1 280	1 230
вторая	4 300	3 560	4 400	2 600	4 130	4 200
Маховой момент, т·м²	22,4	26,4	29	29,8	31,0	33,0
Вращающий момент при коротком замыкании, кН·м	Восьмикратный				Десятикратный	12 960; 15 070
Масса ротора, т	42	51	50	55,0	55,8	61,5
Масса статора, т	164	250	208	259,8	250,0	220,0
Общая масса с возбудителем, т	250	350	—	308,8	366,0	387,0

Характеристика	Тип генератора				
	ТВВ-500-2	ТВВ-800-2	ТВВ-1200-2У3	ТВВ-1000-4У3	ТГВ-500-4
Завод-изготовитель	Электросила		Электросила		Электротяжмаш
Активная мощность, кВт	500 000	800 000	1 200 000	1 000 000	500 000
Кажущаяся мощность, кВ·А	588 000	889 000	1 330 000	1 111 000	588 000
Коэффициент мощности	0,85	0,90	0,9	0,9	0,85
Номинальное напряжение, В	20 000	24 000	24 000	24 000	20 000
Давление водорода, МПа	0,4	—	—	—	0,4
Коэффициент полезного действия, %	98,7	98,7	98,8	98,7	98,815
Критическая частота вращения, об/мин:					
первая	—	—	—	—	—
вторая	—	—	—	—	—
Маховой момент, т·м²	—	—	18,5	—	—
Вращающий момент при коротком замыкании, кН·м	—	—	—	—	—
Масса ротора, т	65	84	104	156	154
Масса статора, т	225	322	410	333	239,5
Общая масса с возбудителем, т	420	589	717	746	500

Примечания: 1. Данные действительны при температуре охлаждающего газа 40 °С.
2. Чистота водорода 95%.
3. При охлаждении воздухом мощность генераторов серий ТВ и ТГ составляет не менее 60% номинальной.
4. Генераторы рассчитаны на 3000 об/мин, за исключением генераторов ТВВ-1000-4У3 и ТГВ-500-4, которые рассчитаны на 1500 об/мин.

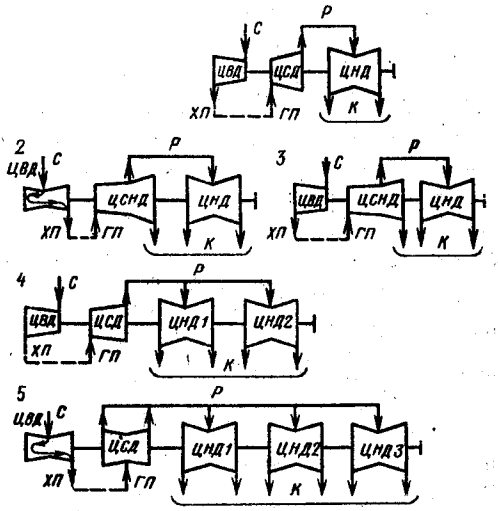


Рис. 3.3. Стуктурные схемы конденсационных турбин мощностью 200—1200 МВт:
С — подвод свежего пара; *ХП* — отвод пара на промежуточный перегрев; *ГП* — подвод пара после промежуточного перегрева; *Р* — подвод пара от ЦСД к ЦНД; *К* — отвод пара в конденсатор; *1* — К-200-130 (ПОТ ЛМЗ); *2* — К-300-240 ПОТ ЛМЗ; *3* — К-300-240 ПО «Турбоатом»; *4* — К-500-130 ПОТ ЛМЗ, К-500-240 ПО «Турбоатом»; *5* — К-800-240 ПОТ ЛМЗ, К-1200-240 ПОТ ЛМЗ

1200 МВт: один цилиндр высокого давления (ЦВД), один цилиндр среднего давления (ЦСД), несколько (от одного до трех) цилиндров низкого давления (ЦНД).

Цилиндры высокого давления — однопоточные с прямым или возвратным потоком пара (см. типовые ЦВД), ЦСД — одно- или двухпоточные, ЦНД — двухпоточные (рис. 3.3).

Типовые структурные схемы теплофикационных турбин с отопительными отборами пара. На рис. 3.4 представлены структурные схемы турбин типа Т. Турбины мощностью 100—200 МВт имеют три цилиндра, из которых ЦВД и ЦСД — однопоточные, а ЦНД — двухпоточный (рис. 3.4). Турбина Т-180/210-130 (ПОТ ЛМЗ) имеет промежуточный перегрев пара (рис. 3.4,*2*) в отличие от турбин ПО ТМЗ Т-100/120-130 и Т-175/210-130, выполненных без промежуточного перегрева (рис. 3.4,*1*). Турбина Т-250/300-240 (рис. 3.4) имеет выделенный двухпоточный ЦСД-2, в котором выполнены верхний и нижний отопительные отборы. Выделение двухпоточного ЦСД-2 обусловлено необходимостью уравновешивания переменных осевых усилий, действующих на ротор турбины, и большими размерами подводящих и отводящих паропроводов теплофикационных отборов.

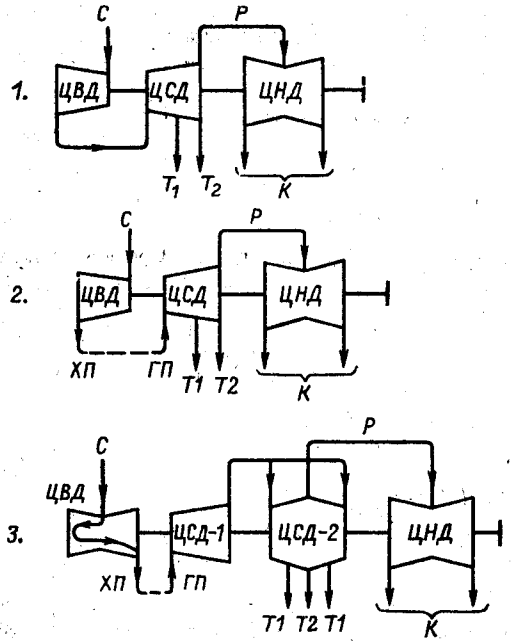


Рис. 3.4. Структурные схемы теплофикационных турбин мощностью 100—250 МВт с отопительными отборами пара:
Т1 — верхний отопительный отбор; *Т2* — нижний отопительный отбор. Остальные обозначения те же, что и на рис. 3.3; *1* — Т-100/120-130, Т-175/210-130 (ЦВД с возвратным потоком пара) ПО ТМЗ; *2* — Т-180/210-130 ПОТ ЛМЗ; *3* — Т-250/300-240 ПО ТМЗ

Турбины влажного пара для АЭС (рис. 3.5), как правило, имеют один ЦВД, после которого расположен сепаратор — промежуточный перегреватель (СПП), и несколько (от одного до четырех) ЦНД.

В некоторых турбинах применяется ЦСД, совмещенный с ЦВД (К-500-60/1500), или отдельный (К-1000-60/1500-1).

Отличительной особенностью турбин К-500-60/1500 и К-1000-60/1500-1 является также применение боковых конденсаторов (см. § 3.7). Тепловые испытания турбины К-1000-60/1500-1 на Южноукраинской АЭС показали высокую экономичность турбоустановок этого типа, превышающую экономичность турбоустановок с нижним расположением конденсаторов и без выделенного ЦСД — К-1000/60/1500-2. Преимущество установок первой модификации заключается также в большей простоте фундамента, меньшей кубатуре машинного зала, т. е. в меньших капитальных затратах.

Типовые цилиндры высокого давления турбин перегретого пара. ЦВД с прямым потоком пара (типовая конструкция ПО «Турбоатом») (рис. 3.6) выполняется двухкорпусным, применяется для турбин К-300-240 и К-500-240. Продолжением

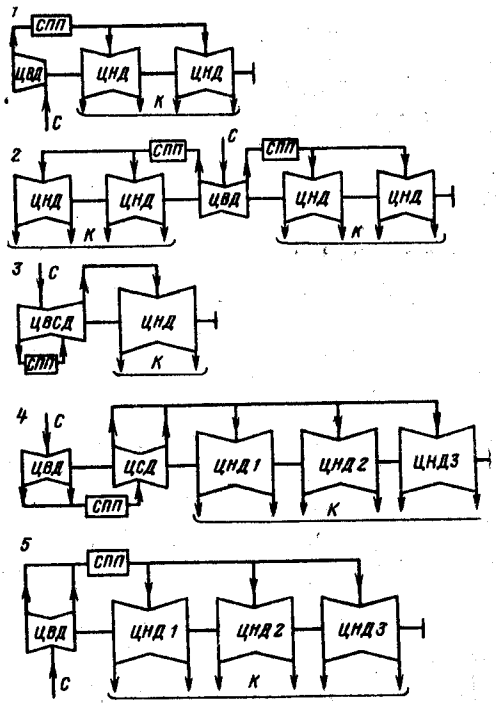


Рис. 3.5. Структурные схемы турбин влажного пара мощностью 220—1000 МВт:

С — подвод свежего пара; *К* — отвод пара в конденсатор; *СПП* — сепаратор — промежуточный пароперегреватель; *1* — К-220-44 ПО «Турбоатом»; *2* — К-500-65/3000 ПО «Турбоатом», К-750-65/3000 ПО «Турбоатом», К-1000-60/3000 ПОТ ЛМЗ; *3* — К-500-60/1500 ПО «Турбоатом»; *4* — К-1000-60/1500-1 ПО «Турбоатом»; *5* — К-1000-60/1500-2 ПО «Турбоатом»

фланцев в передней и задних частях цилиндра являются лапы, при помощи которых корпус опирается на стулья подшипников. Наружный корпус ЦВД имеет входные и выходные патрубки. К входному патрубку присоединяется (сваркой) перепускной паропровод, идущий от колонки клапанов. На конце перепускного паропровода имеется штуцер, входящий в горловину входного патрубка внутреннего корпуса. Штуцер уплотнен компрессионными разрезными кольцами.

Выходной патрубок соединен с паропроводом промежуточного перегрева («холодной ниткой» промперегрева), по которому пар поступает в котел на перегрев.

Внутренний корпус (или внутренний цилиндр), как и наружный, имеет горизонтальный фланцевый разъем. Свежий пар поступает во внутренний корпус через штуцер, упомянутый ранее.

Ротор ЦВД — дисковый цельнокованый. Рабочие лопатки имеют цельнофрезерованные или прикрепленные бандажи.

ЦВД с возвратным потоком пара (рис. 3.7) применяется для турбин К-300-240, К-500-240, К-500-166, К-800-240, К-1200-240 (ПОТ ЛМЗ) и турбин Р-100-130/15, ПТ-135/165-130/15, Т-175/210-130, Т-250/300-240 (ПО ТМЗ). Пар поступает во внутренний корпус в средней части цилиндра, проходит через несколько ступеней в левой части ЦВД, протекает между внутренним и наружным корпусами в противоположном направлении, проходит через оставшиеся ступени ЦВД и затем через выходной патрубок выводится из цилиндра.

Типовая конструкция цилиндра среднего давления турбин перегретого пара. ЦСД крупных турбин выполняются однопоточными и двухпоточными. Однопоточные ЦСД выполняются для турбин К-210-130, Т-180/210-130 (ПОТ ЛМЗ), К-500-240 (ПО «Турбоатом»), Т-100/120-130, Т-175/210-130, Т-250/300-240 (ПО ТМЗ). Двухпоточные ЦСД выполняются для турбин К-500-240, К-500-166, К-800-240, К-1200-240 (ПОТ ЛМЗ). ЦСД турбины К-800-240 ПОТ ЛМЗ (в левой части рис. 3.8 изображен один из двух потоков ЦСД) в зоне подвода пара имеет двухстенную конструкцию.

Наружный корпус имеет четыре входных патрубка, к которым подсоединены регулирующие клапаны. В нижней половине наружного корпуса — патрубки регенеративных отборов пара.

Типовая конструкция ЦВД турбин влажного пара. ЦВД турбин влажного пара при мощностях более 220 МВт обычно выполняют двухпоточными (рис. 3.9).

Для предотвращения щелевой эрозии некоторые элементы статора — диафрагмы, обоймы, козырьки в местах стыковки между их половинами и опорные поверхности — имеют наплавки из нержавеющей стали. В последних конструкциях внутренний корпус и диафрагмы по этим соображениям выполняются целиком из нержавеющей стали.

В ступенях ЦВД влажнопаровых турбин применяются влагоудаляющие устройства.

Типовые конструкции цилиндров низкого давления. ЦНД, как правило, двухпоточные. Типовой ЦНД конструкции ПОТ ЛМЗ (см. рис. 3.8) применяются для турбин типов К-300-240, К-500-240, К-500-166 и К-800-240. Цилиндр состоит из средней части и двух выходных патрубков, соединенных вертикальными технологическими фланцами.

Средняя часть цилиндра имеет двухкорпусную конструкцию.

Цилиндр опирается на фундаментные плиты при помощи опорных балконов, приваренных снаружи выходных патрубков. Пар к ЦНД подводится двумя паропроводами, присоединенными через линзовые

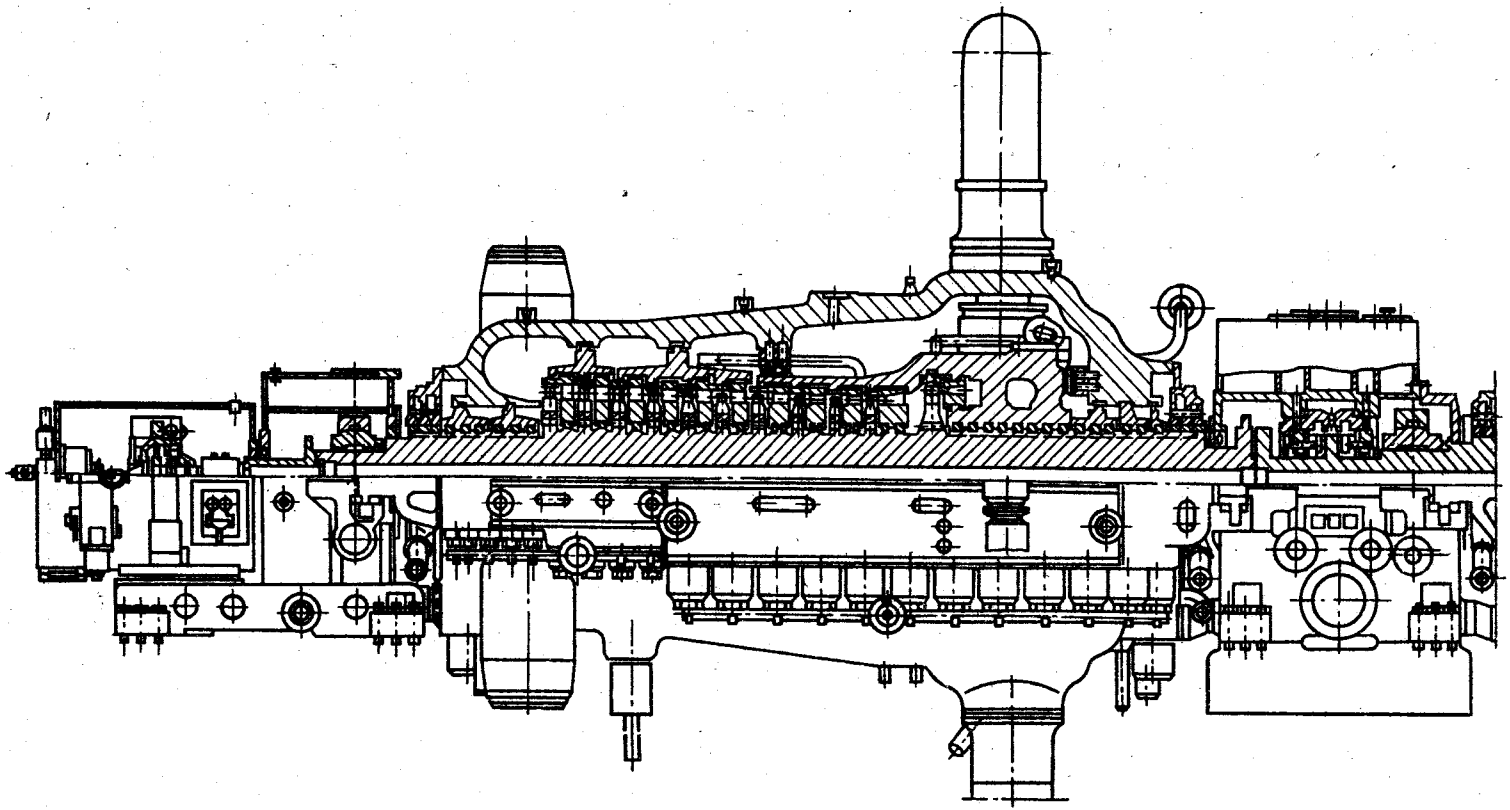


Рис. 3.6. Цилиндр высокого давления прямоточной конструкции турбины перегретого пара

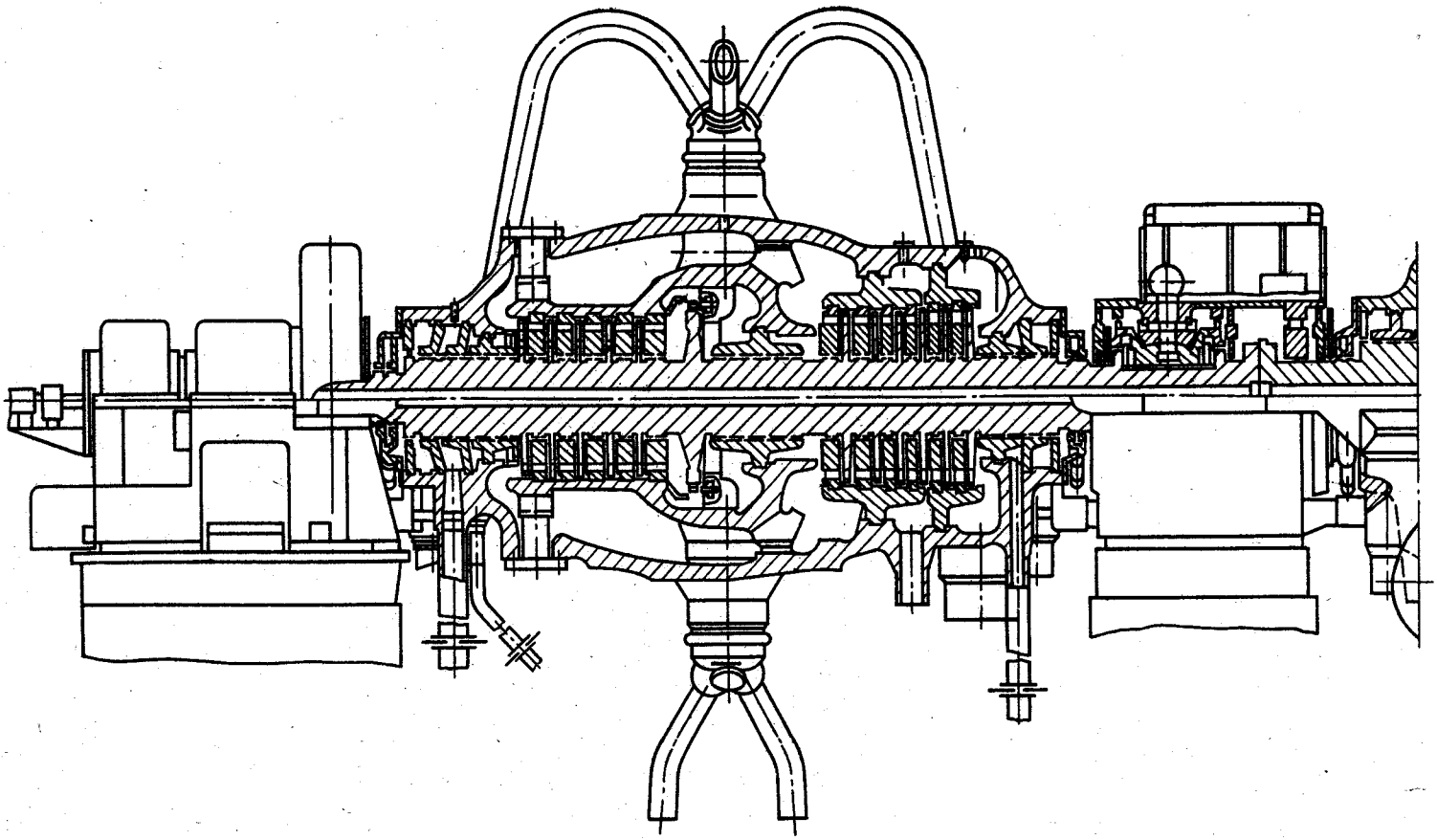


Рис. 3.7. Цилиндр высокого давления с возвратным потоком пара турбины перегретого пара

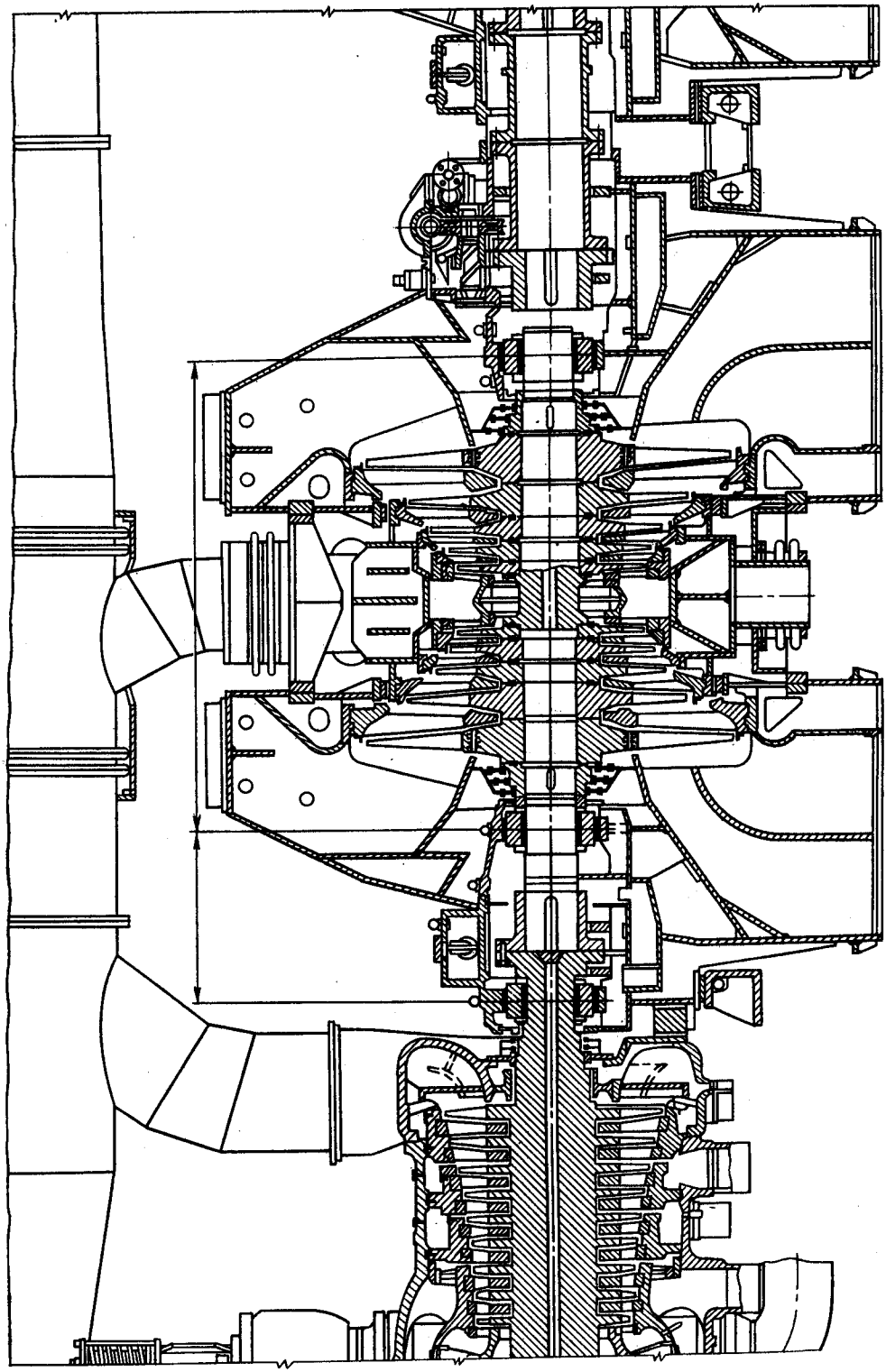


Рис. 3.8. Цилиндры среднего (слева) и низкого (справа) давления турбины перегретого пара

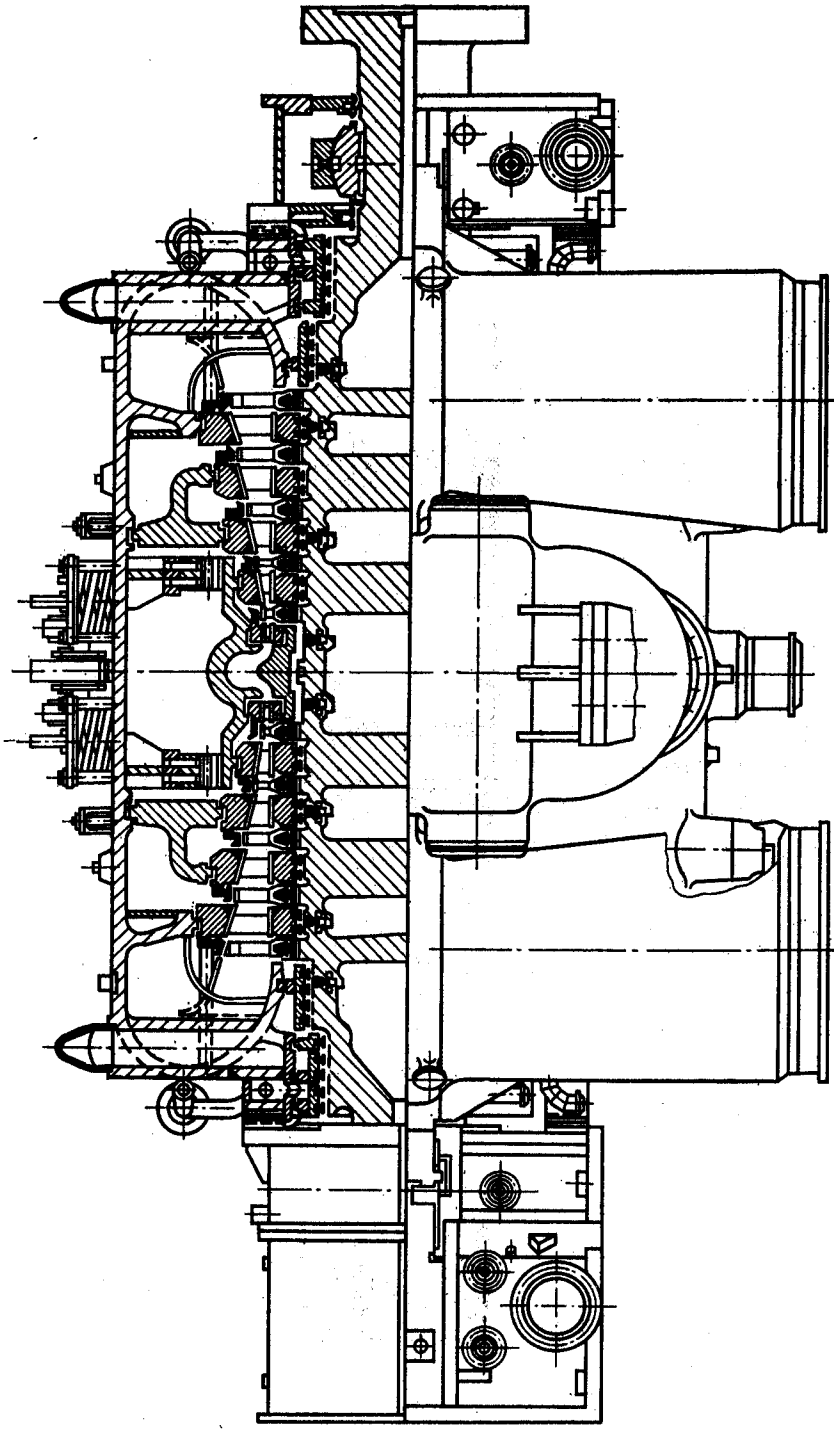


Рис. 3.9. Цилиндр высокого давления турбин влажного пара

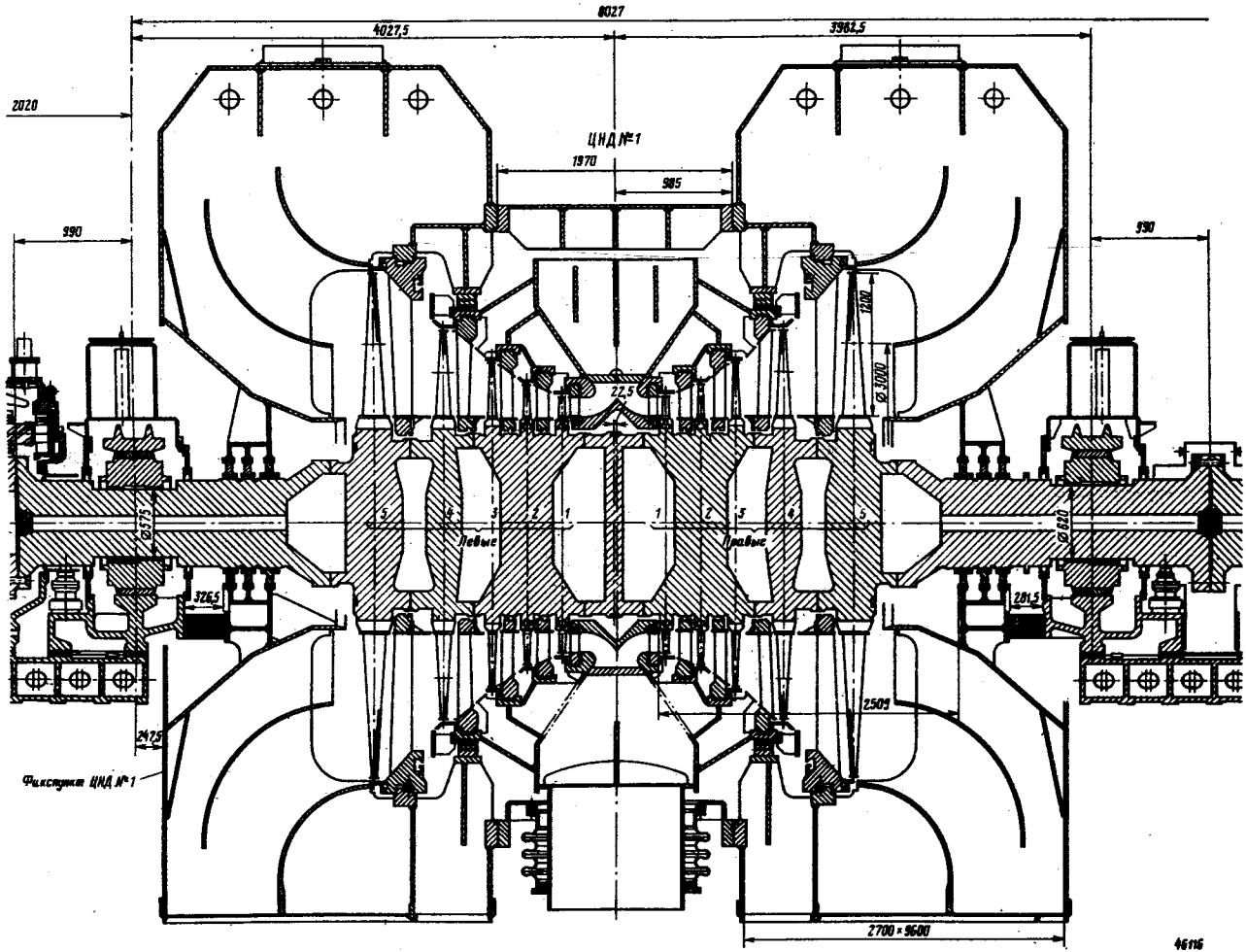


Рис. 3.10. Цилиндр низкого давления турбин перегретого и влажного пара

Таблица 3.5. **Характеристики стационарных паровых турбин для привода электрических генераторов мощностью 50—1200 МВт**

Характеристика	К-1200-240	К-800-240	К-1000-60/3000	К-500-166-2	К-300-240
Завод-изготовитель	ПОТ ЛМЗ	ПОТ ЛМЗ	ПОТ ЛМЗ	ПОТ ЛМЗ	ПОТ ЛМЗ
Номинальная мощность, МВт	1 200	800	1 062	500	300
Максимальная мощность, МВт	1 380	850	—	525	330
Давление свежего пара, МПа	23,54	23,54	5,88	16,27	23,54
Температура свежего пара, °С	540	540	274	535	560
Давление пара после промежуточного перегревателя, МПа	3,51	3,24	0,58	3,65	3,53
Температура пара после промежуточного перегревателя, °С	540	540	250	535	565
Регулируемые отборы пара:					
давление, МПа:					
$p_п$ (производственный отбор)	—	—	—	—	—
$p_т$ (отопительный отбор)	—	—	—	—	—
максимальный расход, т/ч	—	—	—	—	—
Число отборов пара для регенерации	9	8	8	7	8
Давление отработавшего пара, кПа	3,58	3,43	5,1	5,88	3,43
Температура охлаждающей воды, °С	12	12	20	22	12
Расход охлаждающей воды, м³/ч	108 000	73 000	—	55 000	33 500
Максимальный расход пара, т/ч:					
ЧВД	3 950	2 650	—	1 712	930
ЧСД	—	—	—	—	—
ЧНД	—	—	—	—	—
Число корпусов	5	5	5	4	3
Число ступеней	21	26	10	25	29
Формула проточной части:					
ЧВД	8	1Р + 11	2 × 5	1Р + 8	1Р + 11
ЧСД	2 × 8	2 × 9	—	2 × 11	12
ЧНД	2 × 5	2 × 5	8 × 5	2 × 5	2 × 5
Число выхлопов	6	6	8	4	3
Общая масса турбины, т	1 900	1 300	2 000	—	690
Полная длина турбины (с генератором/без генератора), м	71,8/47,9	59,5/39,7	74/50	47,2/30	37,4/21,3
Температура питательной воды, °С	274	274	221	250	265
Расчетный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	7 650	7 640	—	8 140	7 720
Средний диаметр последней ступени, мм	3 000	2 480	3 000 (2 800)	2 480	2 480
Высота рабочих лопаток последней ступени, мм	1 200	960	1 200 (1 000)	960	960

Продолжение табл. 3.5

Характеристика	К-210-130	Т-180/210-130	ПТ-80/100-130/13	ПТ-60/75-130/13	Р-50-130/13
Завод-изготовитель	ПОТ ЛМЗ	ПОТ ЛМЗ	ПОТ ЛМЗ	ПОТ ЛМЗ	ПОТ ЛМЗ
Номинальная мощность, МВт	210	180	80	60	50
Максимальная мощность, МВт	215	210	100	75	60
Давление свежего пара, МПа	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75
Температура свежего пара, °С	565	540	565	565	565
Давление пара после промежуточного перегревателя, МПа	2,31	2,49	—	—	—
Температура пара после промежуточного перегревателя, °С	565	540	—	—	—
Регулируемые отборы пара:					
давление, МПа:					
$p_п$ (производственный отбор)	—	—	1,28	1,28	—
$p_т$ (отопительный отбор)	—	(0,059—0,196)/ /(0,049—0,147)	0,098—0,03	0,118	—
максимальный расход, т/ч	—	—	300/200	250/160	—
Число отборов пара для регенерации	7	7	7	7	3
Давление отработавшего пара, кПа	3,45	—	—	—	$1{,}3 \cdot 10^3$
Температура охлаждающей воды, °С	10	27	20	20	—
Расход охлаждающей воды, м³/ч	25 000	22 000	8 000	8 000	—
Максимальный расход пара, т/ч:					
ЧВД	670	670	470	387	480
ЧСД	—	—	—	—	—
ЧНД	—	—	—	160	—
Число корпусов	3	3	2	2	1
Число ступеней	27	27	30	30	17
Формула проточной части:					
ЧВД	1Р + 11	1Р + 11	1Р + 16	1Р + 16	1Р + 16
ЧСД	11	11	1Р + 8	1Р + 8	—
ЧНД	2 × 4	2 × (1Р + 3)	1Р + 3	1Р + 3	—
Число выхлопов	2 (полуторных)	2	1	1	1
Общая масса турбины, т	560	—	—	260	—
Полная длина турбины (с генератором/без генератора), м	33,12/20,31		25,24/14,85	23,46/14,23	18,4/8,86
Температура питательной воды, °С	240	248	249	242	235
Расчетный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	8 070	8 435	9 585	9 310	—
Средний диаметр последней ступени, мм	2 100	2 090	2 000	2 000	—
Высота рабочих лопаток последней ступени, мм	765	640	665	665	—

Таблица 3.5. **Характеристики стационарных паровых турбин**

Характеристика	К-500-240-2	К-300-240	К-160-130	К-1000-60/1500	КТ-1070-60/1500-3
	1	2	3	4	5
Завод-изготовитель	ПО «Турбоатом»	ПО «Турбоатом»	ПО «Турбоатом»	ПО «Турбоатом»	ПО «Турбоатом»
Номинальная мощность, МВт	500	300	160	1030	1082
Максимальная мощность, МВт	535	320	165	1030	—
Давление свежего пара, МПа	23,54	23,54	12,75	5,88	5,88
Температура свежего пара, °С	540	560	565	274,3	274,3
Давление пара после промежуточного перегревателя, МПа	3,65	3,53	2,8	1,15	1,15
Температура пара после промежуточного перегревателя, °С	540	565	565	250	250
Регулируемые отборы пара: давление, МПа:					
$p_п$ (производственный отбор)	—	—	—	—	—
$p_т$ (отопительный отбор)	—	—	—	—	—
максимальный расход, т/ч	—	—	—	—	—
Число отборов пара для регенерации	9	9	7	7	7
Давление отработавшего пара, МПа	0,0035	0,00343	0,00343	0,0039	0,006
Температура охлаждающей воды, °С	12	12	12	15	20
Расход охлаждающей воды, м³/ч	2×26 740	34 805	20 812	166 000	—
Максимальный расход пара, т/ч:					
ЧВД	1 650	950	516	—	—
ЧСД	—	—	—	—	—
ЧНД	—	—	—	—	—
Число корпусов	4	3	2	5	3
Число ступеней	26	28	21	16	14
Формула проточной части:					
ЧВД	1Р + 9	1Р+10	7 + 8	2×7	2×7
ЧСД	11	12	—	2×5	—
ЧНД	4×5ст	3×5ст	2×6ст	6×4	4×7
Число выхлопов	4	3	2	6	4
Общая масса турбины, т	1 100	625	420	—	—
Полная длина турбины, м:					
с генератором	47,3	33,6	31,2	—	—
без генератора	29,2	22	14,5	50,7	—
Температура питательной воды, °С	265	265	229	223	223
Расчетный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	7 660	7 795	8 330	10 600	10 465
Средний диаметр последней ступени, мм	2 550	2 550	2 125	4 150	4 150

для привода электрических генераторов мощностью 50—1200 МВт

К-750-65/3000	К-500-65/3000	К-500-60/1500	К-220-44-1	Т-250/300-240-3	Т-175/210-130
6	7	8	9	10	11
ПО «Турбоатом»	ПО «Турбоатом»	ПО «Турбоатом»	ПО «Турбоатом»	ПО ТМЗ	ПО ТМЗ
810	500	530	220	250	175
—	542,8	—	236	300	210
6,37	6,46	5,88	4,31	23,54	12,75
280	280,4	274,3	254,9	540	555
0,49	0,294	1,15	0,266	4,07	—
263	263	250	240,2	540	—
—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	0,059—0,196/0,049—0,196	0,059—0,294/0,049—0,196
—	—	—	—	600	490
6	6	7	8	8	7
0,0045	0,0039	0,006	0,00353	0,0049	0,0049
20	12	20	12	20	20
—	4×20 720	—	48 940	28 000	24 800
—	2914	—	1 445,4	980	760
—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	600	—
5	5	2	3	4	3
11	10	16	11	31	25
2×6	2×5	7	6	1Р + 11	1Р + 12
—	—	5	—	10 + 2×6	9
8×5	8×5ст	2×4	2×5ст	2×3ст	2×(1Р + 2)
8	8	2	4	2	2
—	1570	550	750	—	—
—	56,2	—	32,220	4 2,5	—
40,6	40	24,8	23,1	2 6,2	—
167,5	167,5	223	225,1	263	232
10 676	11 090	10 762	11 177	8 140	8 790
2 530	2 350	4 150	2 350	2 390	2 280

Характеристика	Т-110/120-130-5	Т-50/60-130
	12	13
Завод-изготовитель	ПО ТМЗ	ПО ТМЗ
Номинальная мощность, МВт	100	50
Максимальная мощность, МВт	120	60
Давление свежего пара, МПа	12,75	12,75
Температура свежего пара, °С	555	555
Давление пара после промежуточного перегревателя, МПа	—	—
Температура пара после промежуточного перегревателя, °С	—	—
Регулируемые отборы пара: давление, МПа:		
$p_п$ (производственный отбор)	—	—
$p_т$ (отопительный отбор)	0,059—0,245/0,049—0,196	0,059—0,245/0,049—0,196
максимальный расход, т/ч	320	160
Число отборов пара для регенерации	7	7
Давление отработавшего пара, МПа	0,0053	0,0049
Температура охлаждающей воды, °С	20	20
Расход охлаждающей воды, м³/ч	16 000	8 000
Максимальный расход пара, т/ч:		
ЧВД	485	255
ЧСД	430	—
ЧНД	260	135
Число корпусов	3	2
Число ступеней	25	22
Формула проточной части:		
ЧВД	1К + 8	1К + 8
ЧСД	14	—
ЧНД	2×(1Р + 1)	1Р + 15
Число выхлопов	2	1
Общая масса турбины, т	378	237,9
Полная длина турбины, м:		
с генератором	28,9	20,1
без генератора	18,57	12,9
Температура питательной воды, °С	232	225
Расчетный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	9 020	—
Средний диаметр последней ступени, мм	—	2 280

Продолжение табл. 3.5

ПТ-135/165-130/15	ПТ-50/60-130/7	Р-100-130/15	Р-40-130/31	ТК-450/500-60
14	15	16	17	18
ПО ТМЗ	ПО ТМЗ	ПО ТМЗ	ПО ТМЗ	ПО ТМЗ
135	50	100	40	450
165	60	107	43	500
12,75	12,75	12,75	12,75	5,88
555	555	555	555	274,3
—	—	—	—	0,95
—	—	—	—	260
1,18—2,16 0,088—0,245/0,039—0,118 390/255	0,49—0,98 0,059—0,245/0,049—0,196 160/100	— —	— —	— 0,059—0,294/0,039—0,196 —
7	7	1	1	7
0,00343	0,00343	1,47	3,04	0,00936
10	10	—	—	27
12 400	7 000	—	—	60 000
760 — 330	300 — 135	760 — —	470 — —	3 157 — —
2	2	1	1	4
25	24	13	9	15/14
1Р + 12 1Р + 7 3	1К + 12 7 + 1П + 5 1Р + 1	1Р + 12 — —	1К + 8 — —	2×6 2×6 2×3 + 2×4
1	1	1	1	4
—	244	184	103,7	1 400
27,8 15,3	22,85 13,6	19,3 9,0	16,8 7,7	— 33,22
—	230	—	—	221,2
9 435	—	—	—	11 280
—	—	—	—	2 390

Таблица 3.6. Параметры пара в камерах нерегулируемых отборов на номинальном режиме

Тип турбины	№ отбора	Подогреватель	Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С	Количество отбираемого пара, кг/с (т/ч)
К-1200-240 (ПОТ ЛМЗ)	I	ПВД9	6,288 (64,1)	354	79,44 (286)
	II	ПВД8	3,9 (39,8)	295	85,83 (309)
	III	ПВД7	1,82 (18,6)	450	35,27 (127)
	III	Турбопривод ПН	1,82 (18,6)	450	48,88 (176)
	IV	Деаэратор	0,9 (9,2)	355	24,16 (87)
	V	ПНД5	0,49 (5,0)	280	32,77 (118)
	VI	ПНД4	0,259 (2,64)	218	29,44 (106)
	VII	ПНД3	0,126 (1,29)	150	25,55 (92)
	VIII	ПНД2	0,047 (0,48)	80	26,66 (96)
	IX	ПНД1	0,02 (0,205)	60	31,11 (112)
К-800-240-5 (ПОТ ЛМЗ)	I	ПВД8	6,06 (61,8)	349	48,61 (175)
	II	ПВД7	3,77 (38,5)	289	60,55 (218)
	III	Турбопривод ПН	1,63 (16,6)	440	34,16 (123)
		ПВД6	1,63 (16,6)	440	30,27 (109)
	IV	Деаэратор	1,069 (10,9)	386	0,55 (2,0)
	V	ПНД4	0,578 (5,9)	310	24,72 (89)
	VI	ПНД3	0,28 (2,9)	231	26,11 (94)
	VII	Испаритель	0,113 (1,16)	148	—
		ПНД2	0,113 (1,16)	148	30,55 (110)
	VIII	ПНД1	0,021 (0,218)	60	24,16 (87)
К-1000-60/3000 (ПОТ ЛМЗ)	I	ПВД7	2,45 (25,0)	223	95,58
	II	ПВД6	1,5 (15,3)	198	93,25
	III	Деаэратор	0,94 (9,6)	177	33,33
	IV	ПНД5	0,572 (5,83)	157	77,27
		Турбопривод ПН	0,548 (5,58)	250	41,39
	V	ПНД4	0,268 (2,73)	184	39,19
	VI	ПНД3	0,132 (1,35)	123	33,94
	VII	ПНД2	0,0672 (0,685)	89	42,91
	VIII	ПНД1	0,0268 (0,273)	67	49,36
К-300-240-3 (ПОТ ЛМЗ)	I	ПВД8	6,12 (62,4)	375	15,97 (57,5)
	II	ПВД7	3,92 (40,0)	315	23,5 (84,6)
	III	ПВД6	1,559 (15,9)	450	7,16 (25,8)
		Турбопривод	1,559 (15,9)	450	24,72 (89,0)
	IV	Деаэратор	1,039 (10,6)	395	5,0 (18,0 *)
	V	ПНД4	0,505 (5,15)	300	9,72 (35)
	VI	ПНД3	0,235 (2,4)	240	8,33 (30 **)
	VII	ПНД2	0,087 (0,895)	140	8,77 (31,6)
	VIII	ПНД1	0,017 (0,172)	56	6,3 (22,7)
К-210-130-3 (6) (ПОТ ЛМЗ)	I	ПВД7	3,855 (39,3)	403	8,33 (30)
	II	ПВД6	2,52 (25,7)	347	10,0 (36)
	III	ПВД5	1,187 (12,1)	477	5,0 (18)
		Деаэратор	1,187 (12,1)	477	5,0 (18)
	IV	ПНД4	0,627 (6,4)	393	5,83 (21)
	V	ПНД3	0,27 (2,76)	289	4,72 (17)
	VI	ПНД2	0,125 (1,28)	207	6,66 (24)
	VII	ПНД1	0,026 (0,27)	78	6,11 (22)

Продолжение табл. 3.6

Тип турбины	№ отбора	Подогреватель	Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С	Количество отбираемого пара, кг/с (т/ч)
Т-180/210-130-2 (ПОТ ЛМЗ)	I	ПВД7	4,12 (42,1)	386	8,83 (31,8)
	II	ПВД6	2,72 (27,7)	333	13,97 (50,3)
	III	ПВД5	1,26 (12,9)	447	4,97 + 0,83 ***
		Деаэратор	1,26 (12,9)	447	18,1 + 3,0
	IV	ПНД4	0,658 (6,72)	360	7,97 (28,7)
	V	ПНД3	0,259 (2,64)	249	6,11 (22,0)
	VI	ПНД2	0,098 (1,0)	152	2,222 (8,0)
	VII	ПНД1	0,049 (0,5)	99	0,527 (1,9)
Р-50-130/13 (ПОТ ЛМЗ)	I	ПВД3	3,63 (37)	401	5,0 (18)
	II	ПВД2	2,158 (22)	336	5,55 (20)
	III	ПВД1	Зависит от включения деаэратора		
К-500-240-2 (ПО «Турбоатом»)	I	ПВД9	5,74 (58,5)	336	27,77 (100)
	II	ПВД8	4,07 (41,5)	294	39,72 + 1,12 *** (143 + 4,05 ***)
	III	ПВД7	1,7 (17,35)	432	21,38 (77)
	IV	Деаэратор	1,098 (11,2)	374	9,55 (34,4)
		Турбопривод ПН	1,098 (11,2)	374	27,47 (98,9)
	V	ПНД5	0,52 (5,3)	286	12,88 (46,4)
	VI	ПНД4	0,29 (3,0)	223	12,33 (44,4)
	VII	ПНД3	0,155 (1,58)	169	9,44 (34)
	VIII	ПНД2	0,082 (0,84)	113	19,72 + 1,62 * (7,1 + 5,85 *)
	IX	ПНД1	0,016 (0,165)	56	8,0 (28,8)
К-1000-60/1500 (ПО «Турбоатом»)	I	ПВД7	2,87 (29,3)	231,5	92,72 (333,8)
	II	ПВД6	1,822 (18,58)	207,7	76,47 (275,3)
		Турбопривод ПН	1,065 (10,86)	250	34,69 (124,9)
	III	ПВД5	1,122 (11,44)	185,0	50,55 (182,0)
		Деаэратор	1,122 (11,44)	185,0	48,94 (176,2)
	IV	ПНД4	0,582 (5,94)	189,0	44,91 + 1,44 * (161,7 + 5,2 *)
	V	ПНД3	0,312 (3,18)	135,2	76,41 (275,1)
	VI	ПНД2	0,08 (0,83)	94,3	56,44 + 1,8 * (203,2 + 6,5 *)
	VII	ПНД1	0,021 (0,22)	62,4	49,75 (179,13)
К-500-65/3000 (ПО «Турбоатом»)	I	Деаэратор	1,12 (11,42)	185	8,09 (29,15)
	II	ПНД5	0,619 (6,32)	160	34,75 (125,1)
	III	ПНД4	0,346 (3,53)	138	39,37 (141,76)
	IV	ПНД3	0,14 (1,44)	188	16,0 (57,609)
	V	ПНД2	0,065 (0,663)	120	15,8 + 1,55 * (56,9 + 5,6 *)
	VI	ПНД1	0,0258 (0,264)	66	21,21 (76,359)
К-220-44 (ПО «Турбоатом»)	I	ПВД8	2,786 (28,4)	229,8	18,37 (66,132)
	II	ПВД7	1,93 (19,7)	210,7	18,22 (65,61)
	III	ПВД6	1,288 (13,13)	196,2	16,41 (59,08)
		Деаэратор	1,288 (13,13)	191,2	12,31 (44,33)
	IV	ПНД5	0,508 (5,18)	152,4	11,88 + 0,6 * (42,8 + 2,18 *)
	V	ПНД4	0,3 (3,138)	134,4	16,16 (58,19)
	VI	ПНД3	0,127 (1,298)	168	6,66 (23,996)
	VII	ПНД2	0,058 (0,601)	101	6,51 + 0,17 * (23,45 + 0,639 *)
	VIII	ПНД1	0,029 (0,296)	68,4	9,86 (35,517)

Продолжение табл. 3.6

Тип турбины	№ отбора	Подогреватель	Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С	Количество отбираемого пара, кг/с (т/ч)
Т-250/300-240-2 (ПО ТМЗ)	I	ПВД8	5,76 (58,8)	345	14,25 (51,3)
	II	ПВД7	4,07 (41,5)	300	26,08 (93,9)
		Турбопривод ПН	2,48 (25,3)	485	41,94 (151)
	III	ПВД6	1,69 (17,3)	435	9,8 (35,3)
	IV	Деаэратор	1,00 (10,2)	365	4,27 (15,4)
	V	ПНД5	0,559 (5,7)	340	5,27 ** + 3,47 * (19 ** + 12,5 *)
	VI	ПНД4	0,28 (2,85)	230	10,83 (39,0)
	VII	ПНД3	0,093 (0,95)	135	4,805 (17,3)
	VIII	ПНД2	0,027 (0,28)	—	—
	IX	ПНД1	—	—	—
Т-110/120-130-4 (ПО ТМЗ)	I	ПВД7	3,32 (33,8)	379	4,86 + 0,55 * (17,5 + 2 *)
	II	ПВД6	2,28 (23,2)	337	7,72 (27,8)
	III	ПВД5	1,22 (12,4)	266	4,69 (16,9)
		Деаэратор	1,22 (12,4)	266	1,83 (6,6)
	IV	ПНД4	0,57 (5,8)	190	3,16 + 1,72 * (11,4 + 6,2 *)
	V	ПНД3	0,294 (3,0)	130	6,16 (22,2)
	VI	ПНД2	0,098 (1,0)	—	1,94 (7,0)
	VII	ПНД1	0,037 (3,8)		9,16 (0,6)
ПТ-135/165-130/15 (ПО ТМЗ)	I	ПВД7	3,335 (34,0)	375	9,41 (33,9)
	II	ПВД6	2,236 (22,8)	325	8,27 (29,8)
	III	ПВД5	0,49 (15,0)	275	9,16 + 1,33 * (33,0 + 4,8 *)
		Деаэратор	0,49 (15,0)	275	4,05 (14,6)
	IV	ПНД4	0,5 (5,1)	178	8,33 (30,0)
	V	ПНД3	0,24 (2,5)	127	7,77 (28,0)
	VI	ПНД2	0,078 (0,8)	—	2,13 (7,7)
	VII	ПНД1	0,019 (0,2)	—	—
ПТ-80/100-130/13 (ПО ТМЗ)	I	ПВД7	4,41 (45,0)	420	7,22 (26,0)
	II	ПВД6	2,55 (26,0)	348	8,88 (32,0)
	III	ПВД5	1,27 (13,0)	265	2,91 (10,5)
		Деаэратор	1,27 (13,0)	265	3,61 (13,0)
	IV	ПНД4	0,39 (4,0)	160	7,77 (28,0)
	V	ПНД3	0,0981 (1,0)	—	—
	VI	ПНД2	0,033 (0,34)	—	—
	VII	ПНД1	0,003 (0,033)	—	—
ПТ-50/60-130/7 (ПО ТМЗ)	I	ПВД7	3,41 (34,8)	396	3,02 + 0,41 * (10,9 + 1,5 *)
	II	ПВД6	2,17 (22,2)	347	4,11 (14,8)
	III	ПВД5	1,128 (11,5)	274	1,69 (6,1)
		Деаэратор	1,128 (11,5)	274	1,16 (4,2)
	IV	ПНД4	0,43 (5,4)	197	0,77 + 1,61 * (2,8 + 5,8 *)
	V	ПНД3	0,272 (2,78)	138	2,97 (10,7)
	VI	ПНД2	0,0981 (1,0)	—	0,97 (3,5)
	VII	ПНД1	0,04 (0,41)	—	0,05 (0,2)
Р-100-130/15 (ПО ТМЗ)	I	ПВД3	3,4 (34,5)	385	9,44 (34,0)
	II	ПВД2	2,28 (23,1)	335	8,61 (31,0)
	III	ПВД1	1,47 (15,0)	284	10,61 (38,2)

* Пар из уплотнений.
** Пар из турбопривода.
*** Пар из деаэратора.

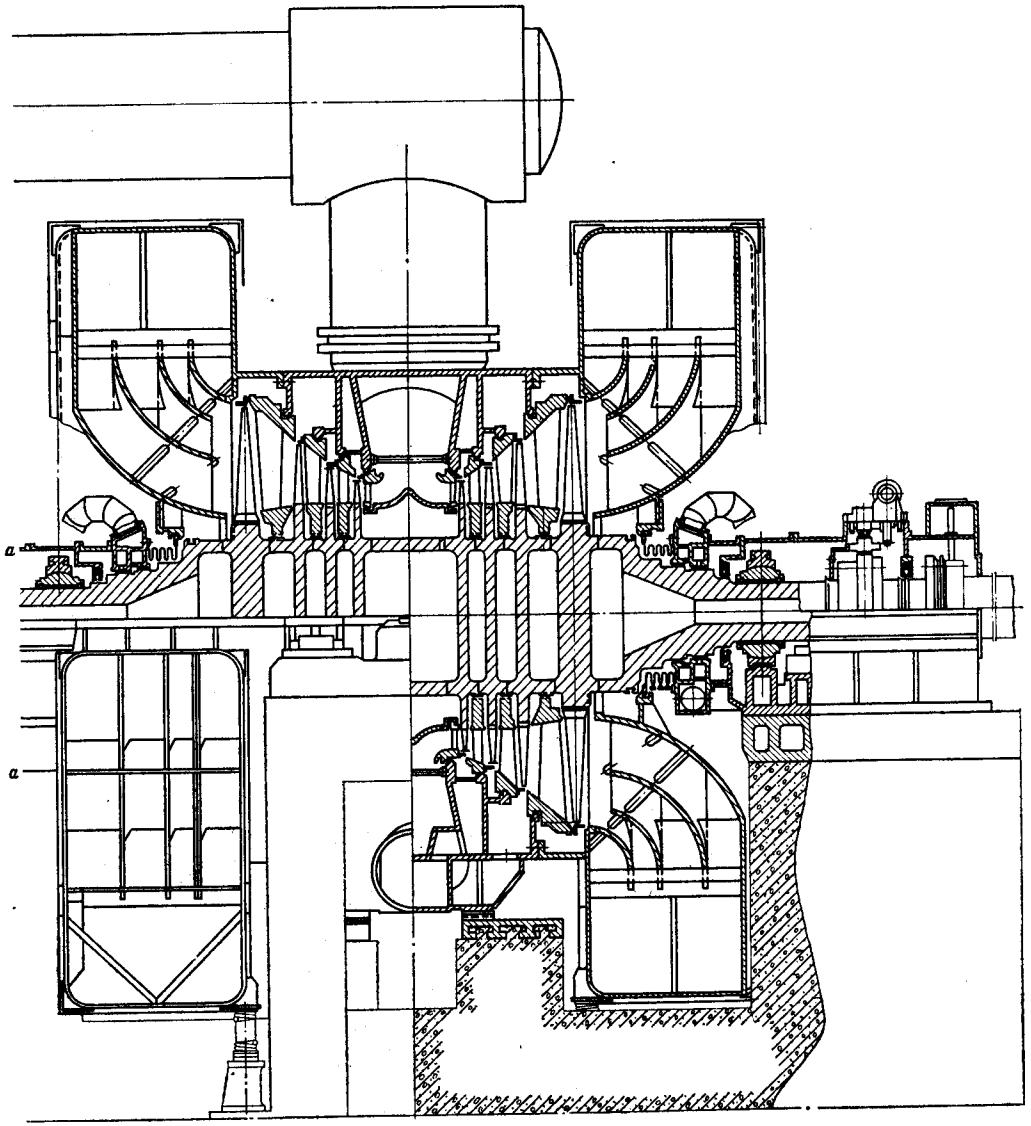


Рис. 3.11. Цилиндр низкого давления тихоходных турбин

компенсаторы к верхней половине средней части ЦНД.

Выходные патрубки в нижней части привариваются к горловинам конденсатора.

Ротор ЦНД с насадными дисками с пятью рабочими колесами в каждом потоке. Рабочая лопатка последней ступени имеет длину 960 мм (см. табл. 3.7).

На верхних частях выходных патрубков расположены атмосферные клапаны для аварийного выхлопа пара при давлении в конденсаторе, превышающем атмосферное.

Типовой ЦНД (рис. 3.10) конструкции ПОТ ЛМЗ предназначен для использования в турбинах перегретого и влажного пара К-1200-240, К-1000-60/3000. Двухпоточный ЦНД имеет двухкорпусную конструкцию. Внутренний сварной корпус несет диафрагмы первых четырех ступеней и устанавливается на опоры наружного корпуса. Стенки внутреннего корпуса образуют три камеры регенеративных отборов пара.

Наружный корпус образуется средней сварной цилиндрической частью и двумя выходными патрубками также сварной кон-

струкции, соединенными между собой вертикальными технологическими фланцами. В нем устанавливается внутренний корпус и отдельно диафрагма пятой ступени. Рабочие лопатки пятой ступени выполняются в зависимости от проектного давления в конденсаторе в двух модификациях: длиной 1200 мм из титанового сплава либо длиной 1000 мм из нержавеющей стали (см. табл. 3.7).

По периметру выходных сечений патрубков наружный корпус приваривают к горловинам конденсаторов. Цилиндр имеет выносные опоры, устанавливаемые на фундаментные плиты.

Типовой ЦНД для турбин влажного пара с частотой вращения $n = 25$ с$^{-1}$ конструкции ПО «Турбоатом» (рис. 3.11) применяется для турбин мощностью 500—1000 МВт в двухконтурных схемах АЭС с реакторами типа ВВЭР-1000. Цилиндр имеет однокорпусную конструкцию. Подводящие паропроводы крепятся к двум патрубкам на верхней половине цилиндра. Корпус ЦНД состоит из средней цилиндрической части и двух выходных патрубков, присоединяемых к средней части вертикальными фланцами. Корпус имеет горизонтальный разъем.

Выходные патрубки сварные с боковым выходом пара на обе стороны. По периметру выходных сечений патрубки присоединяются через перепускные короба и компенсаторы к боковым конденсаторам.

Выходные патрубки нижней части цилиндра имеют пружинные опоры, частично разгружающие опорные лапы средней части и фундамент, на который опирается средняя часть.

Подшипники — выносные, установлены в стульях, опирающихся на фундаментные плиты.

Ротор ЦНД — сварной, дисковой конструкции. ПО «Турбоатом» разработан ЦНД с семью ступенями и нижним расположением конденсатора. В варианте с семиступенчатым ЦНД турбина мощностью 1000 МВт выполняется без ЦСД (см. рис. 3.5). Рабочие лопатки последних ступеней ЦНД обеих модификаций турбин имеют длину 1450 мм. Другие параметры см. в табл. 3.7.

3.2.3. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН И ТУРБОУСТАНОВОК ТЭС И АЭС

Основные теплотехнические характеристики турбин и турбоустановок мощностью 50—1200 МВт, выпускаемых в СССР для привода электрических генераторов, приводятся в табл. 3.5.

Для теплофикационных турбин с двухступенчатым отопительным отбором пара в таблице приводятся значения давления в камерах верхнего и нижнего регулируемых отборов пара. Если включены в работу оба сетевых подогревателя, то системой регулирования турбины поддерживается давление в верхней камере отбора в соответствии с необходимой температурой подогрева сетевой воды, а если включен только нижний сетевой подогреватель, то регулированием поддерживается давление в камере нижнего отбора.

Табличное значение давления пара за турбиной соответствует приведенным там же температуре и расходу охлаждающей воды.

В формуле проточной части указывается число ступеней и число потоков в соответствующей части турбины, а также тип регулирующей ступени (см. п. 3.6.1): Р — одновенечная регулирующая ступень, К — двухвенечная регулирующая ступень.

В табл. 3.6 даны характеристики отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды в турбоустановках мощностью свыше 50 тыс. кВт.

3.3. СТУПЕНИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

3.3.1. КОНТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СТУПЕНЕЙ

Одновенечная ступень паровой турбины состоит из сопловых лопаток, образующих неподвижную кольцевую решетку (сопловую решетку), установленную в диафрагме, и рабочих лопаток, установленных на роторе и образующих рабочую решетку (рабочий венец) (рис. 3.12).

Для уменьшения протечек пара в обход рабочих решеток применяются *корневые* и *надбандажные* уплотнения в виде

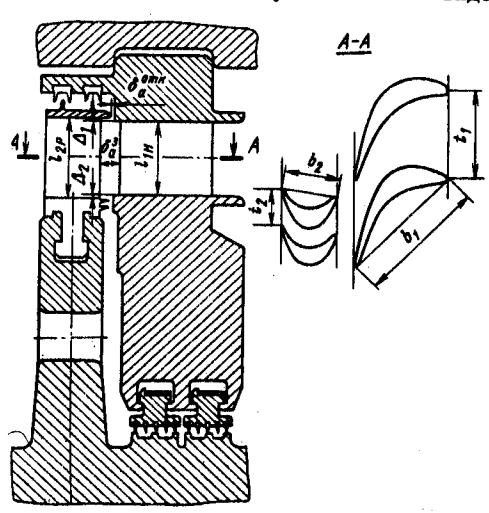


Рис. 3.12. Одновенечная ступень высокого давления турбин перегретого пара

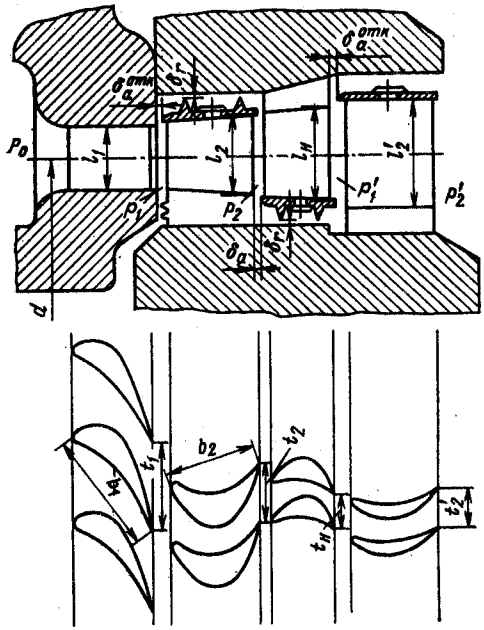


Рис. 3.13. Двухвенечная ступень

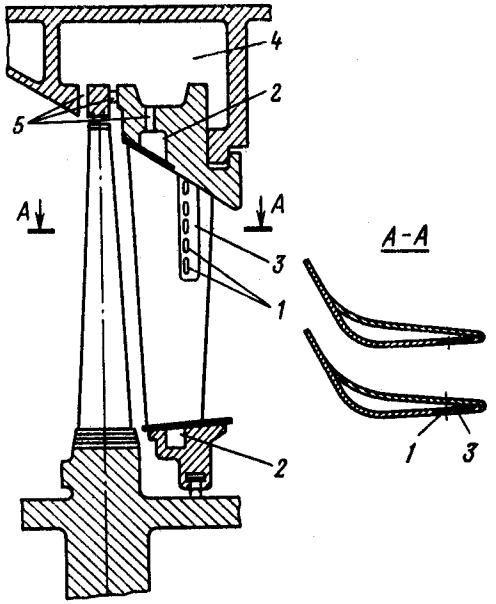


Рис. 3.14. Ступень низкого давления турбины влажного пара с периферийным и внутриканальным влагоудалением:

1 — влагозаборные щели; *2* — влагоотводящие каналы; *3* — влагоприемный паз; *4* — камера отбора; *5* — каналы отвода влажного пара

гребней с острыми кромками, образующих сопротивление протечкам пара.

Периферийный бандаж образует внешнюю границу канала, формирует надбандажные уплотнения и способствует повышению вибрационной надежности рабочих лопаток.

Для уменьшения протечек пара вдоль вала в обход сопловой решетки применяются многогребенчатые лабиринтные уплотнения, устанавливаемые в диафрагмах, — диафрагменные уплотнения (рис. 3.12).

Двухвенечная ступень состоит из последовательно расположенных сопловой решетки, первого рабочего венца, направляющей решетки и второго рабочего венца (рис. 3.13). Направляющая решетка отличается от сопловой решетки меньшей конфузорностью каналов.

Ступень низкого давления с периферийным и внутриканальным влагоудалением (рис. 3.14) имеет полую диафрагму с щелями для отвода пароводяной смеси через каналы в камеру регенеративного отбора. Периферийное влагоудаление (также в камеру отбора) производится за сопловой решеткой и за рабочими лопатками.

Основные типы надбандажных уплотнений представлены на рис. 3.15. Радиальные зазоры в надбандажных уплотнениях выбираются в пределах $(0{,}001—0{,}0015)d_y$ (d_y — диаметр уплотнения). Осевые зазоры определяются относительными тепловыми смещениями ротора и статора, которые в свою очередь зависят от расстояния ступени от упорного подшипника. Для ступеней, расположенных около упорного подшипника, осевые зазоры находятся в пределах 2,0—2,5 мм.

Для ступеней высокого давления из уплотнений, показанных на рис. 3.15, *а* и *б*, второе предпочтительней с точки зрения сохранности зазоров при тепловых прогибах корпусов. Уплотнения типа показанных на рис. 3.15, *в* и *г* обеспечивают большую виброустойчивость ротора по отношению к низкочастотной вибрации (НЧВ), чем уплотнения типа показанных на

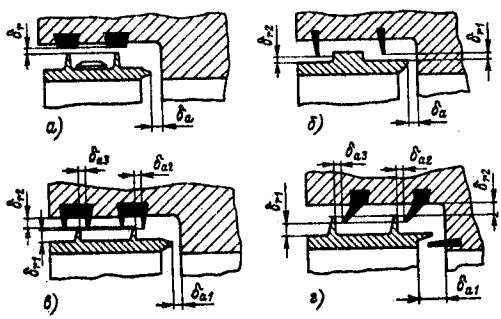


Рис. 3.15. Типы надбандажных уплотнений

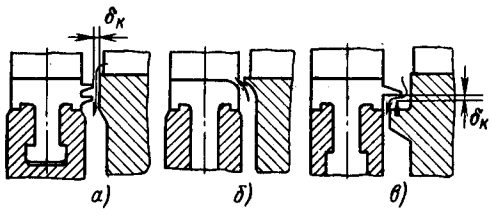


Рис. 3.16. Типы корневых уплотнений

рис. 3.15, *а* и *б*, но вследствие больших зазоров ($\delta_а > \delta_г$) имеют несколько большие утечки пара, снижающие КПД ступеней.

Корневые уплотнения (рис. 3.16) предназначены для уменьшения утечки пара из прикорневой зоны ступени. Уплотнения типа показанных на рис. 3.16, *а* и *в* применяются в тех случаях, когда диск имеет разгрузочные отверстия и уплотнение корневого зазора уменьшает утечку пара из проточной части через разгрузочные отверстия. Уплотнение, показанное на рис. 3.16, *в*, кроме того, повышает виброустойчивость ротора. Уплотнение, показанное на рис. 3.16, *б* (типа МЭИ), следует применять при диске без разгрузочных отверстий, при этом ступень имеет меньшие потери от утечки, чем при уплотнениях двух других типов.

Диафрагменные и концевые уплотнения состоят из шести подвижных сегментов, устанавливаемых по окружности в кольцевом пазу статора (обоймы уплотнений) свободно (с зазорами), и прижимаются пластинчатыми пружинами и давлением пара к буртикам обоймы.

Последние ступени конденсационных турбин отличаются большими размерами рабочих лопаток (табл. 3.7).

Таблица 3.7. **Основные геометрические характеристики лопаток последних ступеней, изготовленных и проектируемых паровых турбин**

Длина лопатки l, мм	Средний диаметр d, м	d/l	Кольцевая площадь Ω, м²	Окружная скорость на периферии u, м/с	Изготовитель
1200	3,0	2,50	11,31	659	ПОТ ЛМЗ
1050	2,55	2,43	8,41	565	ПО «Турбоатом»
1030	2,53	2,46	8,19	559	То же
1000	2,80	2,8	8,8	597	ПОТ ЛМЗ
960	2,48	2,58	7,48	540	То же
940	2,46	2,62	7,26	534	ПО ТМЗ
940	2,39	2,56	7,10	507	То же
852	2,35	2,76	6,30	503	ПО «Турбоатом»
830	2,28	2,75	5,96	489	ПО ТМЗ
765	2,1	2,75	5,05	450	ПОТ ЛМЗ
665	2,0	3,01	4,18	419	То же
1450	4,15	2,86	19,0	440	ПО «Турбоатом»

Примечание. Частота вращения ступеней с длиной лопатки 1200 мм и менее — 50 1/с, а ступени с длиной лопатки 1450 мм — 25 1/с.

3.3.2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СТУПЕНЕЙ ПЕРЕГРЕТОГО И ВЛАЖНОГО ПАРА

Принимаются известными из предварительных расчетов следующие величины, относящиеся к ступени: средние (или корневые) диаметры d_1, d_2 (или $d_{1к}$ и $d_{2к}$) (рис. 3.17); изоэнтропный теплоперепад ступени Δh_0; степень реактивности по среднему диаметру $\theta = \Delta h_{0р}/\Delta h_0$, где $\Delta h_{0р}$ — располагаемый теплоперепад рабочей решетки на среднем диаметре; расход пара D через ступень; давление p_0, температура t_0 и скорость c_0 перед сопловой решеткой (сечение 0 на рис. 3.17) по среднему диаметру d_0; угловая частота вращения ротора ω, рад·с$^{-1}$.

Требуется рассчитать (или выбрать по рекомендациям) высоты решеток $l_{1в}$ и $l_{2р}$, треугольники скоростей (рис. 3.18), т. е. скорости c_1, c_2, w_1, w_2, значения углов α_1,

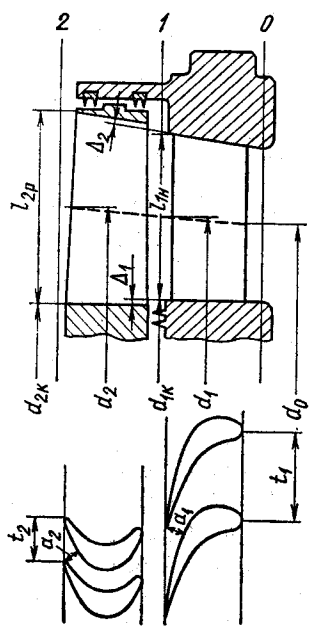


Рис. 3.17. Основные параметры ступени

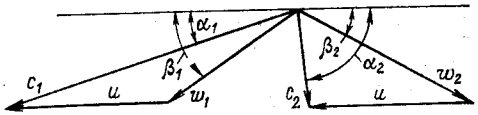


Рис. 3.18. Треугольники скоростей ступени

β_1, β_2, мощность ступени N_i, внутренний КПД ступени η_{oi}.

Параметры пара (давление, температура), скорости и углы потока в сечениях *1* и *2* (рис. 3.17) рассчитываются по средним диаметрам d_1 и d_2 по следующим зависимостям:

1) скорость выхода пара из каналов сопловой решетки

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi \left[2\,\Delta h_0 (1-\theta) + c_0^2\right]^{1/2},$$

где φ — коэффициент скорости, вычисляемый по соотношению $\varphi = (1-\zeta)^{1/2}$; ζ — коэффициент потерь сопловой решетки, определяемый по рекомендациям § 3.4;

2) скорость входа пара в каналы рабочей решетки (в относительном движении)

$$w_1 = \left[w_{1u}^2 + w_{1a}^2\right]^{1/2};$$

$$w_{1u} = c_1 \cos\alpha_1 - u_1; \quad w_{1a} = c_1 \sin\alpha_1;$$

$$u_1 = \omega d_1/2.$$

Угол α_1 выбирается обычно в пределах $\alpha_1 = 12 \div 16°$ для активных ступеней высокого и среднего давлений;

3) угол входа потока в каналы рабочей решетки

$$\beta_1 = \operatorname{arctg}(w_{1a}/w_{1u});$$

4) скорость выхода пара из каналов рабочей решетки (в относительном движении)

$$w_2 = \psi w_{2t} = \psi \left[2\,\Delta h_0 \theta + w_1^2 + u_2^2 - u_1^2\right]^{1/2},$$

где ψ — коэффициент скорости, определяемый по соотношению $\psi = (1-\zeta)^{1/2}$; ζ — коэффициент потерь рабочей решетки, определяемый по рекомендациям § 3.4;

5) скорость выхода пара из ступени

$$c_2 = \left(c_{2u}^2 + c_{2a}^2\right)^{1/2};$$

$$c_{2u} = w_2 \cos\beta_2 - u_2; \quad c_{2a} = w_2 \sin\beta_2;$$

$$u_2 = \omega d_2/2.$$

Угол β_2 выбирается из условия оптимальной перекрыши; обычно $\beta_2 = \beta_1 - (3 \div 5)°$;

6) угол выхода пара из ступени

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}(c_{2a}/c_{2u});$$

7) потеря располагаемой работы в сопловой решетке

$$\Delta h_c = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)\frac{c_1^2}{2};$$

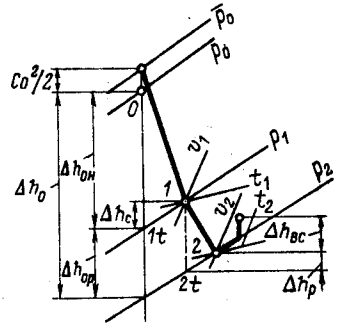


Рис. 3.19. Процесс в ступени в h, s-диаграмме

8) потеря располагаемой работы в рабочей решетке

$$\Delta h_р = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)\frac{w_2^2}{2};$$

9) потеря с выходной скоростью

$$\Delta h_{в.с} = c_2^2/2;$$

10) параметры p_1, v_{1t}, t_{1t} определяют по h, s-диаграмме или по таблицам водяного пара как параметры в конце изоэнтропного расширения до энтальпии (рис. 3.19)

$$h_{1t} = h_0 - \Delta h_0 (1-\theta).$$

Параметры v_1 и t_1 определяют по давлению p_1 и энтальпии

$$h_1 = h_{1t} + \Delta h_c;$$

11) параметры p_2, v_{2t}, t_{2t} определяют по значениям энтальпии

$$h_{2t} = h_1 - \Delta h_0 \theta,$$

используя h, s-диаграмму или таблицы водяного пара;

12) высоты сопловой $l_{1н}$ и рабочей $l_{2р}$ лопаток

$$l_{1н} = \frac{D_1 v'_{1t}}{\pi \mu_c c'_{1t} d_1 \sin\alpha_{1э}};$$

$$\sin\alpha_{1э} = a_1/t_1;$$

$$l_{2р} = \frac{D_2 v'_{2t}}{\pi \mu_р w'_{2t} d_2 \sin\beta_{2э}};$$

$$\sin\beta_{2э} = a_2/t_2,$$

где D_1, D_2 — расходы пара через сопловую и рабочую решетки; μ_c, $\mu_р$ — коэффициенты расхода сопловой и рабочей решеток (см. § 3.4); a_1, a_2 — размеры узких сечений сопловой и рабочей решеток; t_1, t_2 — шаги сопловой и рабочей решеток (см. рис. 3.17); v'_{1t}, v'_{2t} — удельные объемы пара

в узких сечениях сопловой и рабочей решеток при изоэнтропном течении; c'_{1t}, w'_{2t} — скорости в узких сечениях сопловой и рабочей решеток при изоэнтропном течении.

Для дозвуковых скоростей на выходе из решеток параметры в узких сечениях можно считать равными параметрам за решетками.

При сверхзвуковых скоростях на выходе из сопловых или рабочих решеток расчет имеет особенности, излагаемые в [27, 45];

13) удельная работа пара на рабочих лопатках, Дж/кг,

$$L_u = c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2;$$

14) коэффициент полезного действия на рабочих лопатках

$$\eta_{о.\,л} = L_u/E_0;\ E_0 = \Delta h_0 + (c_0^2 - c_2^2)/2;$$

15) мощность ступени на рабочих лопатках, Вт,

$$N_л = DL_u;$$

16) внутренний относительный коэффициент полезного действия

$$\eta_{oi} = \eta_{о.\,л}(1 - \xi_у - \xi_{тр} - \xi_п - \xi_{вл}),$$

где $\eta_{о.\,л} = L_u/E_0 \left(E_0 = \Delta h_0 + \dfrac{c_0^2 - c_2^2}{2}\right)$;

$\xi_у$ — относительные потери от утечек; $\xi_{тр}$ — относительные потери трения; $\xi_п$ — относительные потери парциального подвода; $\xi_{вл}$ — относительные потери от влажности. Сумма названных дополнительных потерь колеблется в широких пределах в зависимости от геометрических и режимных параметров ступеней. Типичные значения этих составляющих $\xi_у = 0{,}005 \div 0{,}05$ (бо́льшие значения — в ступенях высокого давления); $\xi_{тр} = 0{,}001 \div 0{,}002$; $\xi_п = 0{,}00 \div 0{,}05$ (растут с уменьшением степени парциальности ступени); $\xi_{вл} = 0{,}00 \div 0{,}10$ (примерно пропорциональны степени начальной влажности пара перед ступенью). Детальный расчет дополнительных потерь приведен в [45];

17) внутренняя мощность ступени

$$N_i = DE_0\eta_{oi}.$$

Детальный тепловой расчет ступеней с учетом переменности параметров потока по высоте лопаток см. в [45].

3.3.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ

Одновенечная ступень является основным типом ступени современных паровых турбин. Экономичность и надежность работы ступени зависят от правильного подбора профилей и их оптимальных размеров, от выбора перекрыш Δ_1 и Δ_2 (рис. 3.20), осевых δ_a и радиальных δ_r зазоров и способа их уплотнения. Для ступеней с малыми высотами лопаток ($l_1 < 15 \div 20$ мм) рационально применять меридиональное профилирование соплового аппарата и рабочие лопатки с диффузорно-конфузорными межлопаточными каналами (лопатки группы А — табл. 3.8), что приводит к повышению КПД таких ступеней на 0,02—0,03.

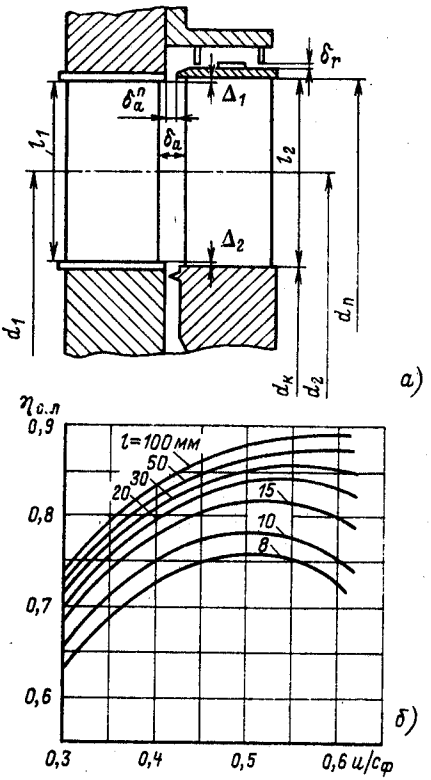


Рис. 3.20. Одновенечная дозвуковая ступень:

а — схема ступени и основные обозначения; *б* — КПД $\eta_{о.\,л}$ ступени активного типа (по данным МЭИ-КТЗ) (диаметр ступени $d_1 = 1000$ мм; осевой зазор по бандажу $\delta_a = 1{,}2$ мм; радиальный зазор по уплотнительным гребням $\delta_r = 0{,}8$ мм; число гребней — 2; толщина выходных кромок лопаток сопловых 0,6 мм, рабочих 0,5 мм; хорды сопловых лопаток 52 мм, рабочих лопаток 30 мм; эффективные углы на выходе из сопловой и рабочей решеток $\alpha_{1\,эф} = 12 \div 15°$ и $\beta_{2\,эф} = 17 \div 22°$; число $\mathrm{Re} = c_ф b_c/\nu_2 > 5 \cdot 10^5$; число $M_ф = 0{,}65 \div 0{,}70$)

Для оценочных расчетов экономичности активных ступеней на рис. 3.20, *б* представлены кривые КПД $\eta_{о.\,л}$, полученные обобщением результатов испытаний ступеней в экспериментальных турбинах [1].

Таблица 3.8. **Профили решеток [10]**

Обозначение профиля	$\alpha_1-\beta_2$, град	$\alpha_0-\beta_1$, град	$\bar{t}_{опт}$	$\alpha_y-\beta_y$, град	$M_{опт}$
С-9009А	7—11	70—120	0,72—0,85	27—31	0,65—0,95
С-9012А	10—14	70—120	0,72—0,87	31—35	0,60—0,85
С-9015А	13—17	70—120	0,70—0,85	35—40	0,50—0,85
С-9018А	16—20	70—120	0,70—0,80	40—44	0,50—0,85
С-9022А	20—24	70—120	0,70—0,80	43—46	0,60—0,95
С-9038А	30—36	70—120	0,60—0,73	60—67	0,65—0,95
С-5515А	12—18	45—75	0,72—0,87	51—57	0,70—0,95
С-6035А	32—38	45—85	0,42—0,65	70—75	0,70—0,95
Р-2314А	12—16	20—30	0,60—0,75	75—80	0,75—0,95
Р-2617А	15—19	23—35	0,60—0,70	75—80	0,75—0,95
Р-3021А	19—24	25—40	0,58—0,68	77—81	0,70—0,90
Р-3525А	22—28	30—50	0,55—0,65	78—82	0,60—0,85
Р-4629А	25—32	44—60	0,45—0,58	75—80	0,55—0,85
Р-5033А	30—36	47—65	0,43—0,55	76—80	0,55—0,85
Р-2314Ак	12—16	20—30	0,60—0,75	75—80	0,70—0,95
С-9015Б	13—17	70—120	0,70—0,85	35—40	0,85—1,10
Р-2617Б	15—19	23—45	0,57—0,65	76—81	0,80—1,10
С-9008В	7—10	70—120	0,60—0,70	27—31	1,40—1,80
С-9012В	10—14	70—120	0,58—0,68	39—43	1,40—1,70
Р-2118В	16—20	19—24	0,60—0,70	86—89	1,30—1,60
Р-2729Б	26—33	25—35	0,42—0,50	84—88	0,95—1,30
Р-9025Б	22—28	70—120	0,55—0,72	41—46	0,90—1,20
Р-16017В	15—20	135—162	0,85—1,00	16—20	1,55—1,80

Примечание. Обозначения профилей: С—сопловые, Р—рабочие; первые две (три) цифры—расчетный угол входа потока, вторые две цифры—угол выхода потока, А—дозвуковые, Ак—дозвуковые для малых высот лопаток, Б—околозвуковые, В—сверхзвуковые.

Двухвенечные ступени выполняют обычно как ступени скорости с малой степенью реактивности. Ступени скорости дают возможность эффективно сработать большой теплоперепад и тем самым снизить температуру пара, уменьшить число ступеней, упростить конструкцию турбины.

Двухвенечные ступени для околозвуковых скоростей ($0{,}9 < M_\Phi < 1{,}4$, где число M_Φ определено по фиктивной скорости $c_\Phi = \sqrt{2\Delta h_0 + c_0^2}$) предназначены для срабатывания теплоперепадов $\Delta h_0 = 180 \div 270$ кДж/кг. В таких ступенях применяются [9] решетки как группы А (для дозвуковых скоростей), так и группы Б (для околозвуковых скоростей). В ряде организаций (МЭИ, ПО ЦКТИ и др.) разработаны оптимальные комбинации решеток для двухвенечных ступеней с различным объемным пропуском пара. Проточная часть типичной двухвенечной регулирующей ступени для околозвуковых скоростей показана на рис. 3.21, *а*. Для двухвенечных ступеней также целесообразно применять эффективные методы уплотнения периферийных и корневых зазоров и меридиональное профилирование соплового аппарата ступени при малых высотах лопаток.

КПД $\eta_{о.л}$ для двухвенечных околозвуковых ступеней можно оценить по обобщенным данным, представленным на рис. 3.21, *б*.

Наибольший КПД двухвенечных ступеней достигается при суммарной степени реактивности $\sum \theta = 0{,}13 \div 0{,}16$. При этом значение степени реактивности первого венца $\theta_1 = 0{,}03 \div 0{,}04$, направляющего аппарата $\theta_н = 0{,}08 \div 0{,}10$. Обеспечение указанных значений реактивности по ступеням осуществляется соответствующим выбором отношений площадей по венцам, которые для типовых ступеней (рис. 3.21) имеют следующие значения: для первой рабочей решетки $F_{1р}/F_с = 1{,}50 \div 1{,}55$, для направляющей $F_н/F_с = 2{,}35 \div 2{,}50$, для второй рабочей $F_{2р}/F_с = 3{,}4 \div 3{,}8$.

Для ступеней, рассчитанных на теплоперепады, соответствующие числам $M_\Phi \leqslant 2$, созданы оптимальные комбинации профилей [1], в которых сопловая решетка состоит из профилей с расширяющимися межлопаточными каналами [10], а для рабочих лопаток первого венца применяют профили группы В [10]. В табл. 3.8 видно, что КПД $\eta_{о.л}$ двухвенечных сверхзвуковых ступеней на 4—6 % ниже, чем КПД дозвуковых ступеней с той же высотой сопловой лопатки.

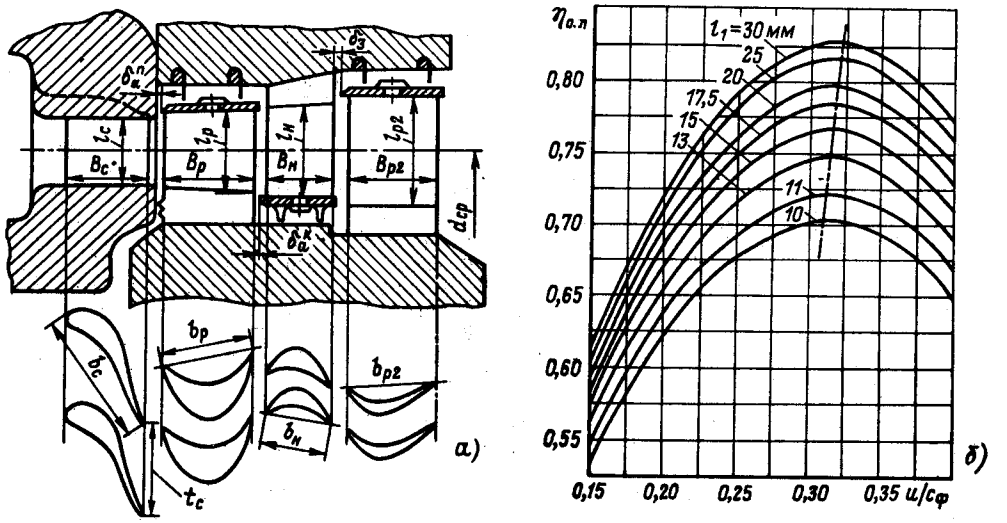


Рис. 3.21. Двухвенечная ступень скорости:

а — схема и основные обозначения; *б* — КПД $\eta_{о.л}$ (средний диаметр ступени d=700 мм; осевые зазоры по бандажу $\delta_а$=1,5 мм; радиальные зазоры по уплотнительным гребням δ_r=0,8 мм; число гребней z=2; толщина выходных кромок сопл $\Delta_{кр}$=0,6 мм; толщина выходных кромок рабочих и направляющих лопаток $\Delta_{кр}$=0,4 мм; хорды сопловых лопаток b_1=50÷56 мм; хорды рабочих и направляющих лопаток b_2=25÷28 мм; эффективные углы на выходе из сопловой решетки $\alpha_{1\,эф}$=14÷16°, из первой рабочей решетки $\beta_{2\,эф}$=17,5÷19°, из направляющей $\alpha'_{1\,эф}$=23÷26°, из второй рабочей $\beta'_{2\,эф}$=29÷34°; число $Re=c_ф b_1/\nu_1>5\cdot10^5$, число $M_ф$=0,7÷0,9)

3.4. ТУРБИННЫЕ РЕШЕТКИ

Различают следующие типы турбинных решеток: сопловые (направляющие, неподвижные) и рабочие (вращающиеся); реактивные (конфузорные) и активные; дозвуковые (группа А), околозвуковые (группа Б) и сверхзвуковые (группа В).

Геометрические параметры профиля и решетки указаны на рис. 3.22. Важнейшими из них являются: b — хорда решетки, B — ширина решетки, l — высота решетки, t — шаг решетки, a — ширина межлопаточного канала на выходе, $\alpha_у(\beta_у)$ — угол установки профиля в решетке, $c_{макс}$ — максимальная толщина профиля, r_1 и r_2 — радиусы входной и выходной кромок.

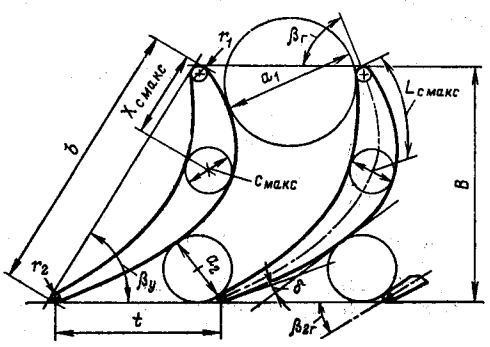


Рис. 3.22. Геометрические параметры решетки

Газодинамическими параметрами, определяющими режим течения в решетке, служат углы входа потока на решетку α_0, β_1 и числа подобия M и Re.

К режимным параметрам следует отнести также степень турбулентности ε и степень влажности потока пара y_0.

Аэродинамическими характеристиками решеток являются:

1) коэффициент потерь энергии

$$\zeta_с = 1 - (c_1/c_{1t})^2; \qquad \zeta_р = 1 - (w_2/w_{2t})^2;$$

2) коэффициент расхода $\mu = D/D_t$;

3) углы выхода α_1, β_2 потока из решетки.

В настоящее время основным методом оценки аэродинамических характеристик и выбора профилей является использование атласов и нормалей профилей, в которых собраны и обобщены экспериментальные данные по большому количеству разнообразных профилей. Так, в [10] приведены характеристики более чем 60 типов профилей, которые можно разбить на группы (табл. 3.8).

Одним из основных геометрических параметров, определяющих коэффициент по-

тери энергии в решетке, является относительный шаг $\bar{t} = t/b$. Размер оптимального относительного шага $t_{опт}$ зависит в основном от углов входа $\alpha_0(\beta_1)$ и выхода $\alpha_1(\beta_2)$ потока и определяется по [10] или по табл. 3.8.

Хорда профиля b, максимальная толщина $c_{макс}$, радиусы входной (r_1) и выходной (r_2) кромок определяются из условий прочности и удобства технологии, а также исходя из минимума коэффициента полных потерь энергии.

Минимум коэффициента полных потерь достигается при хордах сопловой ($b_{1опт}$) и рабочей ($b_{2опт}$) решеток, определяемых по эмпирическим зависимостям:

$$b_{1\,опт} \approx 8\sqrt{l_1}; \qquad (3.1)$$

$$b_{2\,опт} \approx 4\sqrt{l_2}, \qquad (3.2)$$

где l_1, l_2 — высоты сопловой и рабочей решеток.

Потери, возникающие в решетках профилей, разделяют на две группы:

1) профильные $\zeta_{пр}$, состоящие из потерь на трение $\zeta_{тр}$ и кромочных $\zeta_{кр}$;

2) концевые $\zeta_{кон}$, определяемые конечной высотой решетки. Сумма этих составляющих равна коэффициенту полных потерь энергии:

$$\zeta = \zeta_{пр} + \zeta_{кон} = \zeta_{тр} + \zeta_{кр} + \zeta_{кон}.$$

Определение коэффициентов потерь энергии возможно двумя способами. Первый заключается в использовании атласов профилей и нормалей [10]. На рис. 3.23 и 3.24 приведены аэродинамические характеристики профилей С-9012А и Р-2617А.

Второй способ заключается в использовании обобщенных зависимостей по отдельным коэффициентам потерь и эмпирических формул для учета влияния геометрических и режимных параметров. По этому способу коэффициент суммарных потерь при дозвуковых скоростях определяется по формуле

$$\zeta = [(\zeta_{тр\,0} + \Delta\zeta_{Re})\,\xi_{шер} + \zeta_{кр}] \times (1 + k_1 b/l), \qquad (3.3)$$

где $\zeta_{тр\,0}$ — коэффициент потерь на трение, зависящий только от углов входа и выхода потока:

$$\zeta_{тр\cdot 0} = 0{,}0302 - \frac{0{,}6831}{\beta_2} + \frac{4{,}7377}{\beta_2^2} + 0{,}0457e^{-0{,}000721\beta_1^2}; \qquad (3.4)$$

$\Delta\zeta_{Re}$ — приращение коэффициента потерь на трение при переменных числах $Re = bc_{1t}/\nu_{1t}$:

$$\Delta\zeta_{Re} = 5{,}8 \cdot 10^4/Re^{1{,}25}; \qquad (3.5)$$

$\xi_{шер}$ — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности на изменение потерь на трение:

$$\xi_{шер} = \frac{\zeta_{тр.\,шер}}{\zeta_{тр.\,гл}} = 0{,}4\left(\frac{k_{шер}}{b}\right)^{0{,}15} Re^{0{,}2}; \qquad (3.6)$$

Здесь

$k_{шер}$ — абсолютная шероховатость поверхности, мм:

Шлифованные лопатки	0,001—0,002
Фрезерованные и тянутые лопатки	0,015—0,025
Лопатки точного литья . . .	0,06—0,25
Корродированные и занесенные солями лопатки	0,10—0,40

$$\zeta_{кр} = 0{,}2\frac{\Delta_{кр}}{d} = 0{,}2\frac{\Delta_{кр}}{\bar{t}\sin\beta_{2\,эф} b}; \qquad (3.7)$$

$$k_1\frac{b}{l} = \frac{\zeta_{кон}}{\zeta_{пр}} = (0{,}2522 \cdot 10^{-6}\Delta\beta^3 + 0{,}5663)\frac{b}{l}.$$

Здесь β_1, β_2 и $\Delta\beta = 180° - (\beta_1 + \beta_2)$ — в градусах.

Расчет коэффициента суммарных потерь по формуле (3.3) дает значения, близкие к приведенным в атласе [10].

Угол выхода потока для дозвуковых скоростей определяется с учетом угла отгиба спинки профиля δ в косом срезе решетки (рис. 3.22) по формуле

$$\beta_2 = \operatorname{arctg}\left[\frac{\sin\beta_{2\,эф}}{\cos(\beta_{2\,эф} + \delta)}\right], \qquad (3.8)$$

где $\beta_{2\,эф} = \arcsin d_2/l_2$.

Коэффициент расхода решетки профилей можно с достаточной точностью определить по формуле

$$\mu = \sqrt{1 - k_\mu\zeta'}, \qquad (3.9)$$

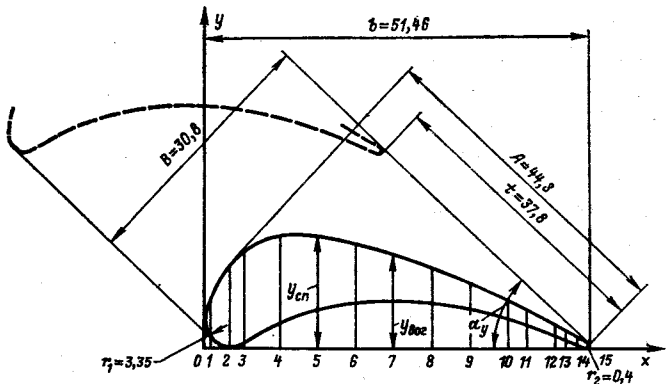
где $k_\mu = 0{,}70 \div 0{,}75$; ζ' — коэффициент суммарных потерь (3.3), подсчитанный при условии $\Delta_{кр} = 0$.

При течении влажного пара через сопловые и рабочие решетки возникают дополнительные потери, которые можно оценить для ступени в целом по формуле

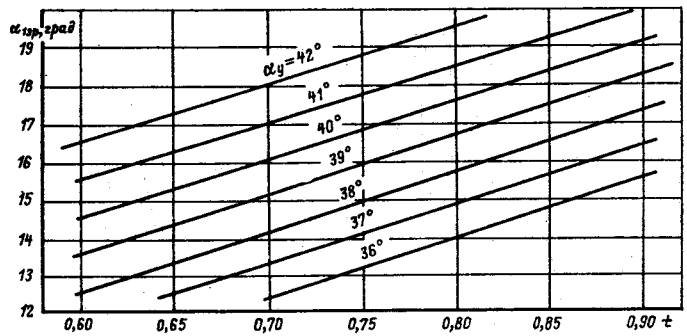
$$\xi_{в.\,л} = \frac{\Delta h_{вл}}{\Delta h_0 + c_0^2/2} = 2\frac{u}{c_ф}[0{,}9y_0 + 0{,}35(y_2 - y_0)], \qquad (3.9а)$$

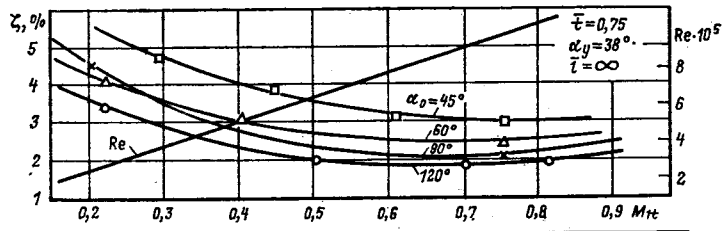
где y_0, y_2 — степени влажности перед и за ступенью.

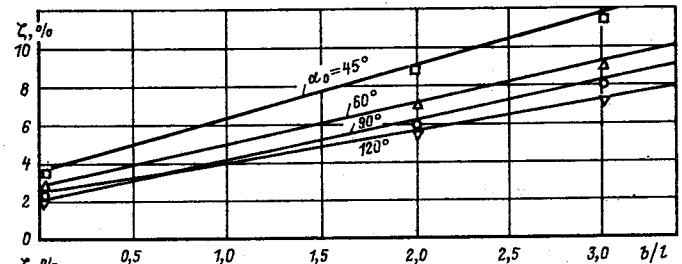
Для приближенной оценки влияния влажности на коэффициенты потерь и расхода можно воспользоваться кривыми на рис. 3.25. В решетках при больших числах Re ($Re > 5 \cdot 10^5$) увеличение степени турбулентности вызывает увеличение коэффи-



№	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
x, мм	0,00	0,80	3,35	5,33	10,24	15,28	20,33	25,32	30,52	35,46	40,50	43,02	46,80	48,37	49,80	51,46
$y_{сп}$, мм	3,35	7,69	11,72	13,30	14,87	14,67	13,64	12,25	10,36	8,36	6,04	4,85	2,97	2,12	1,39	0,40
$y_{вог}$, мм	3,35	1,15	0,00	0,60	3,32	4,91	5,65	5,86	5,45	4,68	3,52	2,83	1,60	1,02	0,43	0,40







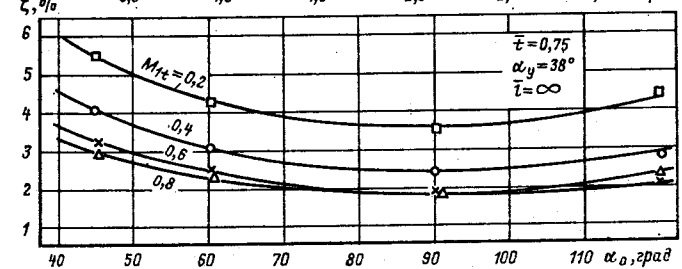
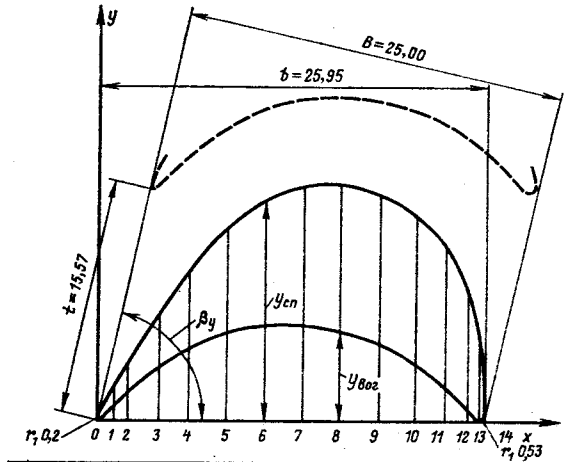
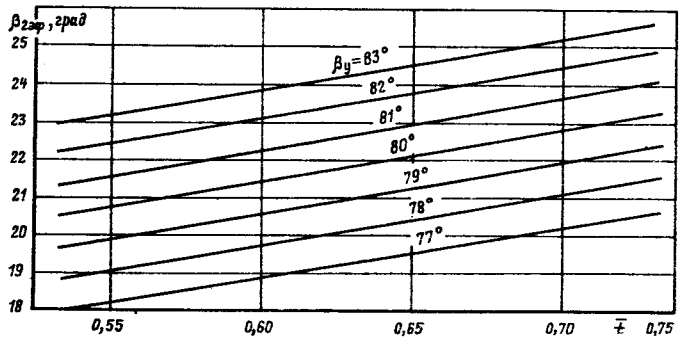
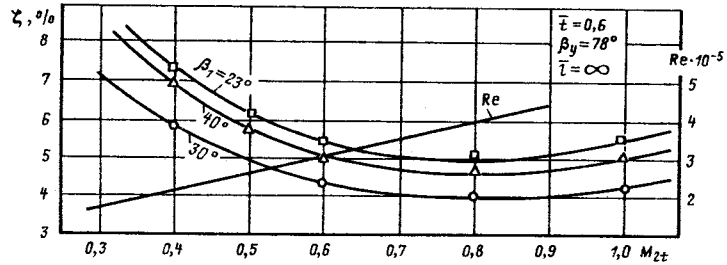


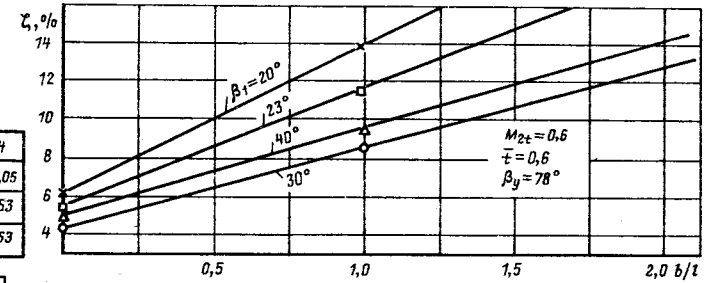
Рис. 3.23. Профиль и аэродинамические характеристики сопловой решетки С-9012А



№	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
x, мм	0,00	1,00	2,00	4,00	6,00	8,50	11,00	13,50	16,00	18,50	21,00	23,00	24,50	25,10	25,05
$y_{сп}$, мм	0,20	2,25	4,04	7,35	10,03	12,70	14,47	15,30	15,43	14,87	13,49	11,40	7,95	5,45	0,53
$y_{вог}$, мм	0,20	0,85	1,95	3,57	4,70	5,64	6,12	6,17	5,80	5,00	3,65	2,07	0,45	0,00	0,63







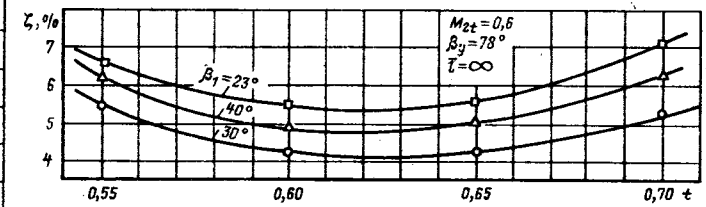


Рис. 3.24. Профиль и аэродинамические характеристики активной рабочей решетки Р-2617А

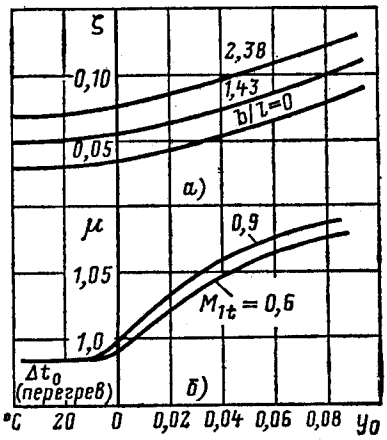


Рис. 3.25. Изменение коэффициента потерь (*а*) и коэффициента расхода (*б*) в зависимости от начальной влажности (профиль С-9012А, $\bar{t} = 0{,}75$, $b/l = 0{,}7$, $\alpha_y = 34°$; $\Delta_{кр} = 1{,}7$ мм, $b = 72$ мм)

циента потерь, которое можно оценить по формуле [10]

$$\frac{\zeta_{пр\,\varepsilon}}{\zeta_{пр\,0}} = 1 + 0{,}055\,(\varepsilon - \varepsilon_0), \qquad (3.10)$$

где $\zeta_{пр\,0}$ — коэффициент профильных потерь при степени турбулентности $\varepsilon_0 = 1$ %.

Обтекание решеток неравномерным и нестационарным потоком при больших числах Re ($Re > 5 \cdot 10^5$) приводит к возрастанию коэффициента потерь энергии. Однако надежные оценки этого влияния в настоящее время затруднительны из-за недостаточного количества данных.

Сопловые решетки для около- и сверхзвуковых скоростей характеризуются [10] суживающимся межлопаточным каналом и вогнутой формой спинки профиля в косом срезе ($0{,}9 < M_{1t} < 1{,}50$) или расширяющимся межлопаточным каналом ($M_{1t} > 1{,}50$).

Рабочие решетки для сверхзвуковых скоростей обычно выполняют с малой степенью реактивности, с острыми входными кромками и межлопаточным каналом постоянного сечения.

Коэффициенты профильных и полных потерь в сопловых и рабочих решетках можно оценить по рис. 3.26 или используя [10].

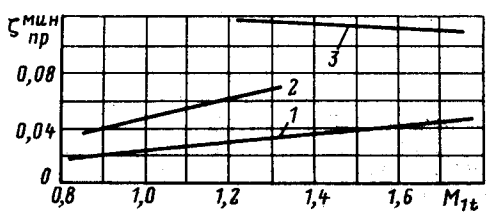


Рис. 3.26. Коэффициенты минимальных профильных потерь для околозвуковых и сверхзвуковых решеток:

1 — реактивные; *2* — активные с дозвуковым входом; *3* — активные со сверхзвуковым входом

3.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

Тепловой расчет многоступенчатой турбины и турбоустановки предполагает оценку процесса в *h, s*-диаграмме для всей проточной части турбины. Для оценки процесса в *h, s*-диаграмме определяются потери давления в стопорном и регулирующих клапанах, в перепускных ресиверах между цилиндрами турбины, в тракте промежуточного перегрева пара, во внешнем сепараторе и пароперегревателе для турбин АЭС, в выходном патрубке турбины и потери с выходной скоростью из последней ступени турбины, а также КПД отсеков турбины $\eta_{0\,i}^{i}$ [27, 45].

Потери давления в стопорном и регулирующих клапанах от состояния пара перед стопорными клапанами до состояния перед соплами первой ступени оцениваются по формуле

$$\Delta p_0 = (0{,}03 \div 0{,}05)\, p_0, \qquad (3.11)$$

где p_0 — давление перед стопорными клапанами. Меньшие потери давления соответствуют аэродинамически отработанным клапанам, а также комбинированным стопорно-регулирующим клапанам.

Коэффициент полезного действия регулирующей ступени для перегретого пара определяется по следующим формулам:

для одновенечной ступени

$$\left(\eta_{oi}^{I}\right)_{р.с} = K_{u/c}^{I}\left(0{,}83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{D}\sqrt{\frac{p_0}{v_0}}\right); \qquad (3.12)$$

для двухвенечной ступени

$$\left(\eta_{oi}^{II}\right)_{р.с} = K_{u/c}^{II}\left(0{,}80 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{D}\sqrt{\frac{p_0}{v_0}}\right), \qquad (3.13)$$

где D — расход пара через ступень, кг/с; p_0 — давление перед соплами ступени, Па; v_0 — удельный объем перед соплами ступени, м³/кг; $K_{u/c}$ — коэффициент, определяемый по рис. 3.27.

Коэффициент полезного действия отсека (группы ступеней, в каждой из которых используется энергия выходной скорости предыдущей ступени, а энергия выходной

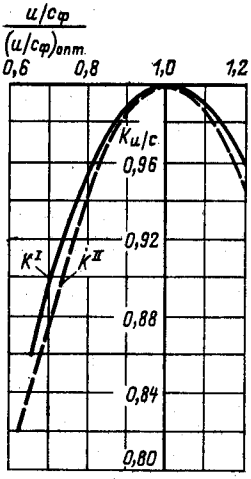


Рис. 3.27. Поправочный коэффициент на отклонение отношения скоростей $u/c_ф$ от оптимального значения:

K^I — для одновенечных ступеней; K^{II} — для двухвенечных ступеней

скорости последней ступени отсека теряется полностью) оценивается по формуле

$$\eta_{oi}^{п.\,п} = \left(0{,}925 - \frac{0{,}5}{D_{ср} v_{ср}}\right) \times \left(1 + \frac{H_0^{г.\,р} - 600}{20\,000}\right)(1 - \xi_{в.\,с}), \qquad (3.14)$$

где $D_{ср} = \sqrt{D_1 D_2}$ — средний расход пара через отсек, кг/с; $v_{ср} = \sqrt{v_1 v_2}$ — средний удельный объем пара, м³/кг; D_1, v_1, D_2, v_2 — расходы и удельные объемы пара на входе и выходе из отсека; $H_0^{г.\,р}$ — располагаемый теплоперепад группы ступеней, кДж/кг; $\xi_{в.\,с} = \frac{1}{z}\sin^2\alpha_1$ — потери с выходной скоростью для отсека; z — число ступеней в отсеке; α_1 — угол выхода пара из сопл в последней ступени отсека.

По указанной формуле оцениваются КПД групп ступеней для частоты вращения $n = 50$ с$^{-1}$; для частоты вращения $n = 25$ с$^{-1}$ КПД проточной части ЦВД уменьшается на 0,2 %, КПД ЦСД не изменяется.

Коэффициент полезного действия ступеней части низкого давления для перегретого пара и частоты вращения $n = 50$ с$^{-1}$ подсчитывается по формуле

$$\left(\eta_{oi}^{п.\,п}\right)_{н.\,д} = 0{,}87\left(1 + \frac{H_0^{н.\,д} - 400}{10\,000}\right) - \frac{\Delta h_{в.\,с}}{H_0^{н.\,д}}, \qquad (3.15)$$

где $H_0^{н.\,д}$ — теплоперепад ЧНД, кДж/кг; $\Delta h_{в.\,с}$ — потери с выходной скоростью из последней ступени, кДж/кг:

$$\Delta h_{в.\,с} = \frac{10^{-3}}{2}\left(\frac{D_к v_к}{\Omega}\right)^2\left(1 + \frac{0{,}1}{\vartheta_z - 1}\right);$$

$D_к$ — расход пара в конденсатор через последнюю ступень, кг/с; $v_к$ — удельный объем пара за последней ступенью, м³/кг; $\Omega = \pi d_2 l_2$ — площадь, ометаемая рабочими лопатками последней ступени, м²; $\vartheta = d_2/l_2$ — отношение среднего диаметра к высоте рабочей лопатки последней ступени.

Для частоты вращения $n = 25$ с$^{-1}$ КПД ЧНД увеличивается на 1 %.

Значения КПД ступеней, работающих на влажном паре, рассчитывают по формуле

$$\eta_{oi}^{в.\,п} = \eta_{oi}^{п.\,п}(1 - \xi_{в.\,п}), \qquad (3.16)$$

где $\eta_{oi}^{п.\,п}$ — КПД для перегретого пара ЧНД без учета потерь с выходной скоростью из последней ступени [см. формулы (3.14), (3.15)]; $\xi_{в.\,п} = 0{,}8\frac{y_1 + y_2}{2}$; здесь y_1 и y_2 — влажности на входе и выходе из группы ступеней.

Потери давления на дросселирование пара при расчетном режиме в элементах тракта между цилиндрами турбины оцениваются ориентировочно следующим образом:

1) в перепускных трубопроводах между корпусами турбины

$$\Delta p_{п.\,т} = (0{,}02 \div 0{,}03)\, p_{п.\,т}, \qquad (3.17)$$

где $p_{п.\,т}$ — давление в перепускных трубопроводах;

2) в газовом промежуточном пароперегревателе и трубопроводах между турбиной и пароперегревателем

$$\Delta p_{п.п} = 0{,}1 p_{п.\,п}, \qquad (3.18)$$

где $p_{п.\,п}$ — давление перед стопорным клапаном ЧСД;

3) в органах парораспределения перед ЧСД или ЧНД

$$\Delta p_р = (0{,}02 \div 0{,}04)\, p, \qquad (3.19)$$

где p — давление перед регулирующими клапанами ЧСД или ЧНД;

4) во внешнем сепараторе и двухступенчатом пароперегревателе влажнопаровой турбины и трубопроводах между турбиной и сепаратором

$$\Delta p_с = (0{,}06 \div 0{,}11)\, p_с, \qquad (3.20)$$

где $p_с$ — давление в трубопроводе перед сепаратором. Здесь бо́льшие значения потерь

давления относятся к пониженному разделительному давлению.

Потери давления в выходных патрубках современных конденсационных турбин при ориентировочных расчетах принимаются равными нулю, если нет точных данных о коэффициенте потерь применяемого в турбине патрубка. Если известны аэродинамические характеристики выходного патрубка, в частности коэффициент полных потерь $\xi_{полн}$, то потери давления в выхлопном патрубке конденсационной турбины можно определить по следующей формуле:

$$\Delta p_{в.\,п} = 0{,}038\,(\xi_{полн} - 1)\left(\frac{c_2}{100}\right)^2, \quad (3.21)$$

где $\Delta p_{в.\,п} = p_{2z} - p_к$; p_{2z} — давление за последней ступенью турбины; $p_к$ — давление на входе в конденсатор; c_2 — выходная скорость из последней ступени, м/с.

При $\xi_{полн} > 1$ в выхлопном патрубке имеют место потери давления, т. е. $p_{2z} > p_к$; при $\xi_{полн} < 1$ в выхлопном патрубке имеет место восстановление давления, т. е. $p_{2z} < p_к$.

Значения коэффициента полных потерь выхлопных патрубков конденсационных турбин составляют $\xi_{полн} = 0{,}6 \div 1{,}4$. Малые значения коэффициента $\xi_{полн}$ относятся к выхлопным патрубкам современных крупных турбин.

Механический КПД турбины оценивается по формуле

$$\eta_м = 1 - (\Delta N_м/N_i), \quad (3.22)$$

где $\Delta N_м/N_i$ — отношение затрат мощности на трение в подшипниках, привод масляного насоса, трение при вращении муфты к внутренней мощности турбины.

Значения $\Delta N_м/N_i$ для номинальной мощности турбины представлены на рис. 3.28.

Коэффициенты полезного действия электрических генераторов приведены в табл. 3.4. Расчет проточной части турбины производится после расчета тепловой схемы турбоустановки (см. § 3.12). По результатам этого расчета определяют расходы пара по всем отсекам (группам ступеней) турбины.

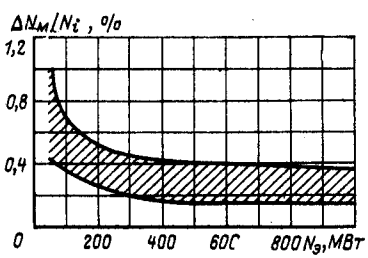


Рис. 3.28. Механические потери турбины

Распределение теплоперепадов по ступеням турбины производится на основе оценки теплоперепада отдельных ступеней. Тепловой перепад ступени турбины Δh_0 определяется ее средним диаметром d, отношением окружной скорости рабочих лопаток на среднем диаметре к фиктивной скорости $c_ф$ и частотой вращения ротора n. Теплоперепад ступени по параметрам торможения, кДж/кг, вычисляется по формуле

$$\Delta h_0 = 12{,}3\,\frac{d^2}{(u/c_ф)^2}\left(\frac{n}{50}\right)^2. \quad (3.23)$$

Теплоперепад по статическим параметрам для промежуточной ступени меньше теплоперепада по параметрам торможения на значение энергии входной скорости $c_2^2/2$ и определяется по формуле

$$\Delta h_0 = 12{,}3\,\frac{d_2}{(u/c_ф)^2}\left(\frac{n}{50}\right)^2 \times \times [1 - (1 - \theta)\sin^2\alpha_1], \quad (3.24)$$

где d — средний диаметр, м; n — частота вращения, $с^{-1}$; α_1 — угол выхода потока из сопловых лопаток; θ — степень реактивности ступени.

Значения оптимальных отношений $u/c_ф$ ступени выбираются в следующих пределах:

1) для двухвенечных ступеней со степенью реактивности $\theta = 0{,}02 \div 0{,}12$

$$u/c_ф = 0{,}22 \div 0{,}30;$$

2) для одновенечных ступеней со степенью реактивности $\theta = 0{,}02 \div 0{,}40$

$$u/c_ф = 0{,}42 \div 0{,}55;$$

3) для ступеней реактивного типа со степенью реактивности $\theta = 0{,}5$

$$u/c_ф = 0{,}55 \div 0{,}65.$$

Выбор $u/c_ф$ зависит от степени реактивности, высоты рабочих лопаток, степени парциальности ступени. Для высоты рабочих лопаток $l_2 > 20 \div 25$ мм и степени парциальности $e = 1{,}0$ значение $u/c_ф$ может подсчитываться по формуле

$$(u/c_ф)_{опт} = \frac{\varphi\cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\theta}}. \quad (3.25)$$

Для ступеней с малыми высотами рабочих лопаток, а также ступеней с парциальностью $e < 1{,}0$ из-за больших потерь на трение, вентиляцию, утечки пара выбираются пониженные значения $u/c_ф$.

Выбор среднего диаметра ступени зависит от ряда условий. Диаметр регулирующей ступени определяется теплоперепадом в ней $\Delta h_0^{\text{р.с}}$. Для мощных турбин $\Delta h_0^{\text{р.с}}=80 \div 100$ кДж/кг, для турбин средней мощности и турбин, работающих с переменной нагрузкой, $\Delta h_0^{\text{р.с}} = 120 \div 200$ кДж/кг, причем при меньших значениях указанных теплоперепадов применяется одновенечная ступень, а при больших — двухвенечная.

В ЧВД при цельнокованом роторе средний диаметр ступени не превышает 1,1—1,2 м по условиям поковки ротора. Кроме того, диаметр ступеней ЧВД определяется соображениями экономичности проточной части, в особенности для турбин средней и небольшой мощности. Для повышения КПД ступеней уменьшается диаметр ступеней и в результате увеличивается высота лопаток и, следовательно, КПД проточной части.

Диаметр первой нерегулируемой ступени определяется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{D\,(u/c_\Phi)\,v_{1t}}{\mu_1 \pi^2 n \sqrt{1-\theta}\,\sin\alpha_1 e l_1}}, \qquad (3.26)$$

где v_{1t} — удельный объем пара на выходе из сопловой решетки, который определяется по h,s-диаграмме по приближенно оцененному теплоперепаду сопловой решетки, м³/кг; μ_1 — коэффициент расхода сопловой решетки; θ — степень реактивности ступени; α_1 — угол выхода потока из сопловой решетки; e — степень парциальности сопловой решетки; l_1 — высота сопловых лопаток, м.

Теплоперепад сопловой решетки в первом приближении оценивается в 30—40 кДж/кг. Для крупных турбин $e = 1$, для турбин малой мощности $e < 1$. Угол α_1 принимается в пределах 11—14° для ступеней активного типа и 14—25° для ступеней реактивного типа, причем меньшие значения выбираются для турбин небольшой мощности, большие — для турбин большой мощности. Высота сопловых лопаток принимается не менее 12 мм.

Для турбин с частотой вращения ротора 50 с$^{-1}$ значение диаметра первой нерегулируемой ступени находится в пределах 0,6—1,2 м. Если в расчете получают $d < 0{,}6$ м, то или применяют парциальный подвод в сопловой решетке, или идут на повышение частоты вращения ротора.

Диаметр последней ступени конденсационной турбины оценивается по формуле

$$d_{2z} = \sqrt{\Omega v/\pi}, \qquad (3.27)$$

где $\Omega = \pi d_{2z} l_{2z}$ — торцевая площадь выхода последней ступени, м²; $v = d_{2z}/l_{2z}$ — отношение диаметра последней ступени к высоте лопатки этой ступени.

Торцевая площадь последней ступени определяется по формуле

$$\Omega = D_к v_к / c_2, \qquad (3.28)$$

где $D_к$ — расход пара через последнюю ступень, кг/с; $v_к$ — удельный объем пара за последней ступенью, определяемый из h,s-диаграммы по предварительной оценке процесса в турбине, м³/кг; $c_2 = \sqrt{2\Delta h_{\text{в.с}}}$ — скорость пара за последней ступенью, м/с.

Значение $\Delta h_{\text{в.с}}$ выбирается из технико-экономических расчетов в пределах 16—30 кДж/кг, иногда до 54 кДж/кг. На значение допустимой потери энергии с выходной скоростью в первую очередь влияет стоимость топлива, а кроме того, применяемая система водоснабжения конденсаторов, температура охлаждающей воды.

Для крупных турбин, рассчитанных на частоту вращения $n = 50$ с$^{-1}$, предельная торцевая площадь выхода последней ступени составляет 8—10 м² при стальной рабочей лопатке и 12 м² при титановой лопатке. Для ненапряженных последних ступеней торцевая площадь составляет 5—7 м². Если торцевая площадь выхода турбины существенно превышает указанные значения предельной площади, применяют разделение потоков пара в ЦНД.

При определении диаметра последней ступени по формуле (3.27) значения υ выбираются в пределах 2,7—3,0, редко 2,5. Геометрические характеристики последних ступеней крупных турбин приведены в табл. 3.7.

Средние диаметры промежуточных ступеней назначают по известным диаметрам первой нерегулируемой и последней ступеней для одноцилиндровой турбины или последней ступени проектируемого отсека, подчиняя требованию обеспечения плавной в меридиональном сечении формы проточной части. Для противодавленческой турбины и для ЧВД конденсационной турбины, как правило, выполняют постоянным корневой диаметр ступеней (диаметр посадки рабочих лопаток на диск) в целях унификации хвостовиков рабочих лопаток.

Отношения скоростей вдоль проточной части u/c_Φ назначаются в зависимости от степени реактивности ступеней в соответствии с формулой (3.25), а также с учетом высоты лопаток и степени парциальности ступеней. Степень реактивности на среднем диаметре выбирается по формуле

$$\theta = 1 - (1-\theta_к)\left(1 - \frac{1}{\upsilon}\right)^{1,8}, \qquad (3.29)$$

где $\theta_к$ — степень реактивности у корня рабочих лопаток (выбирается в пределах 0,04—0,10); υ — отношение диаметра ступени к высоте рабочей лопатки.

По выбранным диаметрам и отношению скоростей u/c_Φ на основании формулы (3.24) определяются теплоперепады ступеней

вдоль проточной части, затем находится средний теплоперепад ступени для предполагаемого числа ступеней и далее определяется число ступеней по формуле

$$z = \frac{H_0 (1 + q_т)}{\Delta h_{0\,ср}}, \qquad (3.30)$$

где H_0 — теплоперепад в отсеке (группе ступеней), отсчитанный по изоэнтропе от значений параметров пара перед отсеком до давления за ним, кДж/кг; $q_т$ — коэффициент возврата теплоты для отсека; $\Delta h_{0\,ср}$ — среднеарифметическое значение изоэнтропных теплоперепадов ступеней отсека.

Коэффициент возврата теплоты определяется по формуле

$$q_т = k_т (1 - \eta_{oi}) H_0 \frac{z - 1}{z}, \qquad (3.31)$$

где $k_т$ — коэффициент, равный $4{,}8 \cdot 10^{-4}$ для отсека из ступеней, работающих только в области перегретого пара, $2{,}8 \cdot 10^{-4}$, если вся линия процесса лежит в области влажного пара, $(3{,}2—4{,}3) \cdot 10^{-4}$ для отсеков, у которых процесс расширения переходит из области перегретого в область влажного пара. КПД ступеней отсека η_{oi} в этой формуле принимается по приближенной оценке, значения теплоперепада H_0 подставляются в килоджоулях на килограмм.

Для принятого на основании формулы (3.30) числа ступеней уточняется распределение теплоперепадов по ступеням, чтобы обеспечить выполнение условия $\sum \Delta h_0 = H_0 (1 + q_т)$. Далее проводится детальный расчет каждой ступени [27, 45].

При детальном расчете ступеней учитываются следующие особенности. Уточняются расходы пара по отдельным ступеням и отсекам, полученные в результате расчета тепловой схемы. Рассчитываются утечки пара через концевые уплотнения и уплотнения штоков клапанов по выбранным диаметрам уплотнений, числу гребешков в уплотнении и зазорам. При детальном расчете каждой ступени необходимо также учитывать утечки через диафрагменное уплотнение.

Расчет каждой ступени должен включать оценку использования энергии выходной скорости предыдущей ступени. Для ступеней, следующий за емкой камерой, т. е. для первых ступеней в отсеке, энергия выходной скорости предыдущей ступени не используется (коэффициент использования выходной скорости равен нулю). Поэтому располагаемый теплоперепад для первых ступеней отсеков Δh_0, подсчитанный по статическим параметрам, выбирают выше аналогичного теплоперепада последующей ступени на значение энергии выходной скорости данной ступени (1,0—4,0 кДж/кг). Для всех ступеней, которые следуют непосредственно за предыдущей ступенью (между ступенями нет «разрыва», нет емкой камеры), и для расчетных режимов работы коэффициент использования выходной скорости следует принимать равным 1,0.

Для упрощения технологии изготовления лопаточного аппарата в нерегулируемых ступенях высокого давления стараются выполнить одинаковыми профили сопловых и рабочих лопаток, для чего углы выхода сопловой и рабочей решеток принимают одинаковыми вдоль проточной части, отношение скоростей $u/c_ф$, степень реактивности $\theta_к$ у корня рабочих лопаток и корневой диаметр также поддерживают приблизительно постоянными.

В ступенях низкого давления для сохранения плавности меридиональных обводов проточной части приходится отказываться от условия постоянства углов выхода потока и идти на увеличение этих углов для уменьшения высоты лопаток. В ступенях низкого давления существенно растет степень реактивности на среднем диаметре, отношение скоростей $u/c_ф$, а также веерность ступени. При отношении $d/l < 10 \div 15$ лопатки ступени выполняют профилированными по высоте.

3.6. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

3.6.1. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ТУРБИНЫ И ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

Для изменения расхода пара через турбину применяются следующие способы парораспределения.

1. *Дроссельное парораспределение* — изменение расхода пара через турбину достигается дросселированием всего потока пара, поступающего в турбину, в одном или нескольких регулирующих клапанах, после которых пар направляется в общую сопловую коробку первой ступени.

2. *Сопловое парораспределение* — пар к турбине подводится через несколько регулирующих клапанов, каждый из которых питает самостоятельную сопловую коробку (группу сопл) ступени, при этом клапаны открываются поочередно. Ступень, к соплам которой подводится пар описанным способом, называется *регулирующей* (см. § 3.2).

3. *Обводное парораспределение* — сочетается или с дроссельным, или с сопловым способом парораспределения. При обводном парораспределении увеличение расхода пара при открытых регулирующих клапанах перед первой ступенью достигается открытием обводного регулирующего клапана, пар после которого направляется в одну из промежуточных ступеней в обход первой или нескольких первых ступеней. Через обводной регулирующий клапан может поступать как свежий пар, так и пар из

камеры регулирующей ступени; в последнем случае говорят о парораспределении с *внутренним обводом*.

От типа парораспределения существенным образом зависит тепловая экономичность турбины на режимах частичной нагрузки. Расчет турбины на частичной нагрузке или при различных отклонениях параметров проводится на основе известных характеристик проточной части турбины при расчетном режиме.

При расчете *переменного режима работы ступени* связь между расходом и параметрами пара для суживающихся сопл при неизменной площади их выходного сечения устанавливается формулами:

1) при $\varepsilon_{1п} > \varepsilon_{кр}$

$$q_0 = \varkappa_0 \sqrt{\varepsilon_0^2 - \left(\frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_{кр}\varepsilon_0}{1-\varepsilon_{кр}}\right)^2}, \quad (3.32)$$

где $\varepsilon_{1п} = p_1/p_{0п}$ — отношение давления за соплом к давлению полного торможения перед соплом в данном режиме работы; $\varepsilon_{кр}$ — критическое отношение давления (для перегретого водяного пара равно 0,546); $q_0 = D/D_0$ — относительный расход, т. е. отношение расхода через сопла в данном режиме работы D к критическому расходу через сопла D_0, кг/с, при максимальном давлении перед соплами p_0 в рассматриваемой группе режимов; $\varkappa_0 = \sqrt{(p_0 v_0)/(p_{0п} v_{0п})}$; v_0 — удельный объем пара перед соплами при параметрах p_0, T_0; $v_{0п}$ — удельный объем пара перед соплами при давлении $p_{0п}$; $\varepsilon_0 = p_{0п}/p_0$ — отношение давления торможения перед соплами $p_{0п}$ в данном режиме к максимальному давлению торможения перед соплами в рассматриваемой группе режимов p_0; $\varepsilon_1 = p_1/p_0$ — отношение давления p_1 за соплами в данном режиме к максимальному давлению торможения перед соплами в рассматриваемой группе режимов p_0;

2) при $\varepsilon_{1п} \leqslant \varepsilon_{кр}$

$$q_0 = \varkappa_0 \varepsilon_0, \quad (3.33)$$

при этом

$$D_0 = 0{,}647 F_1 \sqrt{p_0/v_0}, \quad (3.34)$$

где F_1 — площадь поперечных сечений сопловых каналов на выходе, м².

Формулы (3.32) и (3.33) при значениях $\varkappa_0 = 1$ и $\varepsilon_{кр} = 0{,}546$ представлены на рис. 3.29 в виде графика $q_0 = f(\varepsilon_1, \varepsilon_0)$, называемого *сеткой расходов* А. В. Щегляева.

Для расширяющихся сопл Лаваля связь между расходом и параметрами пара описывается теми же соотношениями, что и для суживающихся [формулы (3.32)—(3.34)], при условии, что вместо $\varepsilon_{кр}$ в формуле (3.32) необходимо подставлять значения $\varepsilon_{кр.р}$, которые вычисляются по приближенной зависимости

$$\varepsilon_{кр.р} \approx \varepsilon_{кр} + (1-\varepsilon_{кр})\sqrt{1-(F_{мин}/F_1)^2}, \quad (3.35)$$

где $F_{мин}$ и F_1 — площади минимального и выходного сечений расширяющихся сопл.

В расчетах расширяющихся сопл при $\varepsilon_{кр.р} < \varepsilon_{1п}$ следует пользоваться формулой (3.33). При определении максимального критического расхода по формуле (3.34) для расширяющихся сопл следует подставлять $F_1 = F_{мин}$, т. е. площадь минимального проходного сечения этих сопл.

При расчетах *переменного режима группы ступеней* используются следующие соотношения, устанавливающие связь между расходом и параметрами пара в этой группе при условии, что площади проходных

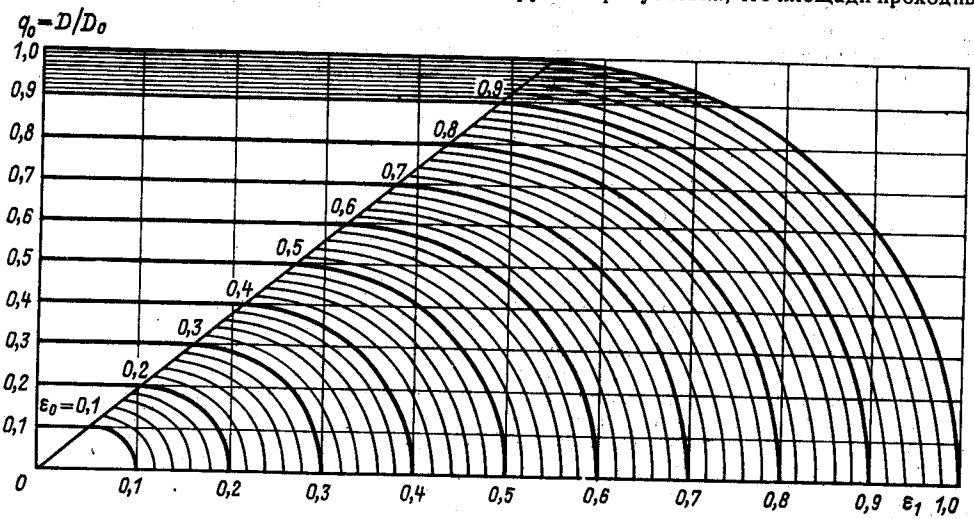


Рис. 3.29. Сетка расходов А. В. Щегляева для суживающихся сопл

сечений для потока пара в этих ступенях остаются неизменными.

1. При дозвуковых скоростях в проточной части

$$\frac{D}{D_0} = \varkappa_0 \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{11}^2}{p_0^2 - p_1^2}}, \qquad (3.36)$$

где D — расход пара через группу ступеней для данного режима при давлениях перед отсеком p_{01} и за отсеком p_{11}; D_0 — расход пара для расчетного режима при давлении перед отсеком и за отсеком p_1; $\varkappa_0 = \sqrt{\frac{p_0 v_0}{p_{01} v_{01}}}$, причем p_0 и v_0 — давление и удельный объем перед группой ступеней при расходе пара D_0; p_{01} и v_{01} — то же при расходе пара D.

Если отсек имеет малое число ступеней (1—3), можно пользоваться более точной зависимостью:

$$\frac{D}{D_0} = \varkappa_0 \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{11}^2 - [\varepsilon_{кр}/(1-\varepsilon_{кр})](p_{01}-p_{11})^2}{p_0^2 - p_1^2 - [\varepsilon_{кр}/(1-\varepsilon_{кр})](p_0-p_1)^2}}. \qquad (3.37)$$

2. Для конденсационных турбин или отсеков, где $p_1 \ll p_0$, формула (3.36) преобразуется к виду

$$\frac{D}{D_0} = \varkappa_0 (p_{01}/p_0). \qquad (3.38)$$

3. Для случаев, когда в проточной части отсека хотя бы в одной из решеток наблюдаются звуковые или сверхзвуковые скорости, связь между расходом и давлениями описывается формулой (3.38).

При расчетах *переменного режима ступени* изменение степени реактивности при небольшом отклонении основной характеристики ступени u/c_Φ от расчетного ее значения $(u/c_\Phi)_0$ следует определять по формуле

$$\frac{\Delta\theta}{1-\theta_0} = (0{,}5 - \theta_0)\frac{\Delta(u/c_\Phi)}{(u/c_\Phi)_0}, \qquad (3.39)$$

где индексом 0 отмечены величины при расчетном режиме, а буквой Δ — отклонения реактивности и отношения скорости u/c_Φ от расчетного режима.

Отклонения степени реактивности для ступеней с различной реактивностью можно проследить по рис. 3.30. Оценка КПД ступени в нерасчетном режиме производится построением треугольников скоростей по известным параметрам пара перед ступенью, давлению за ступенью и оцененной по формуле (3.39) степени реактивности. КПД ступени в нерасчетном режиме можно оценивать также с помощью характеристик, известных для модельных ступеней, и поправок к этим характеристикам [см. (3.32)].

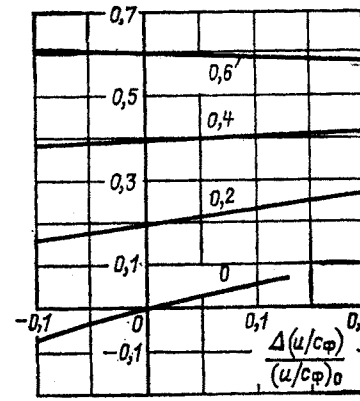


Рис. 3.30. Изменение степени реактивности θ при отклонении u/c_Φ для ступеней с различными расчетными θ

На рис. 3.31 изображены процессы расширения пара в h, s-диаграмме *для дроссельного парораспределения* в расчетном и нерасчетном режимах турбины. Линия ab соответствует расчетному режиму, т. е. режиму без дросселирования пара (регулирующие клапаны полностью открыты), линия acd — режиму частичной нагрузки, причем отрезок ac соответствует процессу в регулирующих клапанах (частично открытых), а отрезок cd — процессу в проточной части турбины.

Относительный внутренний КПД для всей турбины определяется по формуле

$$\eta_{oi} = H_i'/H_0 = \eta_{oi}'\gamma_{др}, \qquad (3.40)$$

где $\eta_{oi}' = H_i'/H_0'$ — КПД проточной части лопаточного аппарата турбины; $\gamma_{др} = H_0'/H_0$ — коэффициент дросселирования, показывающий долю исходного теплоперепада турбины, которая перерабатывается

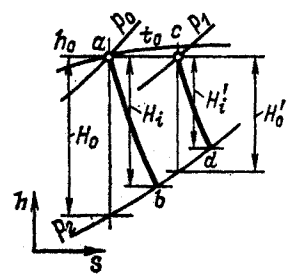


Рис. 3.31. Процесс расширения пара в h,s-диаграмме для турбины с дроссельным парораспределением

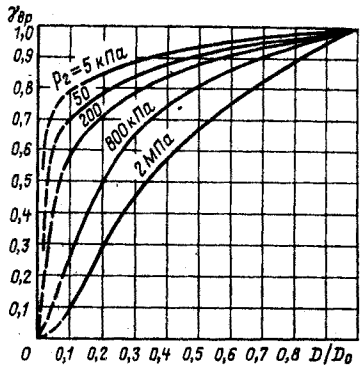


Рис. 3.32. Коэффициент дросселирования для турбин с различным противодавлением

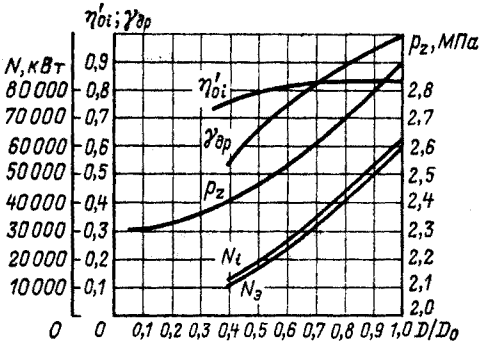


Рис. 3.33. Расчетные характеристики турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением на частичных нагрузках

в лопаточном аппарате проточной части турбины.

Для определения давления p_1 на частичной нагрузке используется формула (3.36) для противодавленческих турбин или ЧВД турбин с регулируемым отбором, если ни в одной из ступеней не достигается критическая скорость пара; при критическом режиме течения в указанных турбинах, а также для конденсационных турбин в любых режимах используется формула (3.38)

Для турбин с начальными параметрами пара $p_0 = 12{,}7$ МПа и $t_0 = 565$ °С на рис. 3.32 приведены зависимости коэффициентов дросселирования от относительного расхода пара и от противодавления.

Зависимость КПД лопаточного аппарата проточной части η'_{oi} от относительного расхода пара через турбину может быть найдена на основе детального поступенчатого расчета проточной части на нерасчетных режимах.

Для приближенных расчетов КПД η'_{oi} можно использовать следующий способ. Во всех ступенях, кроме последней ступени конденсационной турбины, теплоперепады можно считать постоянными, и поэтому КПД этих ступеней неизменны. В последней ступени теплоперепад на частичной нагрузке находится по давлению перед ступенью, определяемому из уравнения (3.37), и давлению за ступенью, определяемому по характеристикам переменного режима конденсатора. Используемый теплоперепад турбины определяется суммированием используемых теплоперепадов последней ступени и всех предшествующих ступеней. Неточность указанного способа возрастает при малых значениях относительного пропуска пара, так как в этом случае изменяются теплоперепады не только в последней ступени, но и в предшествующих ступенях.

На рис. 3.33 представлены результаты расчета переменного режима работы турбины с противодавлением при дроссельном парораспределении. На расчетном режиме турбина имеет следующие параметры: мощность 60 МВт, давление свежего пара $p_0 = 12{,}7$ МПа, температура свежего пара $t_0 = 565$ °С, давление за турбиной $p_2 = 2{,}3$ МПа. Давление перед последней ступенью обозначено p_z.

При сопловом парораспределении расчет турбины на переменных режимах работы разделяется на два этапа: 1) расчет регулирующей ступени; 2) расчет нерегулируемых ступеней.

В регулирующей ступени поток пара при сопловом парораспределении разделяется на два — поток недросселированного пара, проходящий через полностью открытые регулирующие клапаны, и поток дросселированного пара, проходящий через частично открытый клапан (клапаны). Процесс расширения пара в регулирующей ступени для этих потоков в h, s-диаграмме представлен на рис. 3.34. Изменение

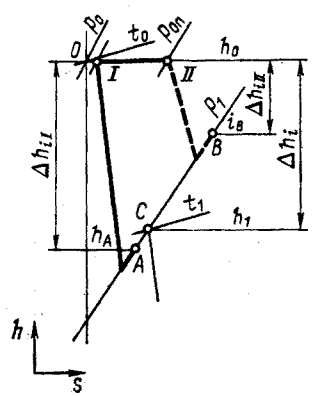


Рис. 3.34. Процесс расширения пара в h,s-диаграмме для потоков пара в регулирующей ступени

состояния в пределах сопл и рабочих лопаток для потока через полностью открытые клапаны изображается линией *IA*, а для потока через частично открытый клапан — линией *IIB*. Точка *C* на изобаре в камере регулирующей ступени p_1 (давление за регулирующей ступенью) соответствует состоянию пара за регулирующей ступенью после изобарного смешения обоих потоков.

Для расчета на частичных режимах регулирующей ступени вычисляется давление за регулирующей ступенью p_1 по формуле (3.36) или (3.38). Далее находят распределение потоков пара по регулирующим клапанам и давления за этими клапанами. По расходу пара через регулирующую ступень в расчетном режиме D_0 и числу сопловых каналов за каждым регулирующим клапаном z_i определяют пропуски пара через каждый клапан в расчетном режиме:

$$\left.\begin{aligned} D_{\mathrm{I}0} &= \frac{z_{\mathrm{I}}}{z_{\mathrm{I}}+z_{\mathrm{II}}+z_{\mathrm{III}}} D_0; \\ D_{\mathrm{II}0} &= \frac{z_{\mathrm{II}}}{z_{\mathrm{I}}+z_{\mathrm{II}}+z_{\mathrm{III}}} D_0; \\ D_{\mathrm{III}0} &= \frac{z_{\mathrm{III}}}{z_{\mathrm{I}}+z_{\mathrm{II}}+z_{\mathrm{III}}} D_0. \end{aligned}\right\} \quad (3.41)$$

По этим расчетным расходам и относительному давлению в камере регулирующей ступени p_{01}/p_0 определяют критические расходы через сопла соответствующих клапанов, используя сетку расходов [см. рис. 3.29 или формулы (3.32), (3.33)] при давлении перед соплами p_0:

$$D_{\mathrm{I}*} = D_{\mathrm{I}0}/q_{00};$$
$$D_{\mathrm{II}*} = D_{\mathrm{II}0}/q_{00};$$
$$D_{\mathrm{III}*} = D_{\mathrm{III}0}/q_{00}.$$

При частичном пропуске пара в турбину D по сетке расходов для полностью открытых клапанов определяют относительный расход q_0 и соответствующие расходы по клапанам:

$$D_{\mathrm{I}} = q_0 D_{\mathrm{I}*}; \; D_{\mathrm{II}} = q_0 D_{\mathrm{II}*}.$$

Расход пара через частично открытый клапан определяют как разность расхода пара в турбину и суммы расходов через полностью открытые клапаны

$$D_{\mathrm{п}} = D - \sum D_i. \quad (3.42)$$

По отношению расходов пара через сопла частично открытого клапана и соответствующего критического расхода через эти сопла $D_{\mathrm{п}}/D_{\mathrm{п}*}$ и относительному давлению в камере регулирующей ступени (относительному давлению за соплами) p_1/p_0 с помощью сетки расходов находят относительное давление за частично открытым клапаном (перед соплами этого клапана).

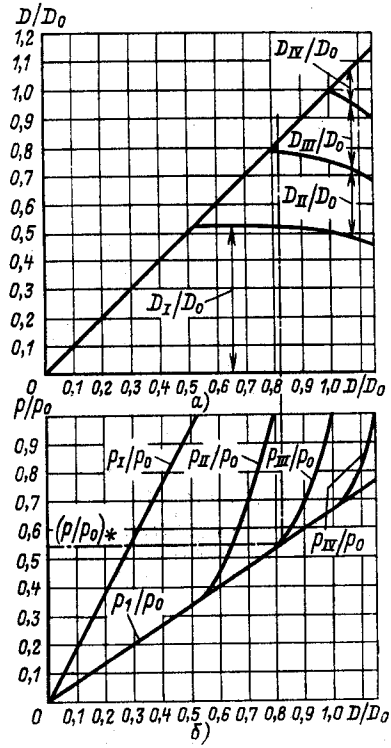


Рис. 3.35. Распределение потоков пара между сопловыми группами (*а*) и давлений (*б*) за регулирующими клапанами в турбине с сопловым парораспределением

По результатам расчетов строят диаграмму расходов по группам сопл и давлений за клапанами при частичных нагрузках (рис. 3.35).

Распределения давления и расходы по регулирующим клапанам и соответствующим сегментам сопл определяют внутренний КПД и мощность регулирующей ступени. Для нахождения таких распределений строят вспомогательную зависимость использованного теплоперепада в регулирующей ступени от отношения давлений посредством расчета этой ступени на переменный режим. Пример такой зависимости представлен на рис. 3.36. По аналогичной зависимости для частичного режима работы регулирующей ступени можно найти использованные теплоперепады дросселированного Δh_{III} и недросселированного Δh_{II} потоков, протекающих через регулирующую ступень. Общий использованный теплоперепад обоих потоков (теплоперепад регули-

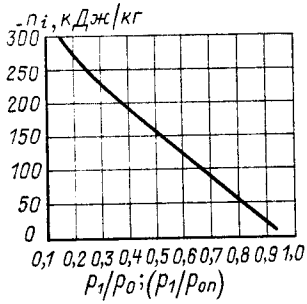


Рис. 3.36. Использованный теплоперепад регулирующей ступени в зависимости от отношения давлений

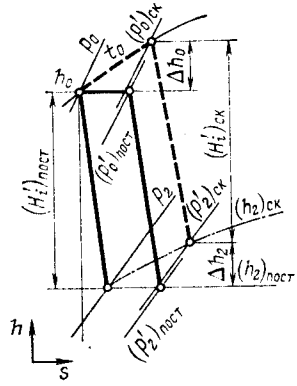


Рис. 3.37. h,s-диаграмма процесса расширения пара в ЧВД конденсационной турбины с дроссельным парораспределением при постоянном и скользящем начальном давлениях:

———, — — — — соответственно постоянное и скользящее начальное давления

рующей ступени) определится следующим образом:

$$\Delta h_i = \frac{D_A}{D}\Delta h_{iI} + \frac{D_B}{D}\Delta h_{iII}, \quad (3.43)$$

где D_A и D_B — расходы недросселированного и дросселированного потоков пара соответственно.

Энтальпия пара за регулирующей ступенью после смешения обоих потоков определяется как разность энтальпии свежего пара и использованного теплоперепада регулирующей ступени: $h_1 = h_0 - \Delta h_i$.

Расчет нерегулируемых ступеней на частичном пропуске пара проводится так же, как и расчет проточной части лопаточного аппарата при дроссельном парораспределении.

В результате расчетов регулирующей и нерегулируемых ступеней определяют использованный теплоперепад при частичном режиме для всей турбины суммированием использованных теплоперепадов регулирующей и нерегулируемых ступеней. Разделив использованный теплоперепад на располагаемый для всей турбины, находят внутренний относительный КПД турбины при работе ее в частичном режиме.

Изменение мощности турбин наряду с описанными способами парораспределения (дроссельным, сопловым и обводным) может достигаться *способом скользящего давления*, т. е. изменением давления за котлом при фиксированном положении регулирующих клапанов турбины. Способ скользящего давления применим как для действующих, имеющих дроссельное или сопловое парораспределение, так и для вновь проектируемых турбин.

Процессы расширения пара в ЧВД конденсационной турбины с промежуточным перегревом пара и дроссельным парораспределением при постоянном и скользящем начальных давлениях показаны на рис. 3.37. При дроссельном парораспределении в режиме частичной нагрузки энтальпия перед первой ступенью равна энтальпии при номинальной нагрузке $h_0 = \text{const}$, при скользящем давлении энтальпия пара при частичной нагрузке возрастает на $\Delta h_0'$, а температура пара перед первой ступенью не изменяется: $t_0 = \text{const}$. На режиме частичной нагрузки давление пара перед первой ступенью при скользящем давлении и $t_0 = \text{const}$ будет несколько выше, чем при постоянном давлении и $h_0 = \text{const}$ (для одинаковых расходов пара в обоих случаях). Давление за ЧВД также будет несколько выше при скользящем давлении, чем при дроссельном парораспределении. Располагаемый теплоперепад ЧВД при скользящем давлении и частичной нагрузке несколько выше, чем при дроссельном парораспределении, из-за повышенной температуры перед первой ступенью по сравнению с дроссельным парораспределением. Так как изменение располагаемого теплоперепада ЧВД при частичных нагрузках невелико, то не будет изменяться и внутренний относительный КПД ЧВД. Таким образом, использованный теплоперепад и внутренняя мощность ЧВД будут бóльшими при скользящем давлении.

Мощность и использованный теплоперепад проточной части турбины после промежуточного перегрева пара будут одинаковыми как при скользящем давлении, так и при дроссельном парораспределении, так как давление и температура после промежуточного перегревателя будут одинаковыми при одинаковых расходах пара при обоих способах регулирования мощности.

Наряду с повышением экономичности паротурбинных блоков перевод их на скользящее давление дает следующие преимущества:

1) при скользящем давлении температура пара перед соплами первой ступени на всех режимах сохраняется неизменной, что обеспечивает высокие скорости изменения нагрузки турбиной;

2) сокращается время нагружения блока;

3) длительная работа при пониженном давлении повышает долговечность металла поверхностей нагрева котла и главного паропровода между котлом и турбиной;

4) снижается мощность питательного насоса при частичных нагрузках.

Изменение мощности турбины при отклонении начальных параметров пара можно вычислять при одном из следующих условий:

1) постоянстве расхода теплоты турбинной установкой $Q = \text{const}$;

2) постоянстве расхода пара $D = \text{const}$;

3) постоянстве проходного сечения регулирующих клапанов системы парораспределения $F_{кл} = \text{const}$.

Относительное изменение мощности в турбинах без промперегрева при отклонении начальных параметров пара определяется по формулам:

1) при изменении температуры свежего пара, если $Q = \text{const}$,

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\beta_t}{h_0 - h_{и.в}} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}}\right)\Delta t_0; \quad (3.44)$$

если $D = \text{const}$,

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}}\right)\Delta t_0; \quad (3.45)$$

если $F_{кл} = \text{const}$,

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} + \frac{\delta_t}{D}\right)\Delta t_0; \quad (3.46)$$

2) при изменении давления свежего пара, если $Q = \text{const}$,

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_p}{H_0} + \frac{\gamma_p}{\eta_{oi}} - \frac{\beta_p}{h_0 - h_{и.в}}\right)\Delta p_0; \quad (3.47)$$

если $D = \text{const}$,

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_p}{H_0} + \frac{\gamma_p}{\eta_{oi}}\right)\Delta p_0; \quad (3.48)$$

если $F_{кл} = \text{const}$,

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_p}{H_0} + \frac{\gamma_p}{\eta_{oi}} + \frac{\delta_p}{D}\right)\Delta p_0. \quad (3.49)$$

В этих формулах $\alpha_t = \partial H_0/\partial t_0$; $\alpha_t/H_0 \approx 1/T_0$; $\beta_t = \partial h_0/\partial t_0 = c_p$; $\gamma_t = \partial\eta_{oi}/\partial t_0 \approx 0{,}0005$; $\delta_t = \partial D/\partial t_0$; $\delta_t/D = 1/(2T_0)$; $\alpha_p = \partial H_0/\partial p_0 = p_2 v_{2t_0}/p_0$; $\beta_p = \partial h_0/\partial p_0 \approx 0$; если изотерма t_0 совпадает с линией $h_0 = \text{const}$ или мало отличается от нее:

$$\gamma_p = \partial\eta_{oi}/\partial p_0 \approx 0;\ \delta_p = \partial D/\partial p_0;\ \delta_p/D = 1/p_0,$$

где p_2 — давление за последней ступенью турбины, Па; v_{2t_0} — удельный объем пара за турбиной при изоэнтропном расширении пара в турбине, м³/кг; H_0 — располагаемый теплоперепад турбины, Дж/кг.

Отклонение конечного давления пара за турбиной от номинального значения *приводит к изменению мощности*, приближенно подсчитываемому на основе зависимости

$$\Delta N_i/D_2 = f(p_2/D_2),$$

которая может быть рассчитана для каждой турбины по методике, изложенной в [45], и называется *универсальной зависимостью изменения мощности турбины от давления за последней ступенью турбины.*

С помощью универсальной зависимости, полученной расчетом или на основе тепловых испытаний турбины, рассчитывают кривые поправок к мощности турбины в зависимости от давления за турбиной в конденсаторе и расхода пара. Пример таких кривых для турбины К-500-240-2 показан на рис. 3.38.

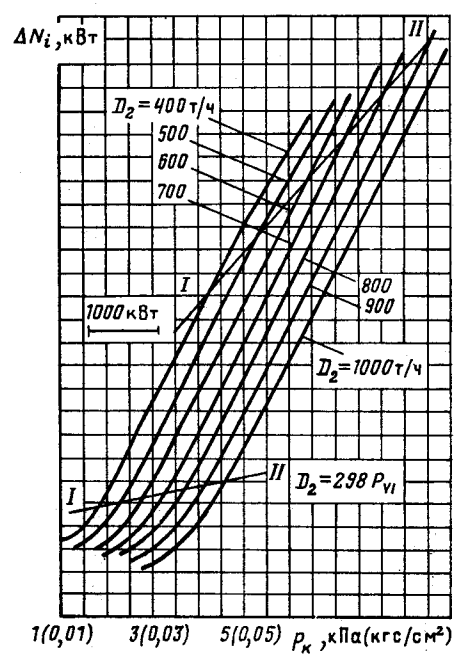


Рис. 3.38. Поправка к мощности на давление отработавшего пара для турбины К-500-240-2 [ПО «Турбоатом». В зоне от линии *I-I* до линии *II-II* поправка к мощности на изменение $p_к$ на ±1 кПа (±0,01 кг/см²) составляет ±3800 кВт]

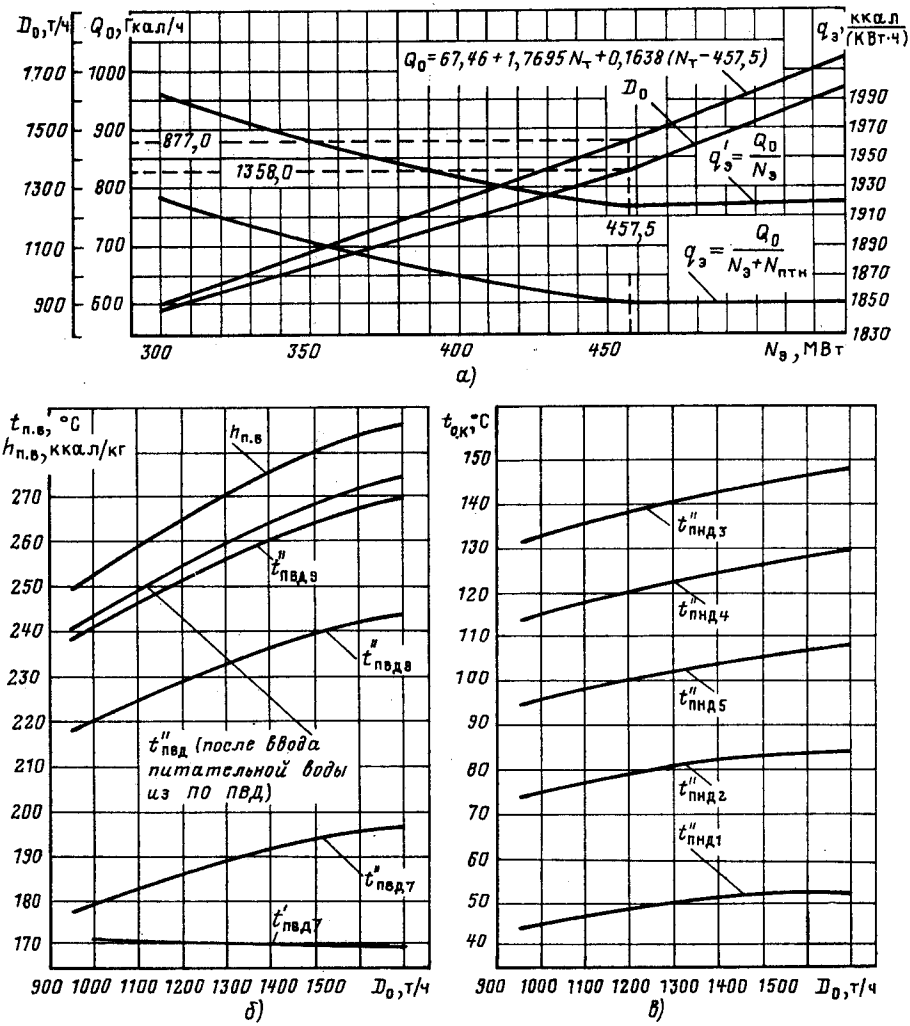


Рис. 3.39. Диаграмма режимов турбины К-500-240-2 (ПО «Турбоатом»); $p_0 =$ $= 240$ МПа; $t_0 = 540$ °С; $t_{п.п} = 540$ °С; питательный насос с турбоприводом; $t_{1в} =$ $= 12$ °С; расход охлаждающей воды в конденсаторе 51 480 т/ч; потери давления в промперегреве 9,9 %:

а — расход пара и теплоты; *б* — температура и энтальпия питательной воды; *в* — температура основного конденсата ($t_{о.к}$)

По результатам расчета работы турбины в переменном режиме, а также по результатам испытаний турбины может быть построена зависимость мощности турбины от расхода пара $N = f(D)$; эту зависимость, построенную графически, называют *диаграммой режимов турбины*. Для турбин без отборов пара эта зависимость строится по уравнению

$$N_э = DH_0\eta_{о.э}. \qquad (3.50)$$

Для турбин с регенеративными отборами пара диаграмма режимов строится по уравнению

$$N_э = \eta_м\eta_{э.г}\sum_{j=1}^{n} D_j\Delta h_{ij}. \qquad (3.51)$$

где D_j — расход пара через j-й отсек турбины, т. е. расход пара через группу ступеней между отборами пара, а также между впуском и первым отбором, последним отбором и выходом из турбины; Δh_{ij} — использованный теплоперепад через отсек с номером j; $\eta_м$ — механический КПД тур-

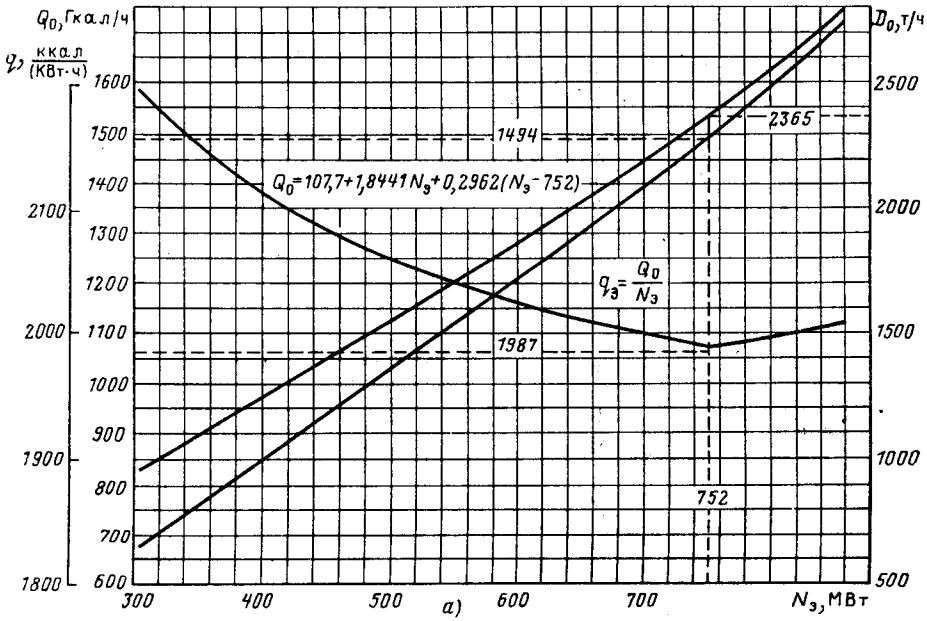


Рис. 3.40. Диаграмма режимов турбины К-800-240-3 (ПОТ ЛМЗ); $p_0 = 240$ МПа; $t_0 = 540$ °С; $t_{п.п} = 540$ °С; питательный насос с трубоприводом; $t_{1в} = 12$ °С; расход охлаждающей воды в конденсатор 73 000 т/ч:

а — расход пара и теплоты

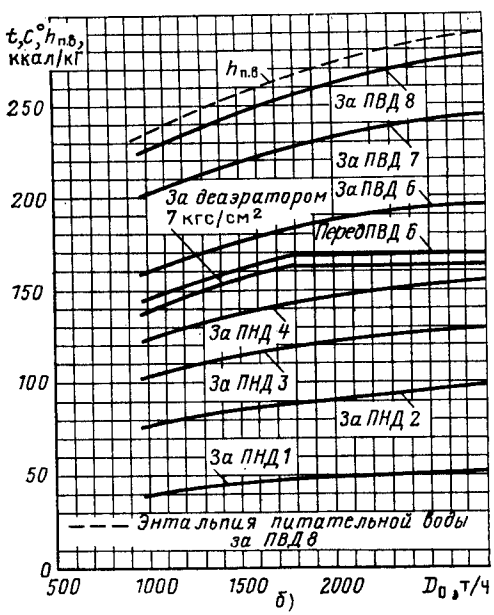


Рис. 3.40. Продолжение

б — температура основного конденсата и воды

боагрегата; $\eta_{э.г}$ — электрический КПД генератора.

На рис. 3.39 и 3.40 приведены диаграммы режимов конденсационных турбин К-500-240-2 (ПО «Турбоатом») и К-800-240-3 (ПОТ ЛМЗ) при номинальных параметрах пара по данным типовых энергетических характеристик [40, 41]. Типовые энергетические характеристики составлены на базе ряда испытаний турбинных установок на электрических станциях. Характеристики отражают среднюю экономичность вышедших из капитального ремонта турбин, работающих по заводской расчетной тепловой схеме.

В типовых характеристиках турбины К-500-240-2 зависимости расхода пара и теплоты приводятся на рис. 3.39, *а* при условии, что давление отработавшего пара определяется в соответствии с характеристикой конденсатора К-11520-2 (ПО «Турбоатом») при постоянных расходе и температуре охлаждающей воды $W = 51\,430$ м³/ч и $t_{1в} = 12$ °С.

На рис. 3.39, *б*, *в* представлены зависимости температуры и энтальпии питательной воды и основного конденсата за подогревателями от расхода пара на турбину. При этих значениях параметров питательной воды и основного конденсата построены характеристики, приведенные на рис. 3.39, *а* и *б*.

На рис. 3.41 и 3.42 для турбин К-500-240-2 (ПО «Турбоатом») и К-800-240-3

(ПОТ ЛМЗ) показаны поправочные кривые к расходу свежего пара на отклонение от номинальных значений давления и температуры свежего пара p_0 и t_0, температуры промежуточного перегрева пара $t_{п.п}$, температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор турбины $t_{1в}$, давления отработавшего пара в конденсаторе $p_к$, а также на изменение потери давления в тракте промежуточного перегрева по данным типовых энергетических характеристик, причем расход свежего пара при параметрах, отличающихся от номинальных, вычисляется по формуле

$$D = D_0\left(1 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\alpha_{D_{0i}}}{100}\right), \qquad (3.52)$$

где D_0 — расход свежего пара на входе в турбину при номинальных значениях всех основных параметров; $\alpha_{D_{0i}}$ — поправка к расходу на отклонение i-го параметра; n — число параметров, на которые вводится поправка.

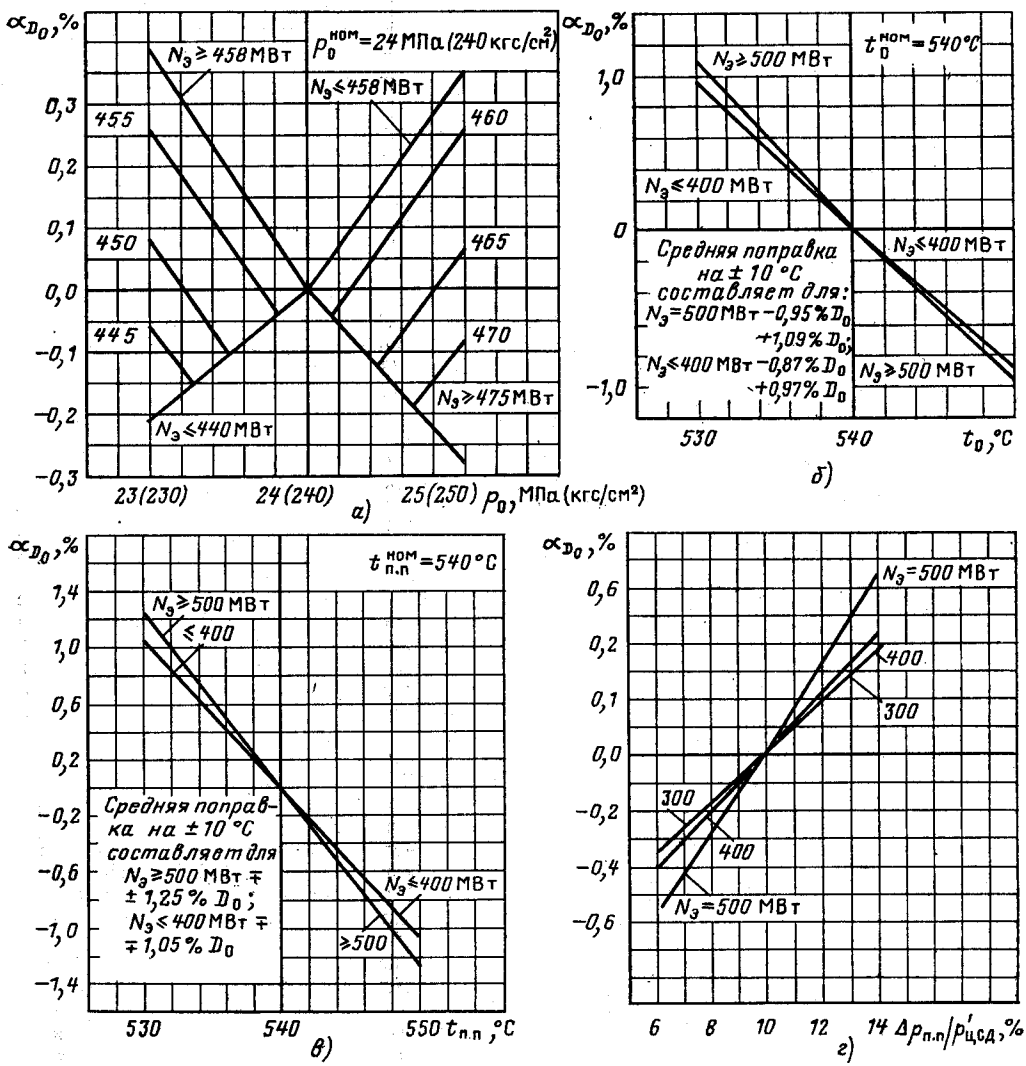


Рис. 3.41. Поправочные кривые к расходу пара турбины К-500-240-2 (ПО «Турбоатом»):

а — на отклонение давления свежего пара от номинального; *б* — на отклонение температуры свежего пара от номинальной; *в* — на отклонение температуры промежуточного перегрева пара от номинальной; *г* — на изменение потери давления в тракте промежуточного перегрева

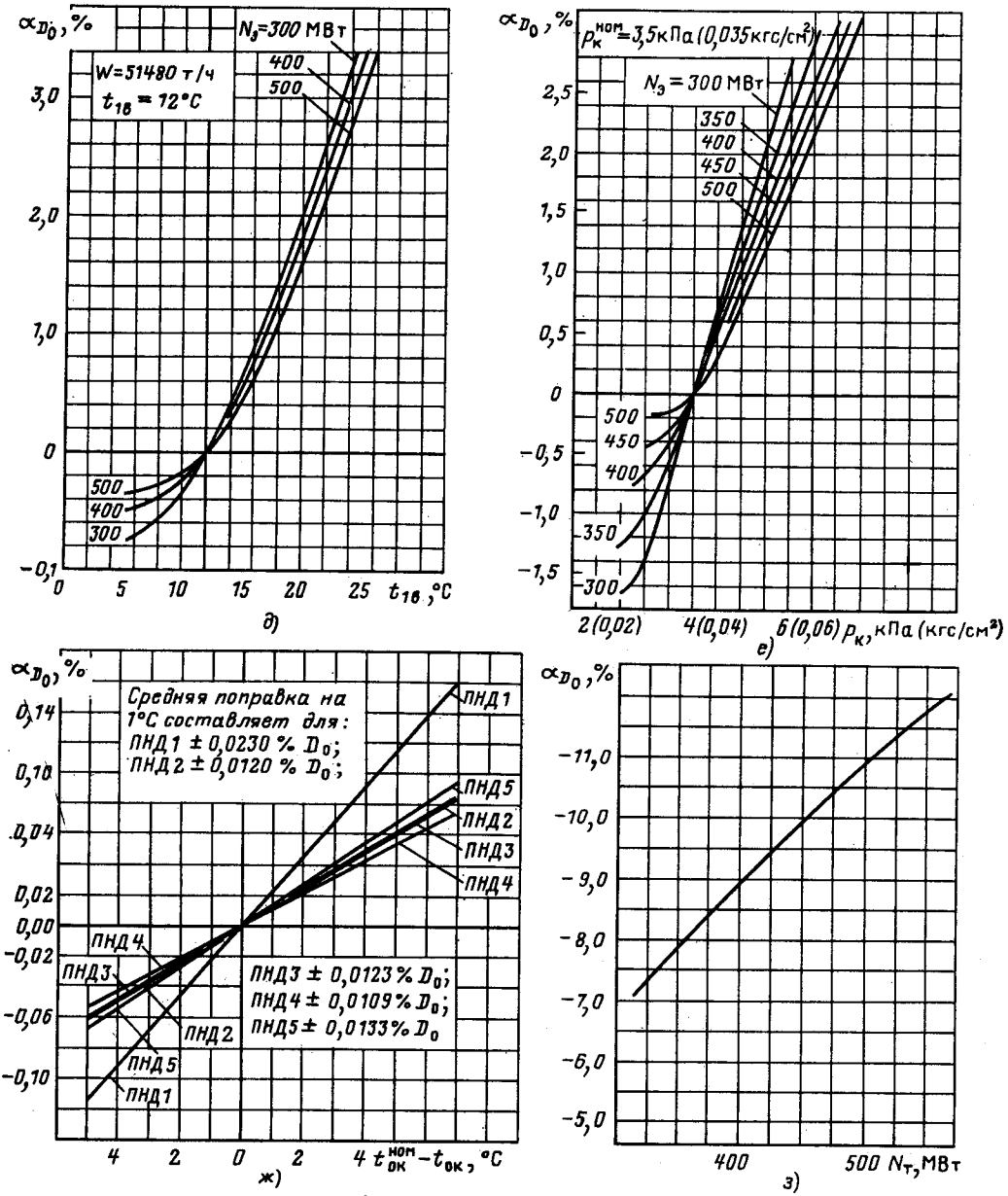


Рис. 3.41. Продолжение

д — на отклонение температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор турбины; *е* — на отклонение давления отработавшего пара в конденсаторе турбины от номинального; *ж* — на отклонение температуры основного конденсата в ПНД; *з* — на отключение группы ПВД

3.6.2. ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ ТУРБИН С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Диаграмма режимов турбин с одним регулируемым отбором пара строится на основе зависимости

$$N = f(D_1, D_{п(т)}),$$

где D_1 — расход свежего пара в ЧВД; $D_{и(т)}$ — расход пара в регулируемый отбор, кг/с.

Расчетные формулы для построения диаграммы режимов с одним регулируемым отбором пара следующие:

$$N_i = N_i^{I} + N_i^{II} = N_{ip}^{I}\alpha^{I} + N_{ip}^{II}\alpha^{II}, \quad (3.53)$$

где $N^{I}_{ip} = f_1(D_1)$; $N^{II}_{ip} = f_2(D_2)$; a^{I}, a^{II} — поправочные коэффициенты, учитывающие взаимное влияние работы ЧНД и ЧВД.

Мощность ЧВД при номинальном давлении в отборе, кВт,

$$N^{I}_{ip} = D_1 H^{I}_{0p} \eta^{I}_{oi} \cdot 10^{-3} = f_1(D_1);$$

поправочный коэффициент

$$\alpha^{I} = H^{I}_{0}/H^{I}_{0p} = f(D_2),$$

где H^{I}_{0p} — располагаемый теплоперепад ЧВД при фиксированном номинальном давлении в отборе, Дж/кг; H^{I}_{0} — располагаемый теплоперепад ЧВД при текущем значении давления в отборе, Дж/кг (рис. 3.43).

Поправочный коэффициент

$$\alpha^{II} = H^{II}_{0}/H^{II}_{0p},\ \alpha^{II} > 1,$$

где H^{II}_{op} — располагаемый расчетный теплоперепад ЧНД, Дж/кг, отсчитанный по параметрам состояния пара в камере отбора и давлению за турбиной при расчетном (соответствующем режиму работы ЧВД с наивысшим внутренним относительным КПД) пропуске пара в ЧВД: H^{II}_{0} — располагаемый теплоперепад ЧНД при любом пропуске пара в ЧВД, Дж/кг (рис. 3.44).

Мощность ЧНД в зависимости от D_2 при расчетном пропуске пара через ЧВД, кВт,

$$N^{II}_{ip} = D_2 H^{II}_{0p} \eta^{II}_{oi} \cdot 10^{-3} = f_2(D_2).$$

На основании приведенных формул рассчитывается и строится диаграмма режимов $N_э = f(D_1, D_{п(т)})$, где расход пара в отбор вычисляется следующим образом:

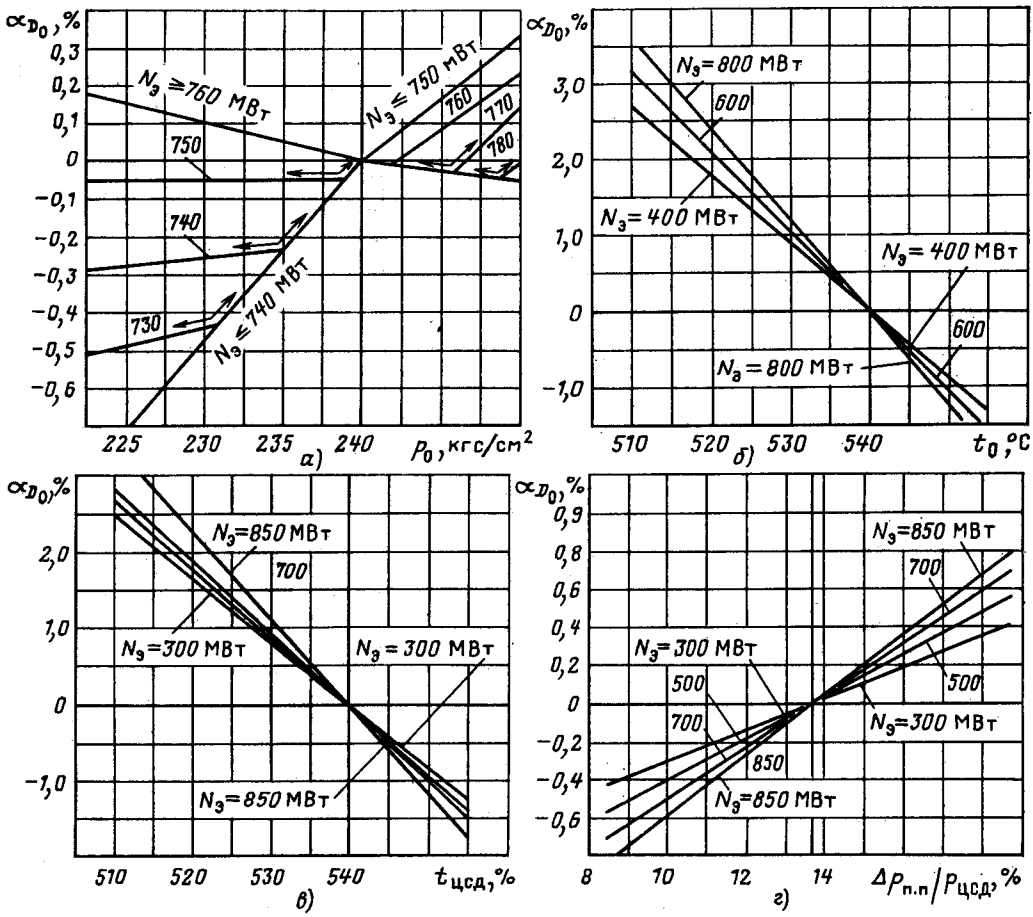


Рис. 3.42. Поправочные кривые к расходу пара турбины К-800-240-3:

а — на давление свежего пара; *б* — на отклонение температуры свежего пара от номинальной; *в* — на отклонение температуры пара после промежуточного перегрева от номинальной; *г* — на изменение потери давления в тракте промежуточного перегрева

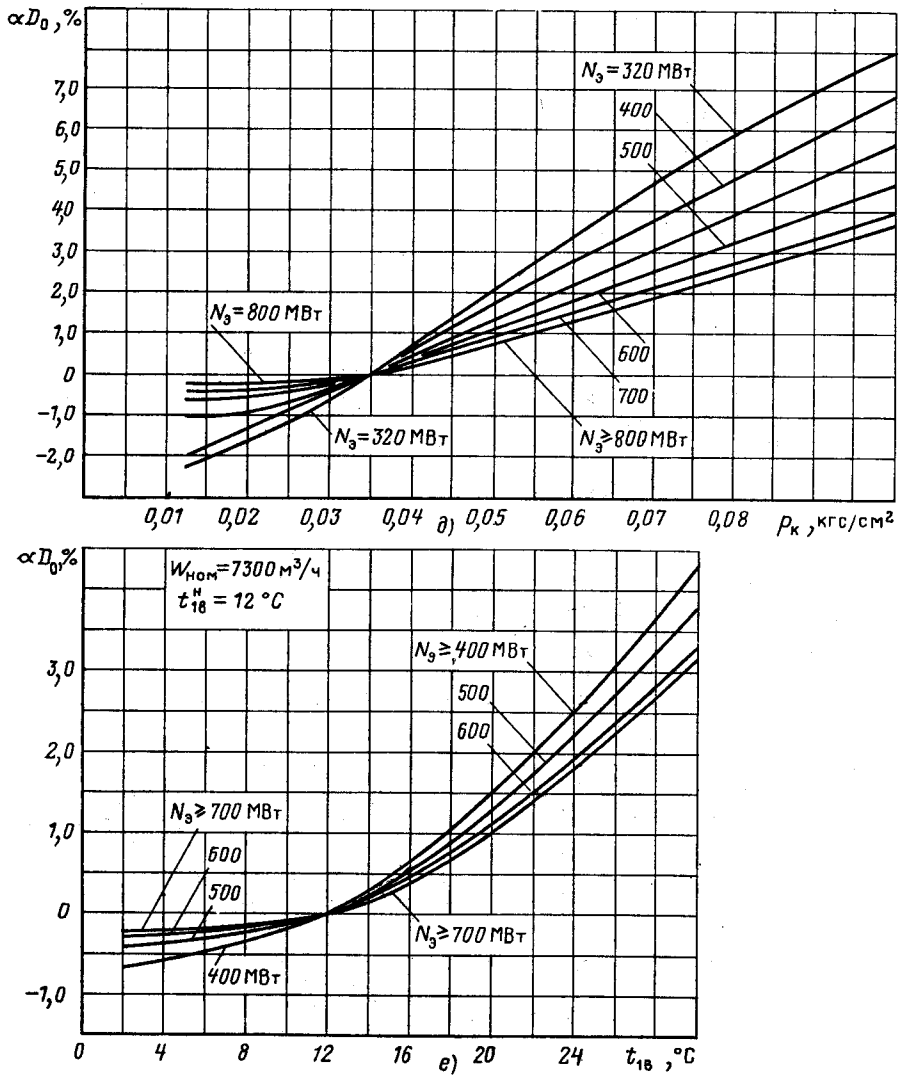


Рис. 3.42. Продолжение

д — на отклонение давления отработавшего пара в конденсаторе турбины от 3,5 кПа; *е* — на отклонение температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор турбины

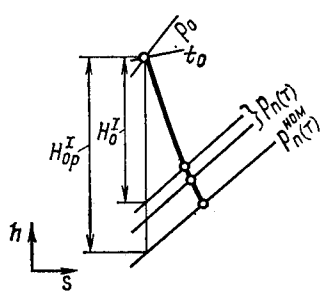


Рис. 3.43. Процесс в *h,s*-диаграмме ЧВД турбины с регулируемым отбором пара

в турбине без регенеративных отборов

$$D_{п(т)} = D_1 - D_2;$$

в турбине с регенеративными отборами

$$D_{п(т)} = D_1 - D_2 - \sum D_{рег}^{I},$$

где $\sum D_{рег}^{I}$ — суммарный расход пара в регенеративные подогреватели ЧВД.

На рис. 3.45 приведена *диаграмма режимов турбины Т-110/120-130-3* при работе с одним регулируемым отбором пара (отбор пара представлен количеством теплоты отбираемого пара $Q_т$).

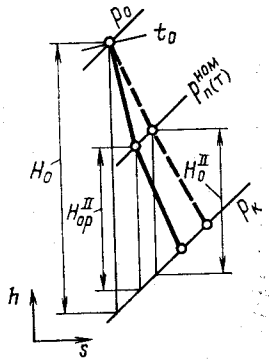


Рис. 3.44. Процесс в *h,s*-диаграмме для турбин с отбором пара при различных расходах пара в ЧВД

Для конденсационной турбины с *двумя регулируемыми отборами* пара строят вначале диаграмму режимов в предположении, что расход пара во втором отборе равен нулю, затем поправочную кривую, по которой учитывают, насколько снизится мощность турбины, если из второго отбора будет отбираться расход пара $D_т$. Обычно на диаграмме дается сетка кривых, позволяющая установить без расчета возможность осуществления режима с тем или иным значением теплофикационного отбора пара. Для расхода пара в теплофикационный отбор всегда должно выполняться условие

$$D_т \leqslant D_1 - \sum D_{рег} - D_{2\,мин} - D_п,$$

где $\sum D_{рег}$ — суммарный расход пара на регенерацию выше отопительного отбора; $D_{2мин}$ — минимально необходимый пропуск пара через последние ступени турбины во избежание чрезмерного разогрева выходной части турбины.

Диаграммы режимов строят в предположении фиксированных номинальных параметров p_0, t_0, $p_п$, $p_т$, p_2 (или температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в}$ и ее расхода w, $t_{п.в}$ и $D_{п.в}$). При отклонении параметров от их расчетных значений вводятся соответствующие поправки. На рис. 3.46 приведена диаграмма режимов турбины Т-185/220-130-2 (ПО ТМЗ) с соответствующими поправочными кривыми.

Уральский турбомоторный завод (ПО ТМЗ) в турбинах с теплофикационным отбором мощностью 50, 100, 185, 250 МВт выполняет двухступенчатую схему подогрева сетевой воды. Поэтому эти турбины имеют два теплофикационных отбора: верхний с повышенным давлением и нижний с пониженным давлением отбора. Эти турбины

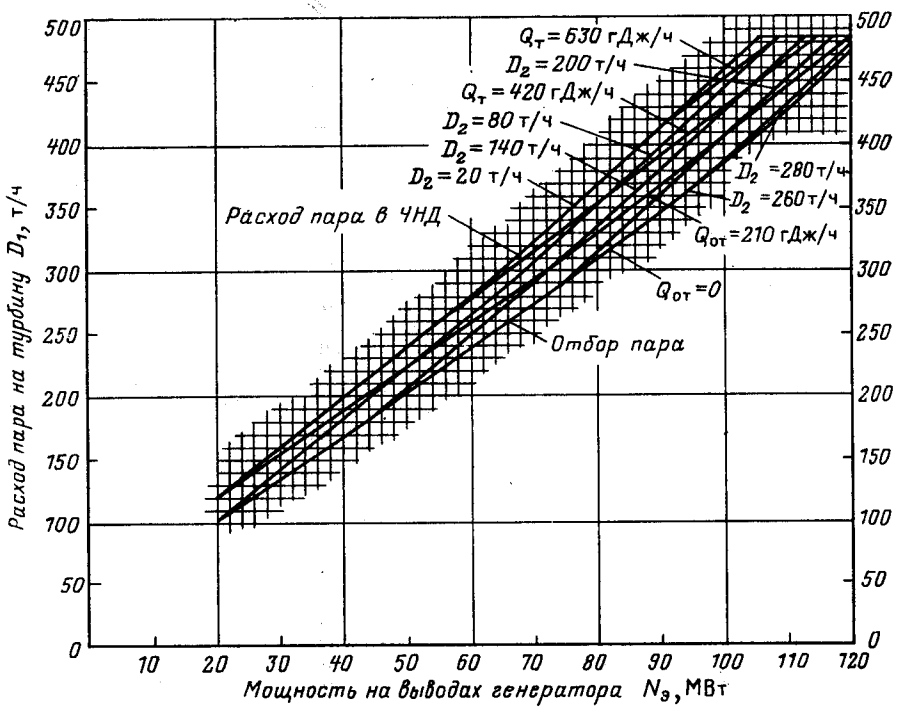


Рис. 3.45. Диаграмма режимов турбины Т-110/120-130-3 (ПО ТМЗ) при работе с одним регулируемым отбором пара

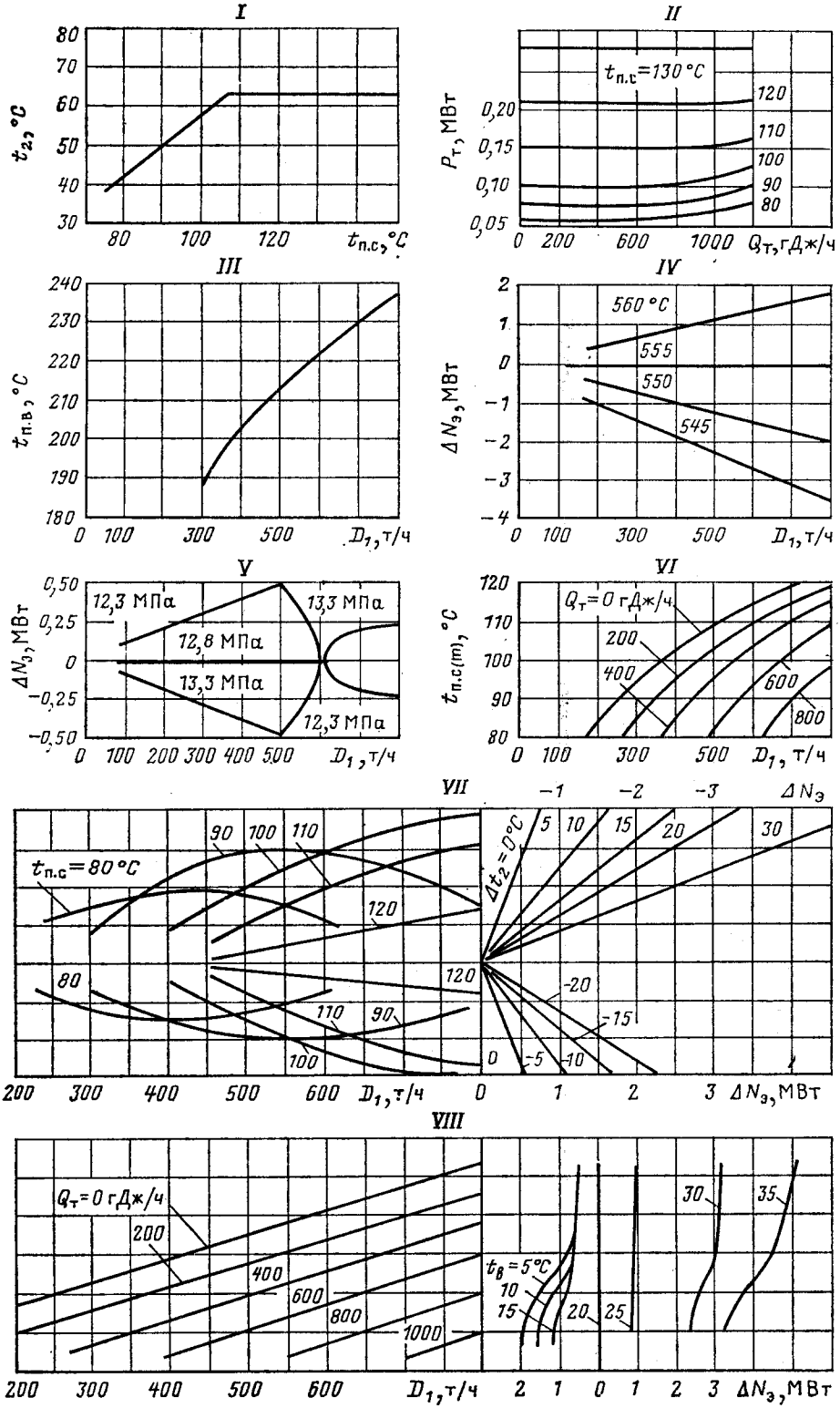


Рис. 3.46. Диаграмма режимов турбины Т-185/220-130-2 (ПО ТМЗ) при работе с двумя регулируемыми отборами пара

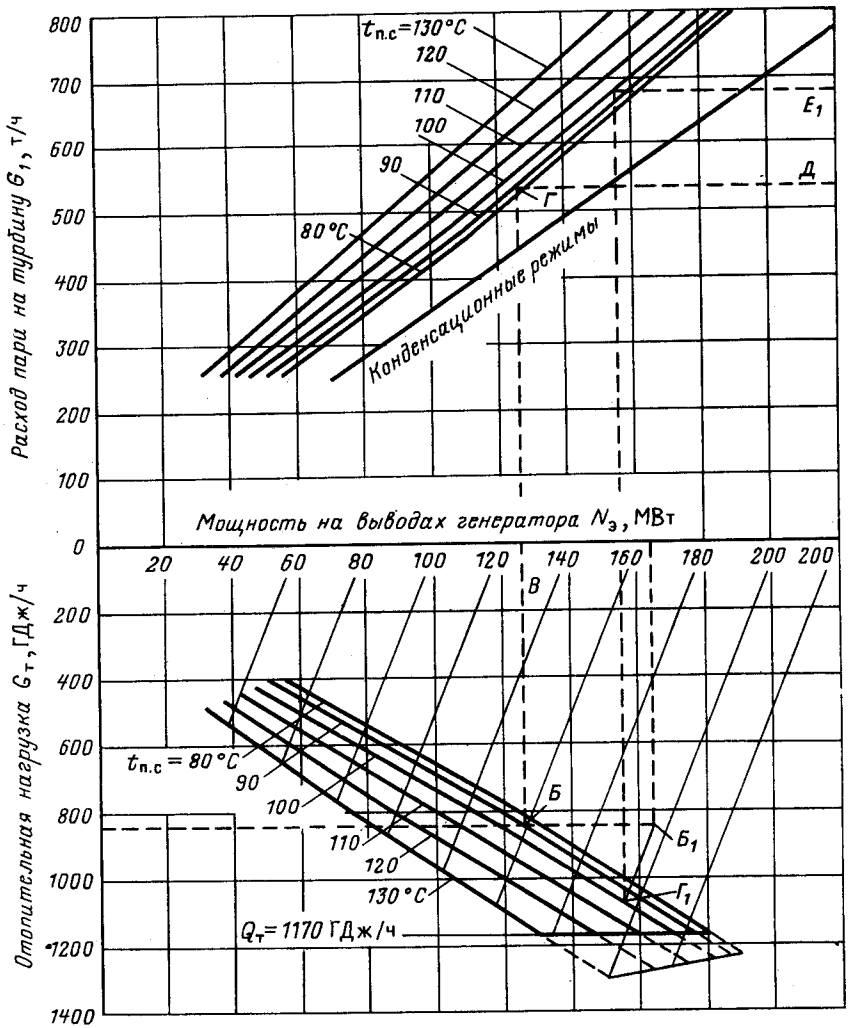


Рис. 3.46. Продолжение

I — зависимость между температурами сетевой воды до (t_2) и после $(t_{п.с})$ сетевых подогревателей, принятая при построении диаграммы режимов; *II* — зависимость давления в отборе $p_т$ от температуры сетевой воды $t_{п.с}$ и тепловой нагрузки $Q_т$ при работе по тепловому графику; *III* — температура питательной воды $t_{п.в}$ в зависимости от расхода пара в турбину (D_1); *VI* — минимально возможная температура подогрева прямой сетевой воды при двухступенчатом подогреве без обвода сетевых подогревателей. Поправки к диаграмме режимов, МВт: *IV* — на температуру свежего пара; *V* — на давление свежего пара; *VII* — на отклонение температуры обратной сетевой воды Δt_2; *VIII* — на температуру охлаждающей воды на входе в конденсатор

перед ЧНД имеют один регулирующий орган [5].

При построении *диаграммы режимов турбин с двухступенчатым отопительным отбором пара* мощность турбины N_i рассматривается как сумма двух условных мощностей:

$$N_i = N_т + N_к, \qquad (3.54)$$

где $N_т$ — мощность, развиваемая теплофикационным потоком пара $D_т$, который обеспечивает заданную тепловую нагрузку $Q_т$ с учетом отборов пара на регенерацию и обязательного минимального пропуска пара в ЧНД $D_{2мин}$ и соответствует закрытому регулирующему органу перед ЧНД; $N_к$ — мощность, развиваемая конденсационным

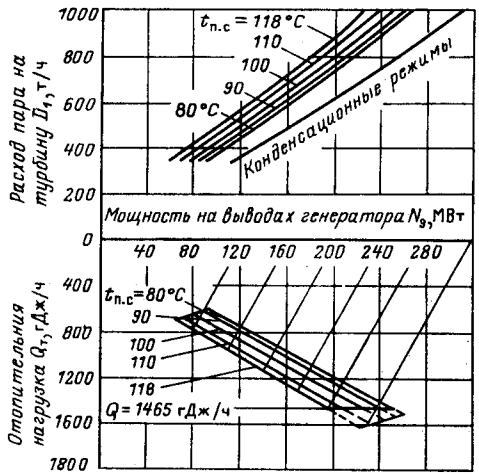


Рис. 3.47. Диаграмма режимов турбины Т-250/300-240-3 при работе с двумя отопительными отборами

потоком пара $D_к$, который определяется по формуле $D_к = D_1 - D_т$; здесь $D_т$ — суммарный расход пара из верхнего $D_т^{I}$ и нижнего $D_т^{II}$ отборов.

В результате расчета переменных режимов работы всех отсеков проточной части турбины строят зависимости

$$N_т = f_1(D_1,\ t_{2с}); \qquad (3.55)$$

$$N_к = f_2\left(D_к,\ D_т^{I},\ D_т^{II}\right), \qquad (3.56)$$

где $t_{2с}$ — температура сетевой воды на выходе из сетевых подогревателей.

Из уравнений теплового баланса сетевых подогревателей определяют зависимость

$$D_т = f(Q_т,\ t_{2с}), \qquad (3.57)$$

которую используют при построении диаграммы режимов.

Диаграмму режимов строят в трех квадрантах, в каждом из которых приводят зависимости (3.55)—(3.57). В некоторых случаях квадранты диаграммы, отвечающие зависимостям (3.55) и (3.56), совмещают. Диаграмма режимов турбины Т-250/300-240-3 представлена на рис. 3.47.

3.7. КОНДЕНСАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Поверхностные конденсаторы в общем случае конструктивно включают в себя корпус, внутри которого расположены конденсаторные трубки, водяные камеры, отделенные от парового пространства трубными досками, конденсатосборник. Кроме того, предусматриваются различные дополнительные элементы, улучшающие работу аппарата: деаэрационное устройство, паровые щиты и пр. На рис. 3.48—3.51 представлены конструкции двухходовых конденсаторов некоторых турбин. Для турбоустановок большой мощности применяются одноходовые конденсаторы (табл. 3.9).

По компоновочным схемам конденсаторы классифицируются:

1) по относительному расположению корпусов турбины и конденсатора: подвальные, аксиальные, боковые;

2) по взаимному расположению осей конденсаторных трубок конденсатора и турбины: продольные, поперечные;

3) по расположению осей конденсаторных трубок конденсатора: вертикальные, горизонтальные.

Наиболее общепринятой компоновкой по относительному расположению корпусов турбины и конденсатора является подвальная (рис. 3.52), при которой корпус конденсатора расположен ниже корпуса ЦНД турбины. Отработавший пар при этой схеме раздваивается после последней ступени для пропуска вала и в выхлопных патрубках турбины разворачивается на некоторый угол в горизонтальной плоскости и на 90° в вертикальной плоскости, принимая нисходящее направление в конденсатор. Основное преимущество такого взаимного расположения корпусов турбины и конденсатора заключается в удобстве обслуживания как турбины, так и конденсатора. Недостатком такой схемы является неоднородность полей параметров потока пара на входе в конденсатор. Этот недостаток устраняется при аксиальной схеме выхлопа и таком расположении конденсатора, когда конденсатор расположен на одном уровне с корпусом ЦНД турбины и горизонтальный диффузорный патрубок турбины, внутри которого размещен подшипник турбины, непосредственно переходит в горловину конденсатора.

При боковом расположении конденсаторы расположены по обе стороны турбины. Применение такой компоновки позволяет снизить высоту машинного зала, что несколько уменьшает капитальные затраты, хорошо согласуется с тенденцией разделения конденсатора на секции с различными давлениями конденсации и снижает потери давления в выхлопных патрубках. Недостатками этого решения являются: 1) затрудненный доступ к ЦНД турбины при ее обслуживании; 2) необходимость при каждом вскрытии ЦНД турбины для ревизии или ремонта отсоединять четыре выхлопных патрубка верхней половины его корпуса от правого и левого корпусов конденсатора, а затем вновь восстанавливать эти соединения; 3) необходимость при каждом вскрытии ЦНД разбалчивать крупные фланцевые соединения, оттягивать фланцы

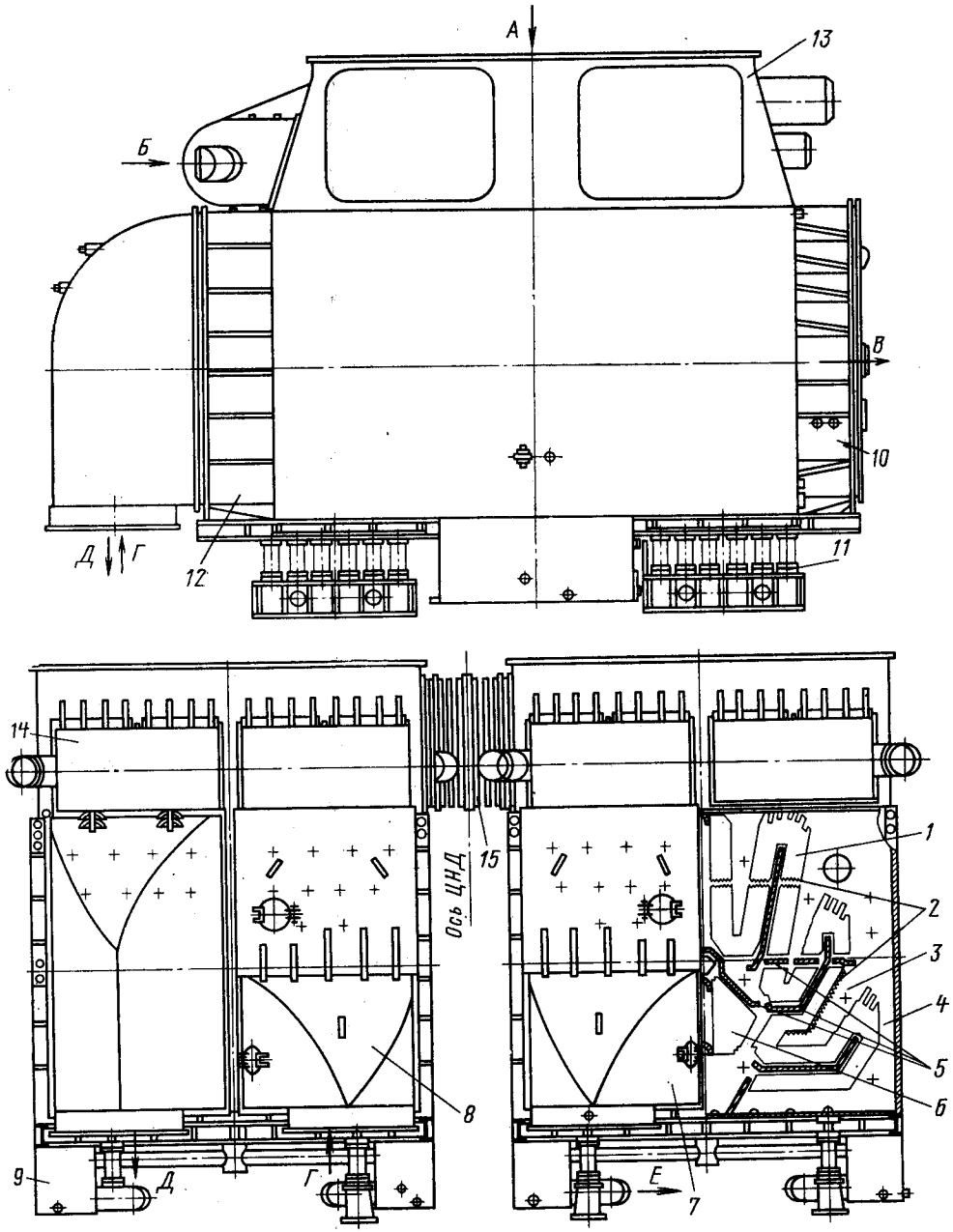


Рис. 3.48. Конденсаторы турбин К-220-44, К-500-65/3000:

1 — трубный пучок; *2* — сливные трубки; *3* — тупиковый канал для пара; *4* — боковой канал для пара; *5* — паровые щиты; *6* — воздухоохладитель; *7* — конденсатор правый; *8* — конденсатор левый; *9* — конденсатосборник; *10* — задняя водяная камера; *11* — пружинная опора; *12* — передняя водяная камера; *13* — переходной патрубок; *14* — приемно-сбросное устройство; *15* — перепуск; *А* — ввод отработавшего пара; *Б* — вход сбрасываемого пара; *В* — отсос паровоздушной смеси; *Г* — подвод охлаждающей воды; *Д* — слив охлаждающей воды; *Е* — отвод конденсата

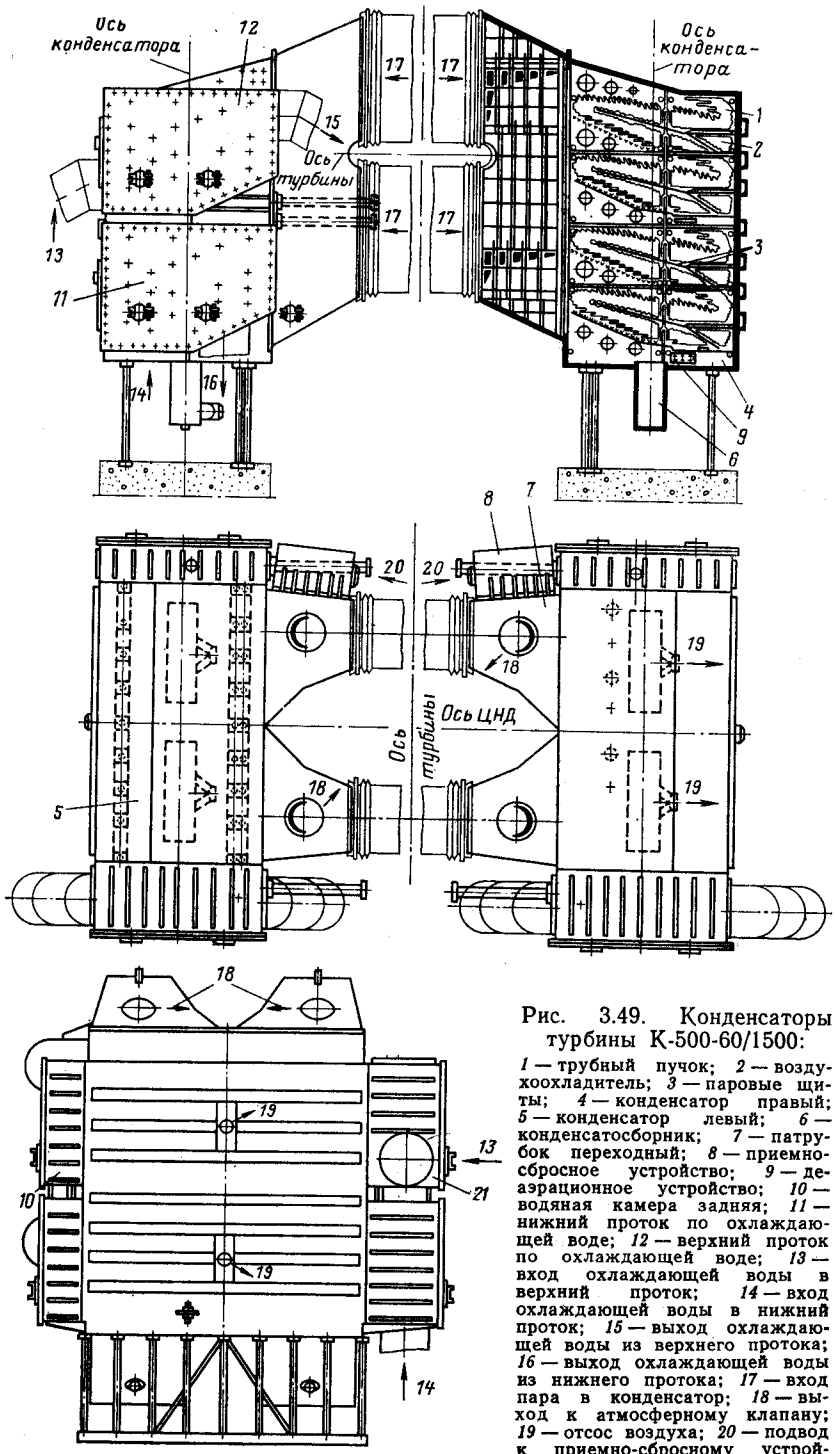


Рис. 3.49. Конденсаторы турбины К-500-60/1500:

1 — трубный пучок; *2* — воздухоохладитель; *3* — паровые щиты; *4* — конденсатор правый; *5* — конденсатор левый; *6* — конденсатосборник; *7* — патрубок переходный; *8* — приемно-сбросное устройство; *9* — деаэрационное устройство; *10* — водяная камера задняя; *11* — нижний проток по охлаждающей воде; *12* — верхний проток по охлаждающей воде; *13* — вход охлаждающей воды в верхний проток; *14* — вход охлаждающей воды в нижний проток; *15* — выход охлаждающей воды из верхнего протока; *16* — выход охлаждающей воды из нижнего протока; *17* — вход пара в конденсатор; *18* — выход к атмосферному клапану; *19* — отсос воздуха; *20* — подвод к приемно-сбросному устройству; *21* — водяная камера передняя

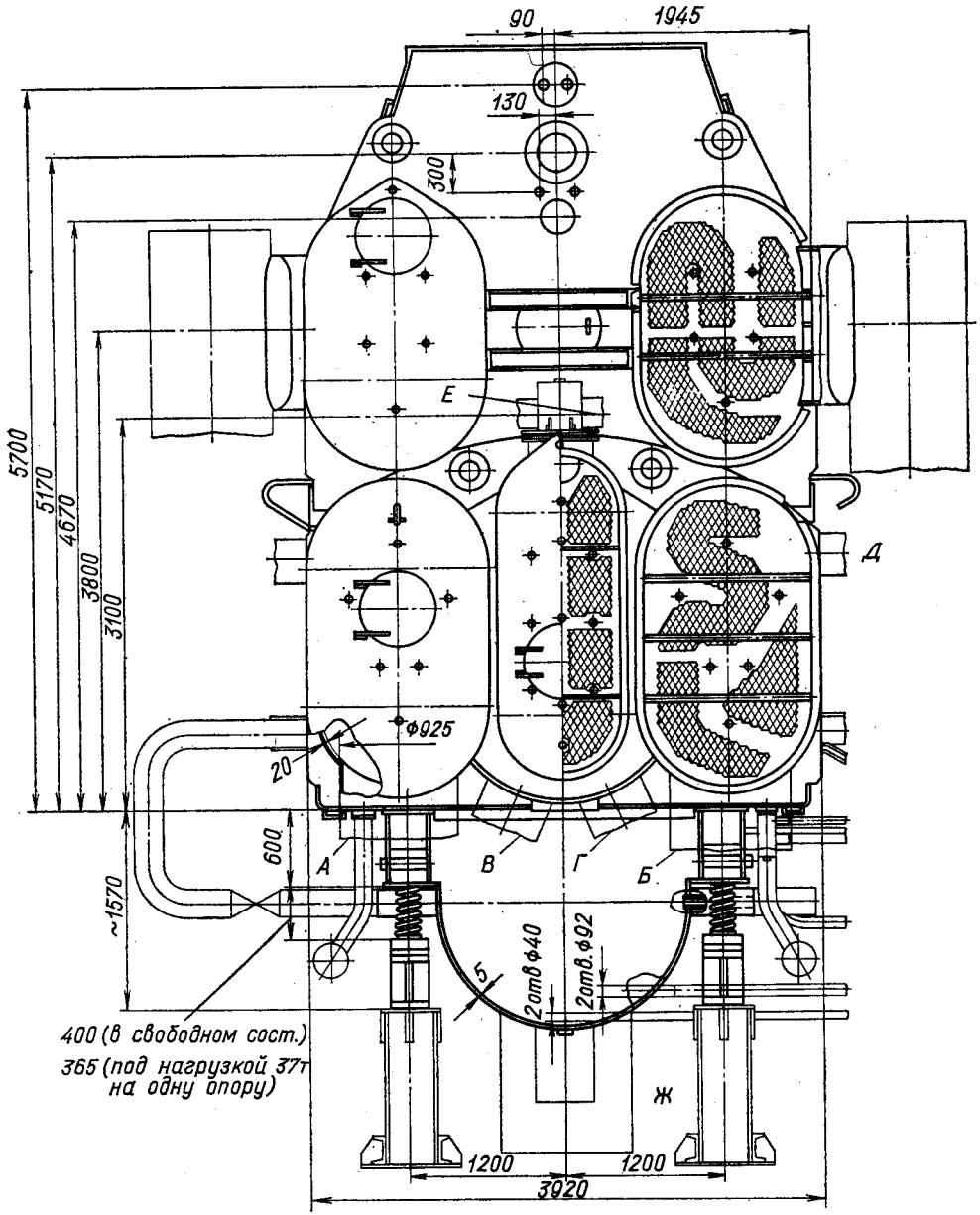


Рис. 3.50. Конденсаторы турбины ПТ-135/165/-130/15:

А — подвод охлаждающей воды к основному пучку; *Б* — отвод охлаждающей воды от основного пучка; *В* — подвод охлаждающей воды к встроенному пучку; *Г* — отвод охлаждающей воды от встроенного пучка; *Д* — отвод паровоздушной смеси от основного пучка; *Е* — отвод паровоздушной смеси из встроенного пучка; *Ж* — отвод конденсата

из-за наличия линзовых компенсаторов, что увеличивает трудоемкость и продолжительность ревизий и ремонтов турбин и соответственно длительность простоя энергоблока; 4) систематические нарушения находящихся под вакуумом протяженных фланцевых соединений, что затрудняет поддержание достаточно высокой вакуумной плотности системы; 5) необходимость проверки воздушной плотности и устранения присосов воздуха; 6) трудность гидроопрессовки конденсатора для отыскания водяных неплотностей, так как при этом возникает необходимость заливки водой не только кор-

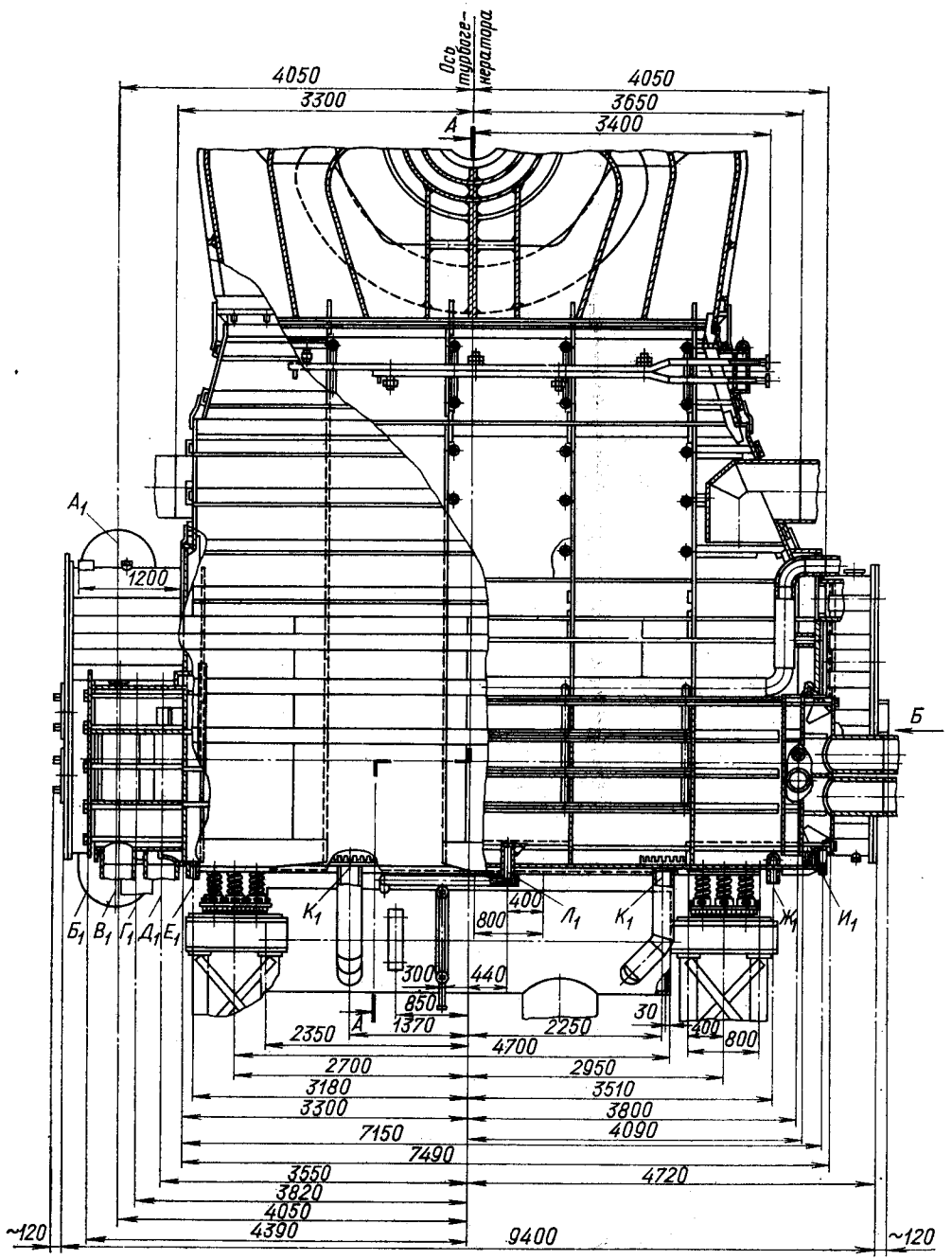


Рис. 3.51. Конденсаторы турбины Т-100/120-130-3:

A_1 — отвод циркуляционной воды; $Б_1$ — подвод циркуляционной воды; $В_1$ — отвод (подвод) циркуляционной, сетевой или подпиточной воды; $Г_1$ — отвод (подвод) циркуляционной, сетевой воды; $Д_1$ — подвод (отвод) циркуляционной, сетевой воды; $Е_1$ — отвод конденсата; $Ж_1$ — подвод (отвод) сетевой воды; $И_1$ — отвод паровоздушной смеси из основных пучков; $К_1$ — отвод паровоздушной смеси из встроенных пучков; $Л_1$ — уравнительный трубопровод

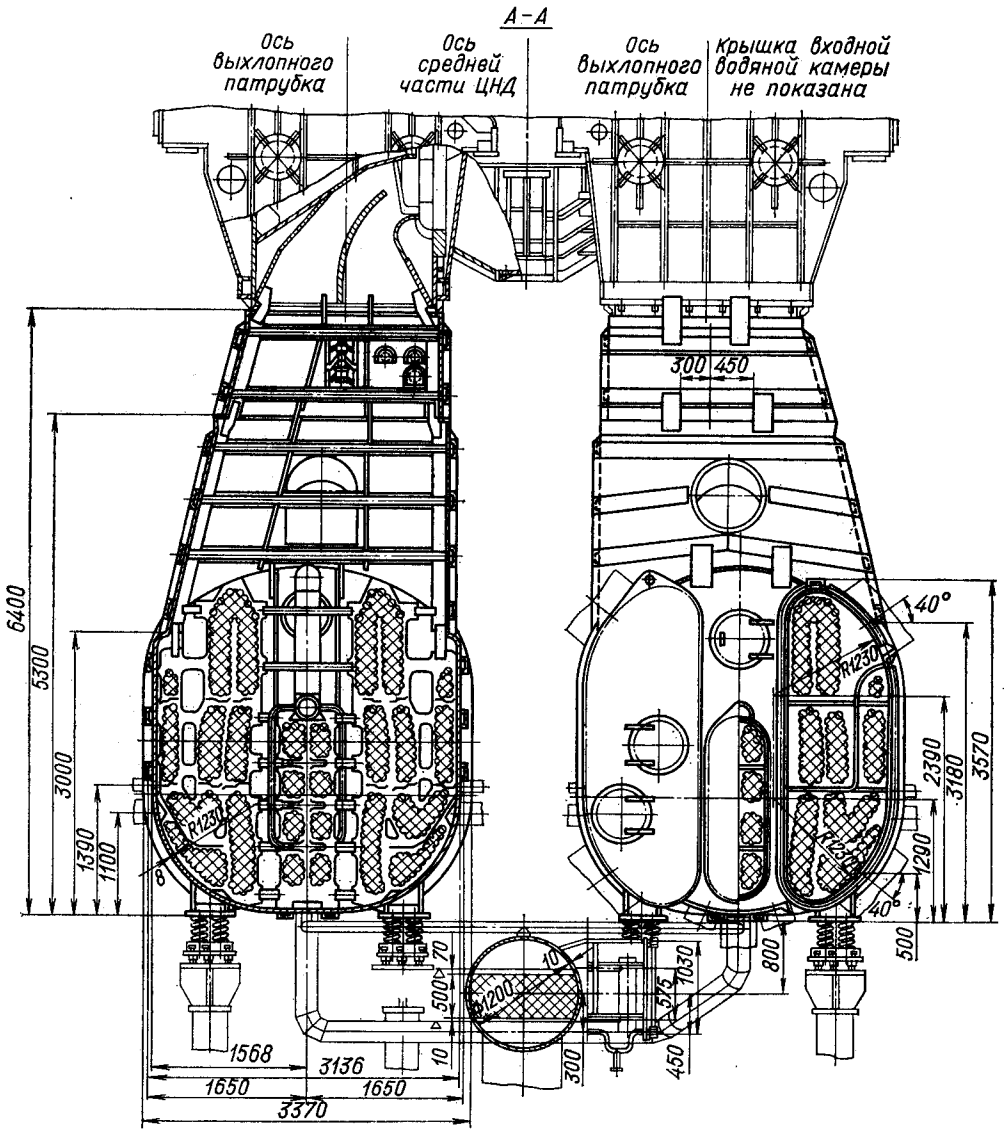


Рис. 3.51. Продолжение

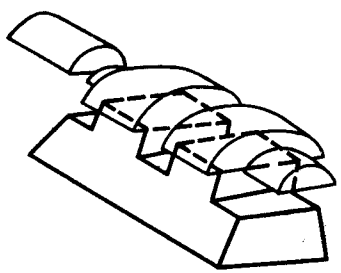


Рис. 3.52. Продольное (аксиальное) расположение конденсатора

пусов конденсатора, но и турбины; 7) значительная высота конденсаторов (около 10 м), что приводит к применению сдвоенной циркуляционной системы — одной для нижних и другой для верхних половин корпусов конденсатора с разными давлениями насосов, т. е. к усложнению схемы и эксплуатации системы водоснабжения; 8) возрастание затрат электроэнергии на циркуляционные насосы (примерно на 0,1—0,15 % мощности турбины); 9) повышенная опасность попадания охлаждающей воды в проточную часть ЦНД при образовании свищей или трещин в конденсаторных трубках из-за применения оборотной системы водо-

Таблица 3.9. **Характеристики конденсаторов турбин мощностью свыше 100 МВт**

Характеристика	Типоразмер турбины						
	К-1200-240-3	К-800-240-4	К-300-240-3	К-210-130	К-1000-60/1500-2	К-1030-65	К-750-65/3000
Типоразмер конденсатора	1200-КЦС-1	800-КЦС-3	300-КЦС-1	200-КЦС-2 (3)	К-33160	К-80640	К-16560
Температура охлаждающей воды, °С	12 (15)	12	12	15 (10)	15	15	15
Давление в паровом пространстве, кПа	3,65	3,43	3,43	5,0 (3,46)	3,92	3,7	4,41
Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	108 000	708 000	36 000	—	169 800	76 480	30 650
Паровое сопротивление конденсатора, кПа	71						
Гидравлическое сопротивление конденсатора, кПа	59,8	53,8	38,2	37	—	35	51
Удельная паровая нагрузка при номинальном расходе пара, $кг/(м^2 \cdot ч)$	—	37	37,2	44,4	—	—	37,3
Кратность охлаждения	—	—	62,7	62,5	—	—	—
Давление в водяном пространстве, МПа	—	—	0,2	—	—	—	—
Число ходов воды	1	2	2	2	1	1	2
Число охлаждающих трубок	52 800	19 625	19 600			60 030	16 440
Длина трубок, м	13,5	9	8,89	8,055	—	16	11,5
Диаметр трубок, мм/мм	28/26	28/26	28/26	30×28	—	28/26	28/26
Масса конденсатора без воды, т	2 000		335	—	1890		356
Площадь поверхности охлаждения, $м^2$	62 600	10 740×3	15 400	—	33 160×3	80 640	16 560
Масса конденсатора с водой в водяном и паровом пространстве, т	2 700	—	885	—	—	—	572
Масса конденсаторных трубок, т	5 000	—	133,2	—	—	—	961

Продолжение табл. 3.9

Характеристика	Типоразмер турбины					
	К-500-65/3000	К-220-44	К-220-44	Т-250/300-240-2	Т-110/120-130-4	ПТ-135/265/130/15
Типоразмер конденсатора	К-10120	К-10120	К-12150	К2-14000-1	КГ2-6200-2	К2-6000-1
Температура охлаждающей воды, °С	12	12	22	—	10	—
Давление в паровом пространстве, кПа	3,92	3,43	5,1	5,3	5,3	—
Расход охлаждающей воды, м³/ч	25 740	21 970	27 740	28 000	16 000	12 400
Паровое сопротивление конденсатора, кПа	0,427	0,373	0,254	42,04	39,1	39,1
Гидравлическое сопротивление конденсатора, кПа	35,7	39,2	39,2	54	—	—
Удельная паровая нагрузка при номинальном расходе пара, кг/(м²·ч)	40,5	—	31,4	42,8	—	—
Кратность охлаждения	53,5	—	72,6	46,7	—	—
Давление в водяном пространстве, МПа	—	—	—	—	—	—
Число ходов воды	2	2	2	2	—	—
Число охлаждающих трубок	12 930	12 930	15 612	16 488 + 4268	—	—
Длина трубок, м	9	9	9	9,0	—	—
Диаметр трубок, мм/мм	28/25	28/26	28/26	26/24; 28/24	—	—
Масса конденсатора без воды, т	696	570	585	—	—	—
Площадь поверхности охлаждения, м²	10 120	10 120	12 150	14 000	6 200	6 000
Масса конденсатора с водой в водяном и паровом пространстве, т	—	—	—	—	—	—
Масса конденсаторных трубок, т	—	—	—	—	—	—

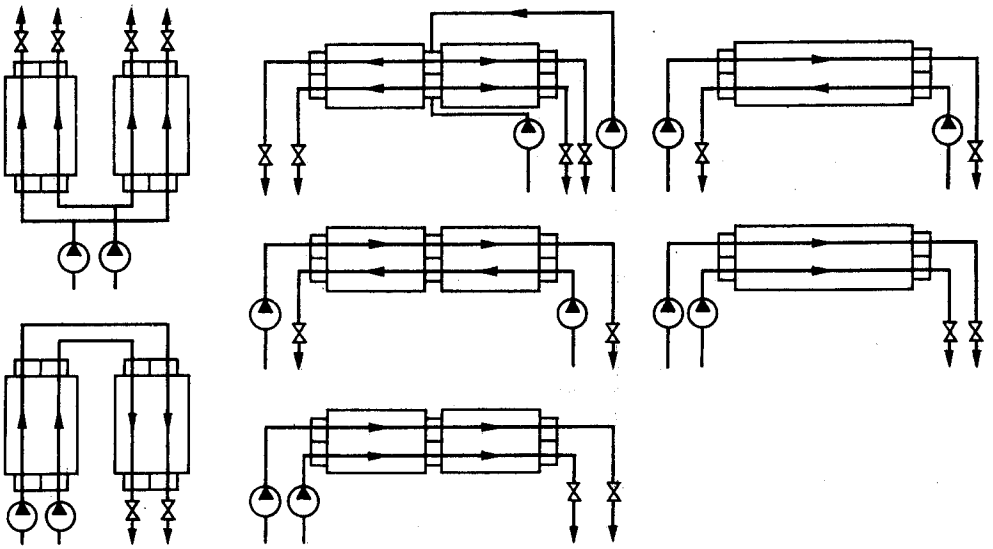


Рис. 3.53. Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде

снабжения с градирнями в связи с более высоким давлением в водяном пространстве конденсатора.

Выбор взаимного расположения осей конденсатора (конденсаторных трубок) и турбины определяется прежде всего конструктивными соображениями, в частности конструкцией цилиндров низкого давления многокорпусных турбин и удобством присоединений различных патрубков.

Выбор расположения оси конденсатора определяется как конструктивными, так и (главным образом) эксплуатационными соображениями. Эксплуатационные преимущества горизонтального расположения конденсаторных трубок состоят в следующих моментах: при горизонтальном расположении исключаются большие толщины пленок на поверхности трубок; конденсат, стекающий с вышерасположенных трубок на нижерасположенные в виде капель или струек, способствует срыву пленки с нижележащих трубок, что приводит к увеличению среднего коэффициента теплопередачи; для многоходовых конденсаторов геодезический перепад между двумя последовательными ходами невелик.

Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде представлены на рис. 3.53.

Современные паровые турбины большой мощности имеют большое число потоков пара в части низкого давления (до шести), поэтому конструкция конденсатора должна обеспечить удобство вводов всех паровых потоков. Имеют место два основных варианта включения конденсаторов по пару: выхлопной патрубок — корпус конденсатора; несколько выхлопных патрубков на один корпус конденсатора. В отечественной практике наиболее частым является вариант одно- и двухкорпусного выполнения конденсаторов с параллельным потоком пара в них.

Характеристики конденсаторов. *Кратностью охлаждения* конденсатора называется отношение

$$m = G/D_к, \qquad (3.58)$$

где $D_к$ — количество пара, поступающее в конденсатор, кг/с, G — расход охлаждающей воды, кг/с.

В зависимости от условий работы и системы водоснабжения величина m может принимать значения 40—120 (табл. 3.10).

Таблица 3.10. **Число ходов воды и кратность охлаждения конденсатора**

Тип водоснабжения	Число ходов воды z	Кратность охлаждения m	Примечание
Прямоточное	1	75—120	—
	2	60—65	
Брызгальный бассейн	1	75	Уменьшение Δt и рост m улучшают охлаждающий эффект
Градирни	2	40—60	Уменьшение Δt и рост m ухудшают эффект градирни

Удельной паровой нагрузкой конденсатора $d_к$, кг/(м²·с), называется отношение

$$d_к = D_к/F, \qquad (3.59)$$

где F — площадь поверхности охлаждения конденсатора, м².

Вопрос об оптимальной удельной паровой нагрузке $d_к$ решается на основе сопоставления вариантных тепловых расчетов конденсатора. В настоящее время считается, что значение $d_к$ для стационарных конденсаторов не должно превышать 40—45 кг/(м²·ч).

Разность между температурой насыщения $t_{2н}$ при давлении $p_к$ в горловине конденсатора и температурой конденсата $t_к$ во всасывающем патрубке конденсатного насоса (*переохлаждение конденсата*)

$$\Delta t_к = t_{2н} - t_к \qquad (3.60)$$

ухудшает экономичность турбоустановки, поскольку увеличивается потеря теплоты с охлаждающей водой и возникает необходимость в дополнительном подогреве питательной воды за счет пара из регенеративных отборов. Переохлаждение конденсата ухудшает деаэрацию конденсата в конденсаторе, что может явиться причиной значительного содержания в питательной воде коррозионно-активных газов.

Современные конденсаторы с организацией регенеративного подогрева конденсата, обладающие минимальным паровым сопротивлением и рациональной компоновкой трубного пучка, практически не имеют переохлаждения конденсата на расчетном режиме.

Гидравлическое сопротивление конденсатора (потеря давления при движении охлаждающей воды в конденсаторе) состоит из сопротивления конденсаторных трубок $\Delta p_{г1}$, сопротивления на входе и выходе охлаждающей воды из трубной системы $\Delta p_{г2}$, сопротивления водяных камер $\Delta p_{г3}$:

$$\Delta p_г = z\,(\Delta p_{г1} + \Delta p_{г2}) + (z+1)\,\Delta p_{г3}, \qquad (3.61)$$

где z — число ходов воды.

Сопротивление конденсаторных трубок

$$\Delta p_{г1} = \lambda_{тр}\frac{L}{d_2}\frac{\rho w_в^2}{2}, \qquad (3.62)$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения, определяемый как функция числа Рейнольдса Re; ρ — плотность воды; w — скорость воды.

Сопротивление на входе и выходе охлаждающей воды из трубной системы

$$\Delta p_{г2} = \zeta_2 \rho_в (w_в - w_к)^2, \qquad (3.63)$$

где ζ_2 — коэффициент, зависящий от способа крепления трубок (при сальниковом креплении $\zeta_2 = 1{,}5$, при двусторонней развальцовке $\zeta_2 = 1$, при смешанном способе крепления трубок $\zeta_2 = 1{,}25$); $w_к$ — скорость воды в камерах, оцениваемая как $(0{,}15—0{,}30)\,w_в$.

Сопротивление водяных камер

$$\Delta p_{г3} = \zeta_3 \rho \frac{w_{вх}^2}{2}, \qquad (3.64)$$

где $w_{вх}$ — скорость входа воды в каждую из камер ($w_{вх} = w_в$); если принять, что на сопротивление потоку воды в камерах расходуется весь скоростной напор воды в камеру, то $\zeta_3 = 1$.

Паровое сопротивление конденсатора $\Delta p_к$ (падение давления паровоздушной смеси от места входа в конденсатор до места отсоса к эжектору) зависит от многих факторов, характеризующих гидродинамику потока в межтрубном пространстве и конструктивные особенности трубного пучка конденсатора (его размеров, формы, сетки разбивки трубок, наличия лотков, направляющих стенок и пр.).

Паровое сопротивление $\Delta p_к$ складывается из следующих частных сопротивлений по пути движения паровоздушной смеси к месту отсоса: сопротивления на входе паровоздушной смеси в каждый трубный пучок, сопротивления основных трубных пучков, сопротивления пучка воздухоохладителя. Применяемые методы расчета $p_к$ основаны на анализе и обобщении опытных данных. Для современных конденсаторов предложена следующая формула (ВТИ):

$$\Delta p_к = c\left(\frac{D_к\sqrt{v_2}}{L d_1 \sqrt{n}}\right)^{2{,}5}, \qquad (3.65)$$

где v_2 — удельный объем насыщенного пара, поступающего в конденсатор, кг/м³; L — активная длина конденсаторной трубки, м; d_1 — наружный диаметр трубок, мм; n — общее количество конденсаторных трубок. Коэффициент c можно принимать равным $(1{,}6—2{,}4)\cdot 10^{-5}$ в зависимости от компоновки трубок (меньшее значение соответствует хорошо развитому входному сечению трубного пучка с большим фронтом натекания и при небольшой глубине натекания).

Характеристики конденсаторов турбин мощностью свыше 100 МВт приведены в табл. 3.9.

Расчетной характеристикой конденсатора называются зависимости давления пара в конденсаторе $p_к$ от температуры охлаждающей воды $t_{1в}$ на входе в конденсатор, удельной паровой нагрузки $d_к$ и расхода охлаждающей воды. При этом указываются состояние загрязнения поверхности охлаждения и воздушная плотность конденсатора (рис. 3.54, 3.55).

Для построения расчетной характеристики конденсатора определяется температура конденсации пара в конденсаторе:

$$t_н = t_{1в} + \Delta t + \delta t, \qquad (3.66)$$

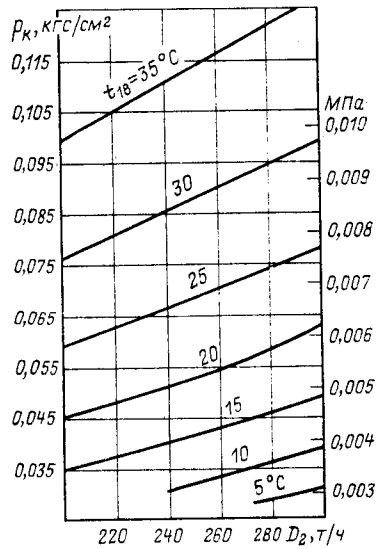


Рис. 3.54. Изменение давления пара в конденсаторе типа 200-КЦС-2 (турбина К-200-130) в зависимости от расхода пара при расходе охлаждающей воды G = = 25 000 м³/ч и различных температурах $t_{1в}$

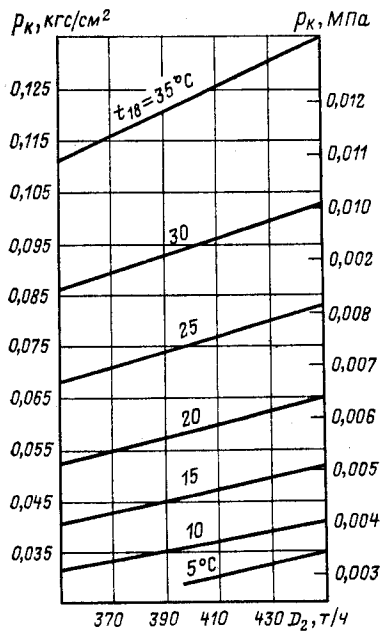


Рис. 3.55. Изменение давления пара в конденсаторе типа 100-КЦС-4 (турбина К-100-90) в зависимости от расхода пара при расходе охлаждающей воды G = = 16 000 м³/ч и различных температурах $t_{1в}$

где Δt — нагрев воды; δt — температурный напор на выходе охлаждающей воды из конденсатора.

Нагрев воды Δt определяется из уравнения теплового баланса

$$\Delta t = \frac{D_к \Delta h}{G c_р}, \qquad (3.67)$$

где Δh — разность энтальпий пара на входе в конденсатор и конденсата, Дж/кг; $c_р$ — теплоемкость конденсата, Дж/(кг·К).

Температурный напор для конденсаторов турбин мощностью менее 100 МВт определяется по приближенной формуле А. В. Щегляева

$$\delta t = \frac{n}{31{,}5 + t_{1в}}(d_к + 7{,}5), \qquad (3.68)$$

где n — коэффициент, равный 5—7 (меньшее значение — для чистой поверхности конденсатора и хорошей воздушной плотности).

Для конденсаторов турбин мощностью свыше 100 МВт значение δt можно приближенно определить по рис. 3.56.

По температуре $t_н$, используя таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара, определяют давление $p_к$ в конденсаторе.

Основы теплового расчета конденсаторов. Баланс теплоты поверхностного конденсатора:

$$Q = D_к\left(h_к - h'_к\right) + \sum D_i\left(h_i - h'_к\right), \qquad (3.69)$$

где $D_к$ — количество пара, поступающее в конденсатор после ЦНД, кг/с; $h_к$ — энтальпия пара на входе в конденсатор, Дж/кг; D_i, h_i — дополнительные потоки пара и конденсата и их энтальпии, сбрасываемые в конденсатор; $h'_к$ — энтальпия конденсата.

При проектировании площадь поверхности охлаждения определяется по урав-

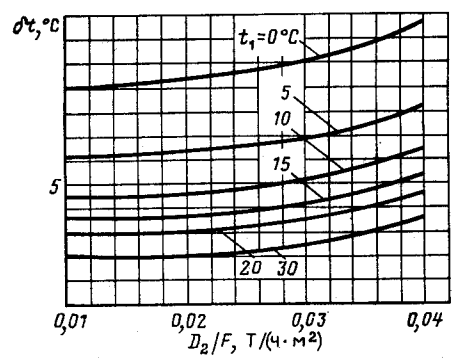


Рис. 3.56. Зависимость температурного напора от удельной паровой нагрузки для конденсаторов турбин мощностью свыше 100 МВт

нению

$$F = \frac{Q}{\overline{K} + \delta t_{ср}}, \qquad (3.70)$$

где $\overline{K}$ — средний коэффициент теплопередачи, который может быть определен по формуле Л. Д. Бермана:

$$\overline{K} = 4070a\left(\frac{1{,}1w_в}{\sqrt[4]{d_2}}\right)^x \times$$

$$\times\left[1 - \frac{0{,}42\sqrt{a}}{1000}(35 - t_{1в})^2\right]\Phi_z\Phi_d, \qquad (3.71)$$

здесь $x = 0{,}12 \cdot a(1 + 0{,}15t_{1в})$; a — коэффициент, учитывающий влияние загрязнения поверхности, равный:

при прямоточном водоснабжении и чистой воде . . . . . 0,80÷0,85
при оборотном водоснабжении и химической обработке воды 0,75÷0,80
при грязной воде и возможности образования минеральных или органических отложений . . 0,65÷0,75
при расчете новых конденсаторов 0,80÷0,85

d_2 — внутренний диаметр конденсаторных трубок, мм; $t_{1в}$ — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, °С; Φ_z — множитель, учитывающий влияние числа ходов воды в конденсаторе:

$$\Phi_z = 1 + \frac{z - 2}{10}\left(1 - \frac{t_{1в}}{35}\right);$$

здесь z — число ходов воды в конденсаторе; Φ_d — множитель, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора:

$$\Phi_d = \begin{cases} 1, & \text{если } d_к^{гр} > d_к > d_к^{ном}; \\ \dfrac{\delta}{\delta_{гр}}\left(2 - \dfrac{\delta}{\delta_{гр}}\right), & \text{если } d_к < d_к^{гр}; \end{cases}$$

$d_к^{ном}$ — номинальная нагрузка конденсатора; $d_к^{гр} = \delta_{гр}d_к^{ном}$; $\delta_{гр} = 0{,}8 \div 0{,}010t_{1в}$; $\delta = d_к/d_к^{ном}$; $\delta t_{ср}$ — средняя разность температур между паром и охлаждающей водой (средний температурный напор); при проектировании принимают

$$\delta t_{ср} = \frac{\Delta t}{\ln(1 + \Delta t/\delta t)}.$$

Диаметры конденсаторных трубок. Наиболее часто применяются трубки следующих диаметров d_1/d_2, мм/мм: 16/14; 19/17; 24/22; 25/23; 28/26; 30/28 (здесь d_1 — наружный диаметр; d_2 — внутренний диаметр).

Трубки диаметром 28/26 и 30/28 находят применение в конденсаторах мощных турбин; трубки диаметром 16/14 применяются в малых конденсаторах стационарных турбин и в судовых конденсаторах.

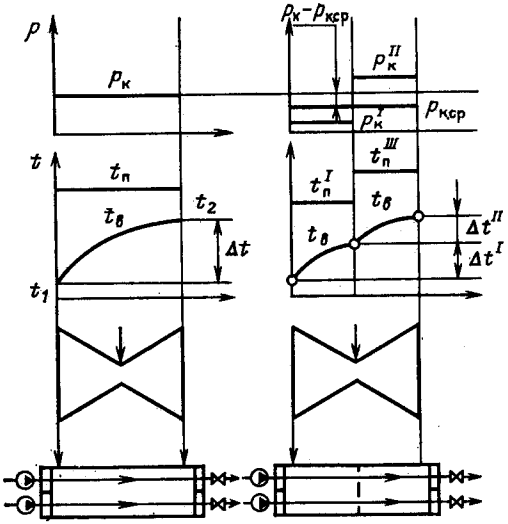


Рис. 3.57. Распределение параметров в секционированном и несекционированном конденсаторах:

$p_к$, $t_п$ — давление и температура пара в несекционированном конденсаторе; $t_в$, Δt — температура воды и ее нагрев в несекционированном конденсаторе; $p_к^{I}$, $p_к^{II}$, $t_п^{I}$, $t_п^{II}$ — давление и температура пара в секциях секционированного конденсатора; $p_{к.ср}$ — среднее давление пара секционированного конденсатора; Δt^{I}, Δt^{II} — нагрев воды в секциях секционированного конденсатора; t_1, t_2 — температура охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора

Материал конденсаторных трубок выбирается в зависимости от характеристики охлаждающей воды (табл. 3.11).

Число и длина конденсаторных трубок. Полное число трубок в конденсаторе равно:

$$n = \frac{4Gz}{\pi d_2^2 w_в \rho_в}. \qquad (3.72)$$

Длина конденсаторных трубок, равная расстоянию между трубными досками, определяется по формуле

$$L = \frac{F}{\pi d_1 n}. \qquad (3.73)$$

Размеры трубной доски зависят от числа трубок n, которое нужно разместить в конденсаторе, от компоновки трубного пучка, необходимых размеров сквозных и тупиковых проходов для пара и от числа ходов воды. В инженерных расчетах пользуются понятием условного диаметра трубной доски $D_у$, оцениваемого по формуле

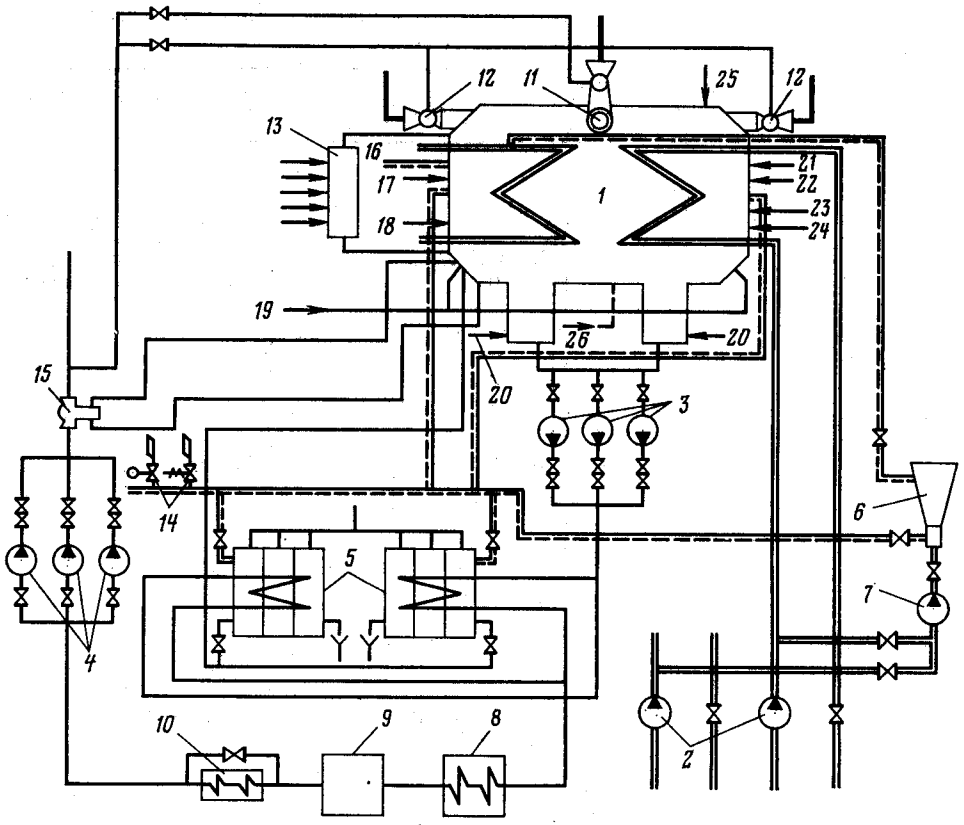
$$D_у = d_1\sqrt{\frac{n}{u_{тр}}}, \qquad (3.74)$$

Таблица 3.11. Материал конденсаторных трубок и допустимые скорости охлаждающей воды

Характеристика охлаждающей воды	Материал	Допустимые скорости воды, м/с
Солесодержание до 300 мг/кг:		
чистая речная, озерная или оборотная вода	Л68	До 2,0—2,2 с понижением до 1,7—1,9 при небольшом содержании твердых примесей
солесодержание хлоридов более 20 мг/кг и небольшое загрязнение стоками (суммарное содержание аммиака, сероводорода, нитритов и др. не более 1 мг/кг)	ЛМш68-0,06; ЛО70-1	
Солесодержание от 300 до 1500 мг/кг:		
отсутствует загрязненность стоками	ЛО70-1	То же
небольшое загрязнение стоками	ЛОМш70-1-0,06	
Солесодержание от 1500 до 3000 мг/кг:		
отсутствует загрязненность стоками и взвесями	ЛОМш70-1-0,06	»
небольшое загрязнение стоками; небольшое содержание взвесей	ЛАМш77-2-0,06	»
значительное содержание взвесей (в среднем исключая период паводка выше 25 мг/кг)	МНЖц-1-0,8 (МНЖ5-1)	До 2,5—2,7
Солесодержание от 3000 до 5000 мг/кг:		
отсутствует загрязненность стоками и взвесями	ЛАМш77-2-0,06	До 2,0—2,2
небольшое загрязнение стоками; небольшое содержание взвесей	МНЖц5-1-0,06	До 2,5—2,7
Солесодержание свыше 10 000 мг/кг (морская вода):		
отсутствуют абразивные примеси (песок) и сероводород	ЛАМш77-2-0,06	До 2,0—2,2
имеются абразивные примеси	МНЖМц30-0,8-1 (МН70-30); 08Х18Н12М2Т	До 3,0
Независимо от общего солесодержания при кислой реакции воды (pH = 2 ÷ 6), кроме морской	12Х18Н9Т	До 3,0
Зона воздухоохладителя (при сверхкритических параметрах пара):		
при пресной воде	12Х18Н9Т	До 3,0
при морской воде или повышенном содержании хлоридов (более 80 мг/кг)	08Х18Н12М3Т	До 3,0

Примечания: 1. Настоящие рекомендации относятся к конденсаторам турбин, работающим нормально со средней за наиболее жаркую декаду температурой охлаждающей воды на выходе не более 45 °С.

2. Для блоков с прямоточными котлами следует применять конденсаторные трубки из материала для следующей (более высокой) ступени солесодержания охлаждающей воды.



Рисч 3.58. Схема конденсационной установки турбины К-300-240:

1 — конденсатор; *2* — циркуляционные насосы; *3* — конденсатные насосы 1-го подъема; *4* — конденсатные насосы 2-го подъема; *5* — основные эжекторы; *6* — пусковой эжектор конденсатора и циркуляционной системы; *7* — насос рабочей воды пускового эжектора; *8* — охладитель пара лабиринтовых уплотнений; *9* — блочная конденсатоочистка; *10* — конденсатный газоохладитель генератора; *11* — приемно-сбросное устройство пара промперегрева, *12* — приемно-сбросное устройство БРОУ; *13* — расширитель дренажей; *14* — клапаны срыва вакуума; *15* — клапан регулятора уровня и рециркуляции; *16* — линия отвода воздуха из ПНД; *17* — слив из системы водяного регулирования; *18* — подача обессоленной воды; *19* — слив дренажа из ПНД; *20* — линия заполнения конденсатора; *21* — слив дренажа из бойлеров; *22* — слив из бака нижних точек; *23* — дренаж из воздухоподогревателей котлов; *24* — конденсат из уплотнений питательных насосов; *25* — аварийный подвод конденсата; *26* — слив воды из растопочного расширителя

где $u_{тр}$ — коэффициент использования трубной доски, принимаемый для современных конденсаторов равным 0,22—0,32.

Отношение L/D_y должно находиться в пределах 1,5—2,5.

Скорость охлаждающей воды $w_в$ принимается в пределах 1,5—2,5 м/с, причем нижний предел должен обеспечивать создание развитого турбулентного движения в охлаждающих патрубках ($Re > 10^4$); верхний предел определяется опасностью ударной коррозии (табл. 3.11).

Число ходов воды зависит от конструктивных и экономических соображений: условий водоснабжения, мощности установки, кратности охлаждения, площади охлаждающей поверхности конденсатора, диаметра конденсаторных трубок и пр. (см. табл. 3.9, 3.10).

Потеря работоспособности пара в конденсаторе вследствие необратимости процесса теплообмена может быть уменьшена путем секционирования одноходовых конденсаторов (многоступенчатая или каскадная конденсация); при этом конденсатор разделяется на последовательно включенные по охлаждающей воде секции, работающие с различными давлениями конденсирующего пара, возрастающего от секции, расположенной со стороны входа охлаждающей воды, к секции, расположенной на стороне выхода охлаждающей воды (см. рис. 3.57).

Существенное улучшение показателей работы теплофикационных турбин достигается благодаря применению конденсаторов со встроенными теплофикационными пучками. Расположенный в центральной

зоне конденсатора, этот трубный пучок является первой ступенью подогрева сетевой воды (см. рис. 3.51).

Схема конденсационной установки, одним из основных элементов которой является поверхностный конденсатор, представлена на рис. 3.58.

3.8. ТУРБИНЫ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ И ВОЗДУХОДУВОК

Привод насосов, подающих питательную воду в котел или в ядерный реактор водо-водяного типа, а также воздуходувок, подающих воздух в топку котла, в энергоблоках большой мощности осуществляется с помощью паровых турбин. Пар для питания приводных турбин, установленных на ТЭС, отбирается из ЦСД главной турбины, т. е. при изменении нагрузки приводная турбина работает при переменных (скользящих) давлении и температуре. Питание приводных турбин питательных насосов на АЭС осуществляется из горячей нитки промежуточного перегрева, давление в которой изменяется в соответствии с расходом пара главной турбины, а температура с помощью регулятора поддерживается постоянной.

Использование турбинного привода вместо электрического имеет ряд преимуществ.

Большая единичная мощность приводной турбины позволяет с помощью одного-двух, в крайнем случае, трех питательных агрегатов получить необходимый расход питательной воды при требуемом давлении. Это удешевляет машинный зал электростанции.

Переменная частота вращения турбины позволяет легко и плавно изменять частоту вращения насоса, его подачу и давление, не прибегая к сложным системам изменения частоты вращения электродвигателей, гидромуфтам и т. д., снижающим надежность. Особенно целесообразным является применение турбопривода при регулировании мощности энергоблока скользящим давлением, при котором значительно уменьшается мощность на привод насосов.

Вместе с тем следует подчеркнуть, что эффект от использования турбопривода в значительной степени зависит от способа регулирования мощности энергоблока (постоянное или скользящее давление) и от правильного проектирования и изготовления проточной части приводной турбины.

При постоянном давлении свежего пара перед главной турбиной и снижении ее нагрузки мощность приводной турбины уменьшается быстрее, чем потребная мощность насоса. Поэтому для обеспечения работы приводной турбины при частичных нагрузках ее проточную часть выполняют с увеличенной пропускной способностью, а избыток мощности на номинальном режиме устраняют прикрытием ее регулирующих клапанов. При снижении нагрузки степень дросселирования в регулирующих клапанах уменьшается и при некоторой нагрузке клапаны приводной турбины открываются полностью. Ниже этой нагрузки главной турбины приводная турбина не может обеспечить насос необходимой мощностью, и приходится переходить на питание ее от постороннего источника с более высокими начальными параметрами пара. При работе на номинальном режиме с дросселированием часто приводят КПД турбины с учетом потери от этого дросселирования (КПД от стопорного клапана), хотя этот КПД отражает не только совершенство проточной части турбины, но и потерю в клапанах.

Привод питательных насосов и воздуходувок, подающих воздух в топку котла, в блоках большой мощности осуществляется с помощью паровых турбин, питаемых паром из отбора главной турбины (табл. 3.12). Пар для приводных турбин на ТЭС отбирается из ЦСД главной турбины, а на АЭС — из горячей нитки промежуточного перегрева.

В приводных турбинах с противодавлением отработавший пар направляется обратно в главную турбину и частично в систему регенерации, при этом блок снабжается питательным электронасосом для работы при пуске и малых нагрузках.

В конденсационных приводных турбинах отработавший пар направляется в конденсатор приводной турбины.

На рис. 3.59 показана конструкция приводной турбины с противодавлением КТЗ. Пар в турбину поступает через два одновременно открывающихся дроссельных клапана, расположенных по обе стороны турбины. Проточная часть состоит из семи ступеней с полным подводом, за четвертой из которых расположена байпасная камера. В эту камеру наряду с паровпускной камерой поступает пар при малой нагрузке турбины.

Цельнокованый ротор турбины уложен в два опорных подшипника. Задний подшипник выполнен заодно с выходным патрубком, опирающимся на фундаментную плиту, и закреплен на ней неподвижно. Корпус переднего подшипника может перемещаться при тепловом расширении корпуса турбины за счет гибкости опоры. Передняя часть корпуса турбины соединена с корпусом переднего подшипника поперечными шпонками, установленными на боковых приливах корпуса подшипника.

В корпусе переднего подшипника размещен упорный подшипник, гребень которого одновременно является рабочим колесом главного масляного насоса, и блок системы регулирования и управления.

Таблица 3.12. **Приводные и приводимые агрегаты энергоблоков**

Энергоблок с турбинами	Приводная турбина насоса	Завод-изготовитель турбины	Количество на блок	Приводимые агрегаты		Приводная турбина воздуходувки	Завод-изготовитель турбины	Количество на блок
				Питательный насос	Бустерный насос			
К-300-240	Р-12-15П (ОР-12ПМ) Р-12-14П	КТЗ ЛО «Пролетарский завод»	1 1	ПН-1135-340	— —	— —	— —	— —
К-500-240	К-11-10П (ОК-18ПУ-500)	КТЗ	2	ПН-1500-350; ПН-950-350	ПД-1600-180М	—	—	—
К-800-240	К-17-15П (ОК-18ПУ-800)	»	2	ПН-1500-350	ПД-1600-180	Р-6-9П (ОР-12-ПВ); К-7-10П (ОК-18ПВ-800)	КТЗ »	2 2
К-1200-240	К-17-17П (ОК-18ПУ-1200)	»	3	ПН-1500-350	ПД-1600-180	К-6-10П (ОК-18ПВ-1200)	»	3
К-1000-60/1500	К-12-10П	»	2	ПНТ-3750-100	—	—	—	—
Т-250-240	Р-12-22П	ЛО «Пролетарский завод»	1	ПТН-1100-350-24	—	—	—	—

Примечание. Обозначение приводной турбины: первая буква — тип (К — конденсационная, Р — с противодавлением), первые две цифры — мощность, МВт, вторые — начальное давление в кгс/см², буква П — приводная; в скобках приведены заводские обозначения турбин.

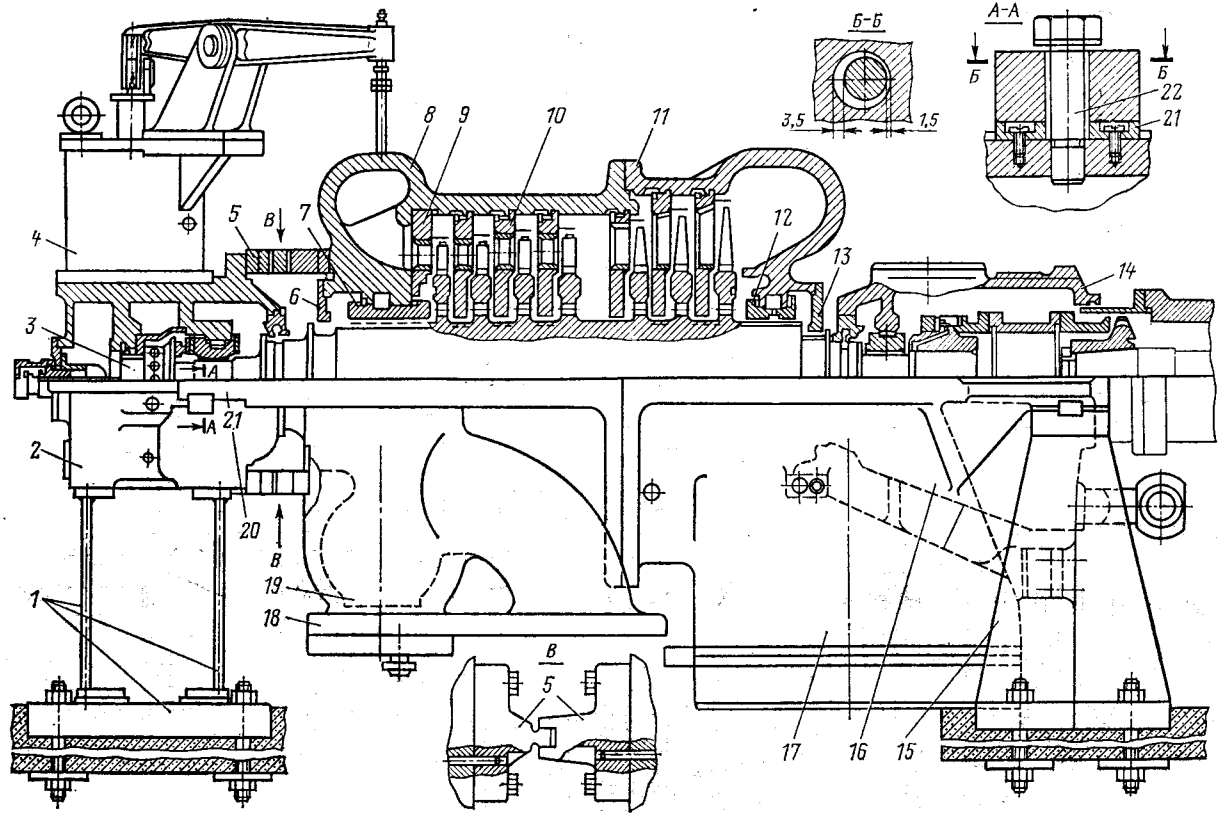


Рис. 3.59. Турбина КТЗ мощностью 12,5 МВт для привода питательных насосов блоков 300 МВт:

1 — фундаментная плита и гибкие опоры; *2* — корпус переднего подшипника; *3* — ротор; *4* — блок регулирования; *5* — вертикальная шпонка; *6* — наружная крышка переднего уплотнения; *7* — обойма переднего уплотнения; *8, 11* — передняя и задняя части корпуса турбины; *9* — обойма сопловой решетки; *10* — диафрагма; *12* — обойма заднего уплотнения; *13* — наружная крышка заднего уплотнения; *14* — крышка корпуса заднего подшипника; *15* — задняя фундаментная плита; *16* — корпус заднего подшипника; *17* — выходной патрубок; *18* — подвод пара к турбине; *19* — дроссельный клапан; *20* — передняя лапа; *21* — поперечная шпонка; *22* — дистанционный болт лапы

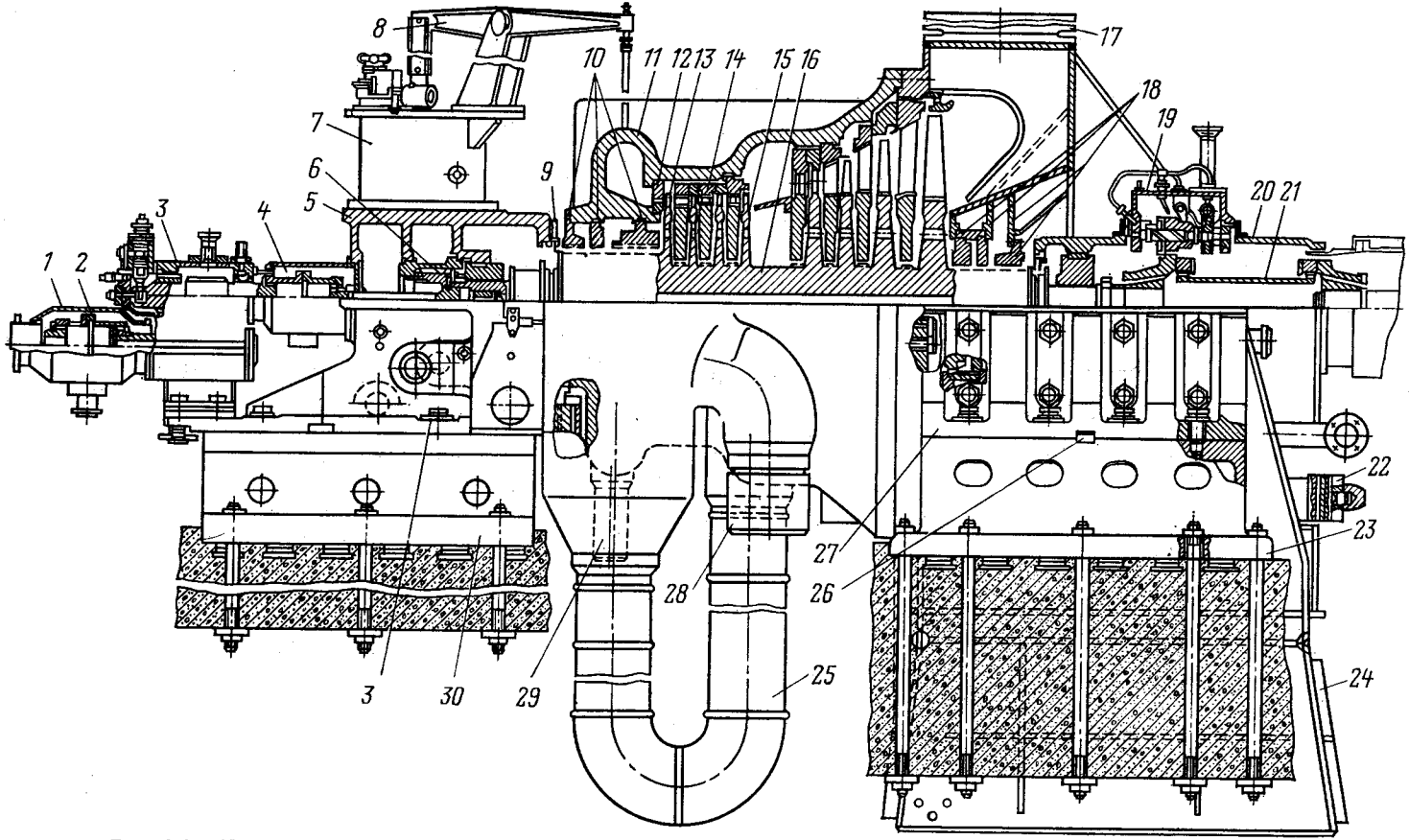


Рис. 3.60. Конденсационная турбина КТЗ для привода питательных насосов блоков мощностью 500 и 800 МВт:

1 — кожух муфты; *2, 21* — муфты; *3* — редуктор; *4* — муфта зубчатая; *5, 20* — крышки корпусов подшипников; *6* — рабочее колесо масляного насоса — диск упорного подшипника; *7* — блок регулирования; *8* — рычаг парораспределения; *9* — экран; *10, 18* — обоймы уплотнений; *11* — корпус турбины; *12* — сегмент сопл первой ступени; *13* — щитки надбандажных уплотнений; *14* — диафрагма; *15* — диск; *16* — ротор; *17* — атмосферный клапан; *19* — валоповоротное устройство; *22* — задняя вертикальная шпонка; *23, 30* — фундаментные плиты; *24* — переходной патрубок; *25* — перепускная труба; *26* — поперечная шпонка; *27* — выходной патрубок; *28* — подвод пара к турбине; *29* — патрубок отсоса пара; *31* — дистанционный болт

Таблица 3.13. **Основные технические характеристики и параметры турбин для привода питательных насосов**

Характеристика	Р-12-15П	Р-12-14П	К-11-10П	К-17-15П	К-17-17П	К-12-10П	Р-12-22П
Номинальная мощность, кВт	12 500	12 500	11 350	17 150	17 100	11 600	12 000
Номинальная частота вращения, $с^{-1}$	100	86,7	76,67	77,75	77,67	58,33	86,67
Диапазон изменения частоты вращения, $с^{-1}$	87,7—100	—	44,3—78,3	44,3—78,3	44,3—78,3	41,3—58,3	—
Номинальные параметры перед стопорным клапаном:							
давление, МПа	1,52	1,44	1,01	1,44	1,65	0,97	2,2
температура, °С	450	443	377	432	445	248	501
Давление в конденсаторе, кПа	—	—	4,76	6,87	6,87	5,88	—
Противодавление, МПа	0,12	0,24	—	—	—	—	0,66
Температура охлаждающей воды, °С	—	—	15	15	15	22	—
Расход пара через стопорный клапан, кг/с	31,7	31,7	14,79	20,64	20,19	19,11	45,8
КПД от стопорного клапана приводной турбины, %	—	—	80,4	81,3	80,1	79,0 *	—

* Внутренний относительный КПД.

Таблица 3.14. **Основные технические характеристики и параметры турбин для привода воздуходувок**

Характеристика	Р-6-9П	К-7-10П	К-6-10П
Номинальная мощность, МВт	6440	6500	6300
Номинальная частота вращения, $с^{-1}$	100	78,33	78,33
Диапазон изменения частоты вращения, $с^{-1}$	50—100	42,5—78,3	42,5—78,3
Номинальные параметры перед стопорным клапаном:			
давление, МПа	0,88	0,89	0,76
температура, °С	360	375	355
Давление в конденсаторе, кПа	—	4,41	4,41
Противодавление, МПа	0,15	—	—
Температура охлаждающей воды, °С	—	15	16
Расход пара через стопорный клапан, кг/с	19,72	8,63	8,75
Внутренний относительный КПД, %	84,0	83,4	83,4

На рис. 3.60 показана конструкция типичной приводной конденсационной турбины КТЗ. Проточная часть состоит из восьми ступеней. Ротор турбины — цельнокованый, с одной стороны через гибкую муфту он соединен с валом питательного насоса, а с другой — через редуктор с валом бустерного насоса. Системы парораспределения, тепловых расширений, конструкции подшипников аналогичны системам и конструкциям турбины с противодавлением, рассмотренной выше.

Система регулирования приводных турбин КТЗ — гидродинамическая, обеспечивающая автоматическое изменение режима работы турбины при поступлении сигнала от питательного клапана парогенератора.

Основные технические характеристики турбин для привода питательных насосов представлены в табл. 3.13, а для привода воздуходувок — в табл. 3.14.

Турбина Р-12-15П (ОР-12П) КТЗ получает пар после 16-й ступени турбины К-300-240 ПОТ ЛМЗ, а отработавший в приводной турбине пар поступает в камеру за 24-й ступенью главной турбины и частично в систему регенерации. Турбина имеет дроссельное парораспределение. Проточная часть включает семь ступеней с полным подводом пара.

Турбина Р-12-14П ЛО «Пролетарский завод» питается паром из отбора после 16-й ступени главной турбины К-300-240 ПО «Турбоатом». Отработавший пар сбрасывается в камеру за 25-й ступенью и частично в систему регенерации. Турбина имеет одновенечную регулирующую ступень, питаемую от двух сегментов сопл, и шесть ступеней с полным подводом пара.

Турбины К-11-10П, К-17-15П и К-17-17П полностью унифицированы, выполнены на базе турбины ОК-18-ПУ КТЗ и отличаются лишь размерами проточной части. Характерная особенность турбин — их возможность работать в широком диапазоне частот вращения, обеспечивая работу блоков 500, 800 и 1200 МВт в режиме скользящего начального давления соответственно для указанных блоков в диапазоне нагрузок 80—50, 64—30 и 100—50 %. При питании паром из главной турбины на блоках 500, 800 и 1200 МВт обеспечивается минимальная нагрузка блока соответственно 50, 35 и 45 %. При меньших нагрузках питание турбины осуществляется от БРОУ ТПН от постороннего источника. Парораспределение турбины — дроссельное. Проточная часть включает восемь ступеней.

Турбина К-12-10П (ОК-12А) по условиям экономичности блоков, предназначенных для АЭС, спроектирована на низкие начальные параметры пара. Пар в турбину поступает после СПП с постоянной температурой при изменении давления в пределах 1,1—0,45 МПа. Диапазон изменения частоты вращения обеспечивает изменение нагрузки главной турбины от 100 до 40 %. При малых нагрузках, пусках и аварийных ситуациях турбина питается от БРУ ТПН. Проточная часть состоит из 10 ступеней. В ней применены эффективные способы влагоудаления: периферийная внутриканальная сепарация и ступень-сепаратор.

Турбина Р-6-9П (ОР-12ПВ) КТЗ построена на базе турбины Р-12-15П и предназначена для привода через редуктор с передаточным отношением 6,52 воздуходувки ВДН-36 × 2 для котлов блоков 800 МВт. При изменении частоты вращения в диапазоне 50—100 $с^{-1}$ при двух работающих воздуходувках обеспечивается производительность котла в пределах 100—40 %. При растопке котла и при нагрузке менее 50 % используют один вентилятор. Турбина имеет дроссельное парораспределение. Проточная часть состоит из шести ступеней с полным подводом пара.

Импульс для работы турбины на соответствующей частоте задается регулятором общего воздуха котла.

Турбины К-7-10П и К-6-10П служат для привода воздуходувок ВДН-36 × 2 блоков 800 и 1200 МВт. Привод воздуходувки осуществляется через гибкую муфту и редуктор с передаточным отношением 5,1. В блоке 1200 МВт при изменении частоты вращения воздуходувки обеспечивают работу в диапазоне нагрузок 100—45 % при работе котла под наддувом и 100—65 % при работе под разрежением. Для блока 800 МВт соответствующие значения равны 100—48 и 100—70 %. При меньших нагрузках и розжиге котла расход воздуха изменяется дросселированием, а пар для турбины берется либо от пускосбросного устройства, либо от коллектора собственных нужд.

Турбина имеет дроссельное парораспределение и проточную часть из восьми ступеней. Конструкция турбины аналогична конструкции турбин К-11-10П, К-17-15П и К-17-17П.

3.9. ТЕПЛООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

3.9.1. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Тепловая схема турбоустановки в значительной мере определяется схемой *регенеративного подогрева* питательной воды. Такой подогрев воды паром, частично отработавшим в турбине и отводимым от нее через регенеративные отборы к подогревателям, обеспечивает повышение термического КПД цикла (см. § 2.6 кн. 2) и улучшение общей экономичности установки.

В систему регенеративного подогрева питательной воды входят подогреватели, обогреваемые паром, отводимым от турбины, деаэратор, некоторые вспомогательные теплообменники (сальниковые подогреватели, использующие теплоту пара из уплотнений, конденсаторы пара испарителей, эжекторов и др.), а также перекачивающие насосы (конденсатные, питательной воды, сливные). Комплектующее теплообменное оборудование турбоустановок дано в табл. 3.15. В табл. 3.16 приведены типоразмеры насосов, применяемых в схемах турбоустановок. Характеристики насосов даны в разд. 5 (см. табл. 5.3—5.5).

Характеристики оборудования в данном параграфе даны на основе каталога [38]; цены взяты из прейскуранта 19-05 [31], введенного в действие с 01.01.82 г., с учетом последующих изменений и дополнений к нему, вышедших до 01.01.88 г.

Подогреватели, давление нагреваемой воды в которых определяется давлением конденсатных насосов, называются *подогревателями низкого давления* (ПНД). Согласно ОСТ 108.271.17-76 [24] на ТЭС рабочее давление пара в ПНД не должно превышать 1,0 МПа, а нагреваемого конденсата — 3,2 МПа; для АЭС соответствующие цифры составляют 1,6 и 4,2 МПа по ОСТ 24.271.28-81 [23].

Система регенерации низкого давления выполняется однопоточной [21, 22] с нагревом воды в одной группе последовательно расположенных ПНД. В некоторых случаях отдельные ступени подогрева могут иметь два корпуса; например, два аппарата ПН-950-48-8А (ПНД1) в схеме турбоустановки К-500-65/3000-2, параллельно подсоединенных по турбинному конденсату и греющему пару.

Подогреватели низкого давления могут быть двух типов: *поверхностные* (табл. 3.17) и *смешивающие*.

В общем случае в подогревателях поверхностного типа конструктивно выделяют три зоны: охлаждения перегретого пара (ОП), конденсации пара и охлаждения конденсата ниже температуры насыщения (ОК).

Саратовский завод энергетического машиностроения (СЗЭМ) для паротурбинных установок мощностью 50—300 МВт выпускает ПНД вертикального исполнения (рис. 3.61).

Основные узлы подогревателя — водяная камера с патрубками для подвода и отвода питательной воды, перегородками внутри нее (для организации в подогревателе определенного числа ходов воды — как правило, четырех; в ПН-130, ПН-200, ПН-250 — шести ходов) и фланцем; трубная система из U-образных трубок диаметром 16 и толщиной стенки 1 мм, концы которых завальцованы в трубной доске (для организации потока пара имеются направляющие промежуточные перегородки); корпус подогревателя с приваренными к нему патрубками, опорными лапами и фланцем. Трубная доска с помощью шпилек закрепляется между фланцами корпуса и водяной камеры [38].

Некоторые конструктивные особенности по сравнению с другими аппаратами имеют подогреватели ПН-350; эти особенности связаны, прежде всего, с наличием кожуха, плотно облегающего трубный пучок. При этом устраняется местное динамическое воздействие пара на трубный пучок, которое имеется в других аппаратах.

В подогревателях с теплообменной поверхностью 90—350 и 800 м^2 применяются трубки из латуни марок Л68 и ЛО70-1 и сплава марки МНЖ-5-1 [38]. В аппаратах ПН-400, предназначенных для турбоустановок на сверхкритические параметры пара, применяются, как правило, трубки из

Таблица 3.15. **Теплообменное оборудование, комплектующее паротурбинные установки**

№ строки	Оборудование	К-210-130-3 (6) ПОТ ЛМЗ		К-300-240-3 ПОТ ЛМЗ		К-500-166 ПОТ ЛМЗ	
		Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
1	Конденсатор	200-КЦС-2	ПОТ ЛМЗ	300КЦС-3	ПОТ ЛМЗ	500КЦС-1	ПОТ ЛМЗ
2	Основной эжектор конденсационного устройства (с холодильником)	ЭП-3-700-1 (2 шт.)	То же	ЭВ-1-230 (2 шт).	То же	—	—
3	Охладитель пара из концевых камер уплотнений (с эжектором)	ПС-50-1	»	ПС-115	»	ПС-220-1	ПОТ ЛМЗ
4	Охладитель пара из промежуточных камер уплотнений [3]	ПН-100-16-4-III (КИ1)	СЗЭМ	—	—	ПН-200-16-7-I(ПНД2)	СЗЭМ
5	Подогреватели низкого давления:						
	ПНД1	См. сноску 4	—	ПН-550-26-2-IVнж [6]	ПО ТКЗ	ПН-200-16-7-I	»
	ПНД2	ПНСВ-800-2	ПО ТКЗ	ПН-550-26-7-IIIнж [6]	То же	ПН-1100-23-5-IIIнж	ПО ТКЗ
	ПНД3	ПН-350-16-7-II	СЗЭМ	ПН-550-26-7-IIнж	»	ПН-1100-23-5-IIнж	То же
	ПНД4	ПН-350-16-7-I	»	ПН-550-26-7-Iнж	»	ПН-1100-23-5-Iнж	»
	ПНД5	—	—	—	—	—	—
6	Охладители конденсата [7]	См. сноску 5	СЗЭМ	ОВ-40М(ПНД3)	СЗЭМ	—	—
7	Подогреватели, конденсат которых заканчивается сливными насосами	КИ1	—	ПНД2	—	ПНД2	—
8	Деаэратор	ДП-1000	БКЗ	ДП-1000	БКЗ	ДП-2000	БКЗ
9	Подогреватели высокого давления (ПВД)	ПВ-700-265-13	ПО ТКЗ	ПВ-1250-380-17-I	ПО ТКЗ	ПВ-850-285-12 (2 шт.)	ПО ТКЗ
		ПВ-700-265-31	То же	ПВ-1700-380-45	То же	ПВ-850-285-18 (2 шт.)	То же
		ПВ-700-265-45	»	ПВ-1550-380-70	»	ПВ-1100-285-38 (2 шт.)	»
10	Испаритель	И-350-I-0 (2 шт.)	»	И-250-1-0 [8]	»	—	—
11	Конденсатор испарителя (КИ) [3]	ПН-250-16-7-IIсв (2 шт.; ПНД2 и ПНД3)	СЗЭМ	—	—	—	—
12	Подогреватели сетевой воды:						
	основной (нижний)	См. сноску 5	»	См. сноску 5	СЗЭМ	См. сноску 5	—
	пиковый (верхний)	То же	»	То же	»	То же	—
13	Маслоохладители	МБ-63-90 (3 шт.)	«Красный гидропресс»	М-240М (3 шт.)	ПОТ ЛМЗ	М-540 (3 шт.)	ПОТ ЛМЗ

Продолжение табл. 3.15

№ строки	К-500-240-4 ПОТ ЛМЗ		К-800-240-5 ПОТ ЛМЗ		К-1000-60/3000 ПОТ ЛМЗ		К-1200-240 ПОТ ЛМЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
1	500КЦС-1	ПОТ ЛМЗ	800КЦС-5 (2 корпуса)	ПОТ ЛМЗ	1000КЦС-1	ПОТ ЛМЗ	1200КЦС-1	ПОТ ЛМЗ
2	—	—	ЭВ-1-230 (2 шт.)	То же	ЭВ-7-1000 (4 шт.)	То же	ЭВ-4-1100 (3 шт.)	То же
3	ПС-220-1	ПОТ ЛМЗ	ПС-220-1	»	ЭВ-1-230 (2 шт.)	»	ЭВ-1-275 (2 шт.)	»
4	ПС-300-33-0,25 (ПНД2)	То же	ПС-300-33-0,25 (ПНД2)	ПО ТКЗ	—	—	ОВ-140М (ПНД1)	СЗЭМ
5	ПНСВ-2000-1	ПО ТКЗ	ПНСВ-2000-1	То же	ПНСГ-2000-IA (2 шт.)	ПО ТКЗ	ПН-2300-25-7-I	ПО ТКЗ
	ПНСВ-2000-2	То же	ПНСВ-2000-2	»	ПНСГ-4000-IIA	То же	ПН-2300-25-7-II	То же
	ПН-1100-25-6-I	»	ПН-1900-32-7-II	»	ПН-3200-30-16-IA	»	ПН-2300-25-7-III	»
	ПН-850-25-6-I	»	ПН-1900-32-7-I	»	ПН-3200-30-16-IA	»	ПН-2300-25-7-IV	»
	—	—	—	—	ПН-3200-30-16-IIA	»	ПН-2300-25-7-V	»
6	—	—	—	—	—	—	—	—
7	—	—	—	—	ПНД4	—	ПНД2	—
8	ДП-2000	БКЗ	ДП-2800 (2 шт.)	БКЗ	ДП-3200(2×1600/185; 2 шт.)	БКЗ	ДП-2000 (2 шт.)	БКЗ
9	ПВ-2100-380-17	ПО ТКЗ	ПВ-1600-380-17 (2 шт.)	ПО ТКЗ	ПВ-2500-97-18A (2 шт.)	ПО ТКЗ	ПВ-2500-380-17 (2 шт.)	ПО ТКЗ
	ПВ-1900-380-44	То же	ПВ-2000-380-40 (2 шт.)	То же	ПВ-2500-97-28A (2 шт.)	То же	ПВ-2500-380-37 (2 шт.)	То же
	ПВ-2100-380-61	»	ПВ-1600-380-66 (2 шт.)	»	—		ПВ-2500-380-61 (2 шт.)	»
10	—	—	—	—	—		—	—
11	—	—	—	—	—		—	—
12	См. сноску 5	—	См. сноску 5	—	ПСВ-500-14-23 (2 шт.)	СЗЭМ	См. сноску 5	—
	То же	—	То же	—	ПСВ-500-14-23 (2 шт. I ступени); ПСВ-500-3-23 (2 шт. II ступени)	»	То же	—
13	М-540 (3 шт.)	ПОТ ЛМЗ	М-540 (3 шт.)	ПОТ ЛМЗ	М-540 (4 шт.)	ПОТ ЛМЗ	М-540 (3 шт.)	ПОТ ЛМЗ

Продолжение табл. 3.15

№ строки	Т-180/210-130-1 и Т-180/215-130-2 ПОТ ЛМЗ		ПТ-80/100-130/13 ПОТ ЛМЗ		Т-110/120-130-4 ПО ТМЗ		Т-185/220-130-2 ПО ТМЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
1	180КЦС-1	ПОТ ЛМЗ	80КЦС-1	ПОТ ЛМЗ	КГ2-6200-III	ПО ТМЗ	КГ2-12000-1 (2 шт.)	ПО ТМЗ
2	ЭП-3-700-1 (2 шт.)	То же	ЭП-3-700-1	То же	ЭП-3-2А (2 шт.)	То же	ЭПО-3-135-1 (2 шт.)	То же
3	ПС-50-1	»	ПС-50-1	»	ХЭ-90-550	»	ЭУ-120-1	»
4	ПСВ-90-7-15 (ПСГ1)	СЗЭМ	ПН-130-16-10-II (ПНД2)	СЗЭМ	ПН-100-16-4-III (ПНД1)	СЗЭМ	ПС-250-30-0,5 (ПНД1) и ПС-250-8-0,5-I (ПСГ2)	»
5	ПН-350-16-7-III	»	См. сноску 4	ПОТ ЛМЗ	ПН-250-16-7-IIIсв	»	ПН-550-26-7-Iнж	ПО ТКЗ
	ПН-350-16-7-III	»	ПН-130-16-10-II	СЗЭМ	ПН-250-16-7-IVсв	»	ПН-550-26-7-IIнж	То же
	ПН-350-16-7-III	»	ПН-200-16-7-I	»	ПН-250-16-7-IVсв	»	ПН-550-26-7-IIIнж	»
	ПН-350-16-7-I	»	ПН-200-16-7-I	»	ПН-250-16-7-IVсв	»	ПН-550-26-7-IIIнж	»
6	—	—	—	—	—	—	—	—
7	ПНД-2, ПНД3, ПСГ-1, ПСГ-2	—	ПНД2; ПСГ1; ПСГ2	—	ПНД2; ПНД3; ПСГ1; ПСГ2	—	ПНД2; ПНД3; ПСГ1; ПСГ2	—
8	ДП-1000	БКЗ	ДП-500М-2	БКЗ	ДП-500М2	БКЗ	ДП-1000	БКЗ
9	ПВ-700-265-13	ПО ТКЗ	ПВ-425-230-23-1	ПО ТКЗ	ПВ-425-230-13-I	ПО ТКЗ	ПВ-800-230-14	ПО ТКЗ
	ПВ-700-265-31	То же	ПВ-425-230-35-1	То же	ПВ-425-230-25-I	То же	ПВ-800-230-21	То же
	ПВ-700-265-45	»	ПВ-500-230-50-1	»	ПВ-425-230-37-I	»	ПВ-800-230-32	»
10	—	—	—	—	И-250-1	»	—	—
11	—	—	—	—	ПН-200-16-7-II	СЗЭМ	—	—
12	ПСГ-5000-3,5-8-I	ПОТ ЛМЗ	ПСГ-1300-3-8-1	ПО ТМЗ	ПСГ-2300-2-8-I	ПО ТМЗ	ПСГ-5000-3,5-8-II	ПО ТМЗ
	ПСГ-5000-3,5-8-I	То же	ПСГ-1300-3-8-1	То же	ПГС-2300-3-8-II	То же	ПСГ-5000-3,5-8-II	То же
13	МБ-63-90 (3 шт.)	«Красный гидропресс»	МБ-63-90 (2 шт.)	«Красный гидропресс»	Встроены в маслобак	»	М-240М (3 шт.)	»

Продолжение табл. 3.15

№ строки	Т-250/300-240-3 ПО ТМЗ		ПТ-140/165 130/15-2 ПО ТМЗ		Р-50-130/13 ПОТ ЛМЗ; Р-100-130/15 ПО ТМЗ [1]		К-220-44 ПО «Турбоатом»	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
1	К2-14000-1	ПО ТМЗ	К2-6000-1	ПО ТМЗ	—	—	К-8170; К-10120; К-12150[2]; (2 корп.)	ПО «Турбоатом»
2	ЭПО-3-200 (2 шт.)	То же	ЭП-3-2А (2 шт.)	То же	—	—	ЭПО-3-75 (2 шт.)	То же
3	ЭУ-120	»	ЭУ-120-1	»	ПС-50-1 (ХЭ-65-350)	ПОТ ЛМЗ (ПО ТМЗ)	ЭП-1-150	»
4	См. сноску 5 (ПНД1) и ПС-250-8-0,5 (ПСГ-2)	»	ПН-250-16-7-IIсв (ПНД1)	СЗЭМ	(ПС-100-3)	(ПО ТМЗ)	—	—
5	ПН-400-26-2-IV	СЗЭМ	ПН-350-16-7-I	»	—	—	ПН-800-29-7-IA	СЗЭМ
	ПН-400-26-7-II	»	ПН-350-16-7-II	»	—	—	ПН-800-29-7-IIA	»
	ПН-400-26-7-II	»	ПН-400-26-7-II (2 шт.)	»	—	—	ПН-800-29-7-IIIA	»
	ПН-400-26-7-II	»	ПН-400-26-8-V (2 шт.)	»	—	—	ПН-800-29-7-IVA	»
	ПН-400-26-7-I	»	—	—	—	—	ПН-800-29-7-VA	»

Продолжение табл. 3.15

№ строки	Т-250/300-240-3 ПО ТМЗ		ПТ-140/165-130/15-2 ПО ТМЗ		Р-50-130/13 ПОТ ЛМЗ; Р-100-130/15 ПО ТМЗ [4]		К-220-44 ПО «Турбоатом»	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
6	—	—	—	—	—	—	ОВ-150-3 (ПНД3)	СЗЭМ
7	ПНД2; ПНД3; ПНД4; ПСГ-1; ПСГ-2	—	ПНД2; ПНД3; ПСГ1; ПСГ2	—	—	—	ПНД2; ПНД4	—
8	ДП-1000	БКЗ	ДП-1000	БКЗ	ДП [5]	—	ДП-2000 (2×1000/120)	БКЗ
9	ПВ-900-380-18	ПО ТКЗ	ПВ-800-230-14	ПО ТКЗ	ПВ-425-230-25-I (ПВ-800-230-14)	ПО ТКЗ	ПВ-1600-92-15А-2	ПО ТКЗ
	ПВ-1200-380-43	То же	ПВ-800-230-21	То же	ПВ-425-230-37-I (ПВ-800-230-21)	То же	ПВ-1600-92-20А-2	То же
	ПВ-900-380-66	»	ПВ-800-230-32	»	ПВ-500-230-50-I (ПВ-800-230-32)	»	ПВ-1600-92-30А-2	»
10	—	—	—	—			См. сноску 5	»
11	—	—	—	—	—	—		
12	ПСГ-5000-3,5-8-I	ПО ТМЗ	ПСГ-1300-3-8-I	ПО ТМЗ			ПС1; ПС2 [5]	СЗЭМ
	ПСГ-5000-2,5-8-I	То же	ПСГ-1300-3-8-I	То же	—	—	ПС3 [5]	»
13	М-240М (3 шт.)	»	Встроены в маслобак	»	МБ-63-90 (встроены в маслобак)	«Красный гидропресс»	МБ-90-135 (4 шт.)	ПО «Турбоатом»

Продолжение табл. 3.15

№ строки	К-500-65/3000-2 ПО «Турбоатом»		К-750-65/3000 ПО «Турбоатом»		К-1000-60/1500 ПО «Турбоатом»		ТК-450/500-60 ПО ТМЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
1	К-10120 (4 корпуса)	ПО «Турбоатом»	К-11520 (4 шт.)	ПО «Турбоатом»	К-33270 (2 шт.)	ПО «Турбоатом»	К-19000	ПО ТМЗ
2	ЭП-3-55/150 (3 шт.)	То же	ЭПО-3-220 (3 шт.)	То же	ЭПО-3-150 (3 шт.)	То же	ЭПО-3-200-2 (4 шт.)	»
3	ЭУ-15-2	»	ЭУ-1-150 (2 шт.)	—	ЭУ-15	»	ЭПУ-0,9-5200-1 (2 шт.)	»
4	—	—	—	ПО ТКЗ	—	—	—	—
5	ПН-950-42-8А (2 шт.)	ПО ТКЗ	ПН-1200-42-4-IА (2 шт.)	ПО ТКЗ	ПН-1200-25-6-IА (3 шт.) (или ПНСГ-2000-IIА)	ПО ТКЗ	ПНСВ-2500-IА	ПО ТКЗ
	ПН-1800-42-8-IА	То же	ПН-1900-42-4-IА	ПО ТКЗ	ПН-1200-25-6-IIА (3 шт.) (или ПНСГ-4000-IIА)	То же	ПН-1600-30-20А	»
	ПН-1800-42-8-IIА	»	ПН-1900-42-4-IIА	ПО ТКЗ	ПН-3000-25-16-IIIА	»	ПН-1600-30-20А	»
	ПН-1800-42-8-IIIА	»	ПН-1900-42-13-IIIА	ПО ТКЗ	ПН-3000-25-16-IVА	»	ПН-1600-30-20А	»
	ПН-1800-42-8-IVА	»	ПН-1900-42-13-IVА	ПО ТКЗ	—	—	—	
6	ОДП-600-I, II, III (ПНД1; ПНД2; ПНД3)	»	—	—	ОДП-500-25-16-IIА (ПНД2)	—	—	—
	ОДП-400-IV, V (ПНД4; ПНД5)	»	—	—	ОДП-500-25-16-IVА (ПНД4)	—	—	—
7	—	—	ПНД2; ПНД4	—	ПНД1; ПНД3	—	ПНД3	

Продолжение табл. 3.15

№ строки	К-500-65/3000-2 ПО «Турбоатом»		К-750-65/3000 ПО «Турбоатом»		К-1000-60/1500 ПО «Турбоатом»		ТК-450/500-60 ПО ТМЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
8	ДП-2000 (2×1000/120)	БКЗ	ДП-2600 (2 шт.)	БКЗ	ДП-3200 (2×1600/185)	БКЗ	ДП	
9	—	—	—		ПВ-2500-97-10А (2 шт.)	ПО ТКЗ	ПВ-250-97-18А	ПО ТКЗ
					ПВ-2500-97-18А (2 шт.)	То же	ПВ-2500-97-28А	ПО ТКЗ
					ПВ-2500-97-28А (2 шт.)	»	—	—
10	И-250-2-ОП (2 шт.)	ПО ТКЗ	И-1000-2А	ПО ТКЗ	—	—	—	—
11	—	—	ОДИ-70-А	То же	—	—	—	—
12	4 шт. ПСВ промежуточного контура [5]	СЗЭМ	См. сноску 5	—	ПСВ-200-7-15	СЗЭМ	ПСГ-6500-3-11-I (2 шт.)	ПО ТМЗ
	ПСВ основного контура [5]	»	То же	—	ПСВ-200-7-15	»	ПН-3200-30-16-IIIА (2 шт.)	ПО ТМЗ
13	МБ-90-250 (3 шт.)	ПО «Турбоатом»	—	—	МБ-380-500 (3 шт.)	ПО «Турбоатом»	МБ-240 (5 шт.)	ПО ТМЗ

[1] В скобках приведены типоразмеры для Р-100-130/15.
[2] Модификация конденсатора выбирается в зависимости от начальной температуры охлаждающей воды (5, 12 или 22 °С для К-220-44).
[3] В скобках обозначен подогреватель, перед которым по ходу питательной воды установлен данный теплообменник.
[4] Встроен в конденсатор.
[5] Выбирается проектантом электростанции.
[6] Для турбоустановок с комбинированной системой регенерации типоразмеры первых двух ПНД (смешивающих): ПНСГ-800-1 и ПНСГ-800-2.
[7] В скобках обозначен подогреватель, конденсат которого охлаждается в охладителе.
[8] Необходимость поставки определяется проектантом.

Примечание. Заводы-изготовители: БКЗ — производственное объединение «Сибэнергомаш» г. Барнаул; ПОТ ЛМЗ — производственное объединение турбостроения «Ленинградский механический завод»; ПО ТМЗ — производственное объединение «Турбомоторный завод» им. К. Е. Ворошилова, г. Свердловск; ПО ТКЗ — производственное объединение «Красный котельщик», г. Таганрог; ПО «Турбоатом» — производственное объединение «Харьковский турбинный завод» им. С. М. Кирова; СЗЭМ — Саратовский завод энергетического машиностроения.

Таблица 3.16. **Насосы конденсатно-питательного тракта паротурбинных установок**

№ строки	Насос	К-210-130-3 (6) ПОТ ЛМЗ		К-300-240-3 ПОТ ЛМЗ		К-500-240-4 ПОТ ЛМЗ	
		Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество
1	Конденсатный 1-го подъема	КСВ-500-85	2	КСВ-500-85	3	КСВ-1000-95	2
2	Конденсатный 2-го подъема (3-го подъема)	КСВ-320-160	3	КСВ-500-150	3	КСВ-1600-94У4 (КСВ-1500-140)	2 (2)
3	Сливные (дренажные) [1]	КС-80-155 (ПНД2)	—	КСВ-200-220 (ПНД2)	2	—	—
4	Конденсатные сетевых подогревателей [2]	—	—	—	—	—	
5	Питательные	ПЭ-580-185/200 ПЭ-720-185	—	ОСПТ-1150М СВПЭ-320-550 ПН-1135-340	—	ПН-1500-350 ПН-950-350	2 2

№ строки	К-800-240-5 ПОТ ЛМЗ		К-1000-60/3000 ПОТ ЛМЗ		К-1200-240 ПОТ ЛМЗ		Т-180/210-130-1; Т-180/215-130-2 ПОТ ЛМЗ	
	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество
1	КСВ-1000-95	3	КСВА-1500-120	3	КСВ-1600-100	3	КСВ-300-100	3
2	КСВ-1000-95 (КСВ-1500-140)	3 (3)	КСВА-1000-220	5	ЦН-1600-220	3	КСВ-320-160-2	3
3	—		—	—	КСВ-500-220 (ПНД2)	2	КС-80-150 (ПНД3)	1
4	—		—	—	—	—	КС-80-150	3
5	ПН-1500-350	2	ПТ-3750-75	2	ПН-1500-350	3	См. сноску 3	—

Продолжение табл. 3.16

№ строки	К-220-44 ПО «Турбоатом»		К-500-65/3000-2 ПО «Турбоатом»		К-1000-60/1500 ПО «Турбоатом»		Т-110/120-130-4 ПО ТМЗ	
	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество
1	КСВ-475-245	3	КСВ-1500-120	3	КСВ-1850-95У4	3	КСВ-320-160	2
2			ЦН-1500-240	3	ЦН-1850-170	3	—	
3	КСВ-200-210 (ПНД2)	1	КСВ-200-210	2	КСВ-360-160 (ПНД1)	3	КС-32-150 (ПНД2)	—
	8КСД-6×3 (ПНД4)	1			КСВ-630-125 (ПНД3)	3	КС-80-155 (ПНД3)	—
4	—	—	—	—	КСВ-200-220	2	КСВ-320-160	3
5	ПЭ-850-65	3	СПЭ-1650-75	3	ПТ-3750-100 [4]; ПЭ-150-85	2	См. сноску 3	—

№ строки	Т-185/220-130-2 ПО ТМЗ		Т-250/300-240-3 ПО ТМЗ		ПТ-140/165-130/15-2 ПО ТМЗ		ТК-450/500-60 ПО ТМЗ	
	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество	Типоразмер	Количество
1	КСВ-320-160-2	3	КСВ-500-85	3	КСВ-320-160	3	КСВ-500-85	6
2	—		КСВ-500-220	2	—	—	КСВ-1000-220	3
3	КС-80-155 (ПНД2)	1	КС-80-155 (ПНД2)	2	КС-80-155 (ПНД3)	—	КСВ-200-220 (ПНД1, ПНД2, ПНД3)	4
	КС-80-155 (ПНД3)	2	КС-80-155 (ПНД3)	2				
4	КСВ-320-160-2	1	КСВ-320-160	5	КС-80-155	5	—	—
5	См. сноску 3	—	ПТН-1100-350	—	См. сноску 3	—	—	—

[1] В скобках обозначен подогреватель, дренаж которого заканчивается данным насосом.
[2] Указано суммарное количество насосов у обоих подогревателей. У нижнего сетевого подогревателя устанавливается столько же насосов или на один больше, чем у верхнего.
[3] Выбирается проектной организацией (как правило, ПЭ-580-185/200).
[4] С бустерным насосом.

Таблица 3.17. **Поверхностные подогреватели низкого давления системы регенерации паротурбинных установок**

Типоразмер [1]	Завод-изготовитель	Площадь поверхности теплообмена [2], м²	Номинальный массовый расход воды, кг/с	Расчетный тепловой поток [3], МВт	Максимальная температура пара, °С	Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, МПа	Габаритные размеры, м		Масса подогревателя, т		Оптовая цена [4], руб.
							Высота	Диаметр корпуса	Сухого	Полностью заполненного водой	
ПН-100-16-4-IIIсв	СЗЭМ	100	72,2	1,6	240	0,03	3 645	1 020	3,4	5,6	5 750
ПН-130-16-10-II	»	130	63,9	7,3	400	0,09	4 680	1 020	3,9	7,0	6 500
ПН-200-16-7-I	»	200	97,2	10,2	240	0,07	4 820	1 224	6,0	10,6	8 570
ПН-200-16-7-II	»	200	97,2	—	240	0,07	4 500	1 224	5,2	9,6	8 520
ПН-250-16-7-IIсв	»	250	111,1	11,6	425	0,042	5 588	1 224	6,7	12,1	9 500
ПН-250-16-7-IIIсв	»	250	111,1	11,6	400	0,1	5 275	1 224	6,8	11,7	9 550
ПН-250-16-7-IVсв	»	250	111,1	11,6	400	0,1	5 275	1 224	6,5	11,4	9 470
ПН-350-16-7-I	»	352 (24 ОП)	159,7	24,0	400	0,05	5 827	1 424	10,2	17,6	17 300/27 500
ПН-350-16-7-II	»	351 (29 ОК)	159,7	17,1	400	0,05	5 827	1 424	10,8	17,4	18 300/28 400
ПН-350-16-7-III	»	350	136,1	24,3	400	0,0495	5 827	1 424	10,4	17,8	17 300/27 500
ПН-400-26-7-I	»	478 (98 ОП)	208,3	20,9	400	0,1	6 043	1 624	13,7	23,4	20 200/36 500
ПН-400-26-7-II	»	400	208,3	26,7	400	0,045	5 655	1 624	12,3	21,9	18 300/33 300
ПН-400-26-2-IV	»	400	208,3	15,7	300	0,045	5 655	1 624	12,5	21,1	18 300/33 300
ПН-400-26-8-V	»	400	208,3	26,8	400	0,045	5 655	1 624	12,3	23,8	18 300/33 300
ПН-550-26-7-Iнж	ПО ТКЗ	580	216,7	23,8	370	0,051	6 450	1 632	18,2	31,8	—
ПН-550-26-7-IIнж	То же	580 (28 ОК)	216,7	26,3	320	0,051	6 730	1 632	19,0	33,1	—
ПН-550-26-7-IIIнж	»	580	183,3	31,6	330	0,041	6 450	1 632	18,3	32,0	—
ПН-550-26-2-IVнж	»	580	183,3	19,4	223	0,041	6 450	1 632	18,2	32,0	—
ПН-850-25-6-I	»	857 (135 ОП)	363,9	32,8	350	0,125	7 870	1 832	25,0	50,0	80 900
ПН-1100-25-6-I	»	1 017 (161 ОП; 98 ОК)	363,9	43,5	350	0,113	7 950	2 040	35,0	60,0	—
ПН-1100-23-5-IIIнж	»	1 165	336,1			0,05	7 750	2 040	30,5	52,1	—
ПН-1100-23-5-IIнж	»	1 022	336,1			0,05	7 750	2 040	31,0	52,3	—
ПН-1100-23-5-Iнж	»	1 177 (117 ОП; 54 ОК)	375,0			0,09	8 300	2 040	31,8	55,9	—
ПН-1900-32-7-II	»	1 940	538,0	69,9	310	0,069	8 970	2 650	49,4	91,3	—
ПН-1900-32-7-I	»	1 940	538,9	65,5	310	0,065	8 970	2 650	48,4	90,3	—
ПН-2300-25-7-V	»	2 398	673,6	78,1	200	0,074	9 455	2 852	61,3	82,1	—
ПН-2300-25-7-IV	»	2 395	673,6	70,9	200	0,07	9 455	2 852	61,8	82,7	—
ПН-2300-25-7-III	»	2 395	789,4	70,9	150	0,089	8 800	2 852	61,7	108,4	—
ПН-2300-25-7-II	»	2 300 (405 ОП; 195 ОК)	789,4	74,1	220	0,118	9 150	2 852	60,7	105,9	—

Продолжение табл. 3.17

Типоразмер [1]	Завод-изготовитель	Площадь поверхности теплообмена [2], м²	Номинальный массовый расход воды, кг/с	Расчетный тепловой поток [3], МВт	Максимальная температура пара, °С	Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, МПа	Габаритные размеры, м		Масса подогревателя, т		Оптовая цена [4], руб.
							Высота	Диаметр корпуса	Сухого	Полностью заполненного водой	
ПН-2300-25-7-I	По ТКЗ	2 395 (350 ОК)	789,4	79,4	280	0,089	8 800	2 852	61,3	108,0	—
ПН-800-29-7-IA	СЗЭМ	750	208,3	20,9	200	0,041	7 500	1 832	22,7	40,3	164 100
ПН-800-29-7-IIA	»	800	216,7	36,3	200	0,036	7 515	1 824	19,9	36,1	157 200
ПН-800-29-7-IIIA	»	800	263,9	22,2	200	0,045	7 515	1 824	19,6	35,9	157 500
ПН-800-29-7-IVA	»	800	263,8	33,7	200	0,046	7 515	1 824	19,6	35,9	157 500
ПН-800-29-7-VA	»	800	291,7	23,7	200	0,05	7 490	1 824	19,5	35,7	156 700
ПН-950-42-8A	По ТКЗ	950	350	22,9	170	0,0147	9 325	2 035	36,1	70,7	285 100
ПН-1200-25-6-IA	То же	1 180	311,4	34,7	200	0,04	9 640	2 050	47,5	81,0	156 200
ПН-1200-25-6-IIA	»	1 215	370,8	43,5	200	0,04	9 653	2 050	47,0	76,5	156 200
ПН-1200-42-4-IA	»	1 200	422,5	37,9	150	0,0216	10 450	2 632	46,5	70,0	512 000
ПН-1800-42-8-IA	»	1 800	700	45,1	170	0,059	9 430	2 632	62,5	114,0	515 000
ПН-1800-42-8-IIA	»	1 800	700	48,0	195	0,06	9 430	2 632	61,4	110,0	515 000
ПН-1800-42-8-IIIA	»	1 800	700	76,2	170	0,06	9 430	2 632	61,6	110,0	515 000
ПН-1800-42-8-IVA	»	1 800	700	66,0	170	0,061	9 430	2 632	61,4	110,0	515 000
ПН-1900-42-4-IA	»	1 900	733,9	118,3	145	0,021	10 280	3 264	68,9	95,0	730 000
ПН-1900-42-4-IIA	»	1 900	818,6	79,2	145	0,026	10 280	3 264	68,2	95,0	—
ПН-1900-42-13-IIIA	»	1 900	818,6	89,8	190	0,025	10 280	3 280	69,4	95,0	—
ПН-1900-42-13-IVA	»	1 900	1 051,4	70,8	190	0,039	10 280	3 280	70,0	95,0	730 000
ПН-3000-25-16-IIIA	»	3 000	1 112,5	176,5	200	0,0316	10 542	3 060	98,9	165,0	350 800
ПН-3000-25-16-IVA	»	3 000	1 448,3	115,8	200	0,0495	10 542	3 060	99,3	165,0	360 800
ПН-3200-30-16-IA	»	3 200	1 082,2	90,2	200	0,0284	11 000	3 480	121,2	200,0	730 000
ПН-3200-30-16-IIA	»	3 200	1 430,6	123,3	200	0,056	11 000	3 480	121,3	200,0	730 000

[1] Цифры в типоразмере обозначают: первая — площадь теплообменной поверхности, м²; вторая и третья — рабочее давление, кгс/см², соответственно воды в трубной системе и пара в корпусе; четвертая — номер модификации. Буква А означает, что данный ПНД применяется на АЭС.

[2] Площади поверхности, указанные в скобках, относятся к зоне охлаждения пара (ОП) или конденсата (ОК) и входят в указанную площадь поверхности подогревателя.

[3] Расчетный тепловой поток представлен максимальным значением для турбоустановок, в которых используется данный подогреватель. При расчете приняты номинальные показатели работы подогревателя в тепловой схеме установки.

[4] Цены указаны по [31]:
для подогревателей ПН-350 и ПН-400 с трубками ∅ 16 × 1 из МНЖ-5-1 (для ПН-350) или Л68 (для ПН-400) — в числителе и из 12Х18Н10Т — в знаменателе; для подогревателей ПН-800 с трубками из 08Х18Н10Т с электрохимполированной внутренней и наружной поверхностью; для подогревателей ПН-3200 с трубками ∅ 16 × 1,2 из 12Х18Н10Т.

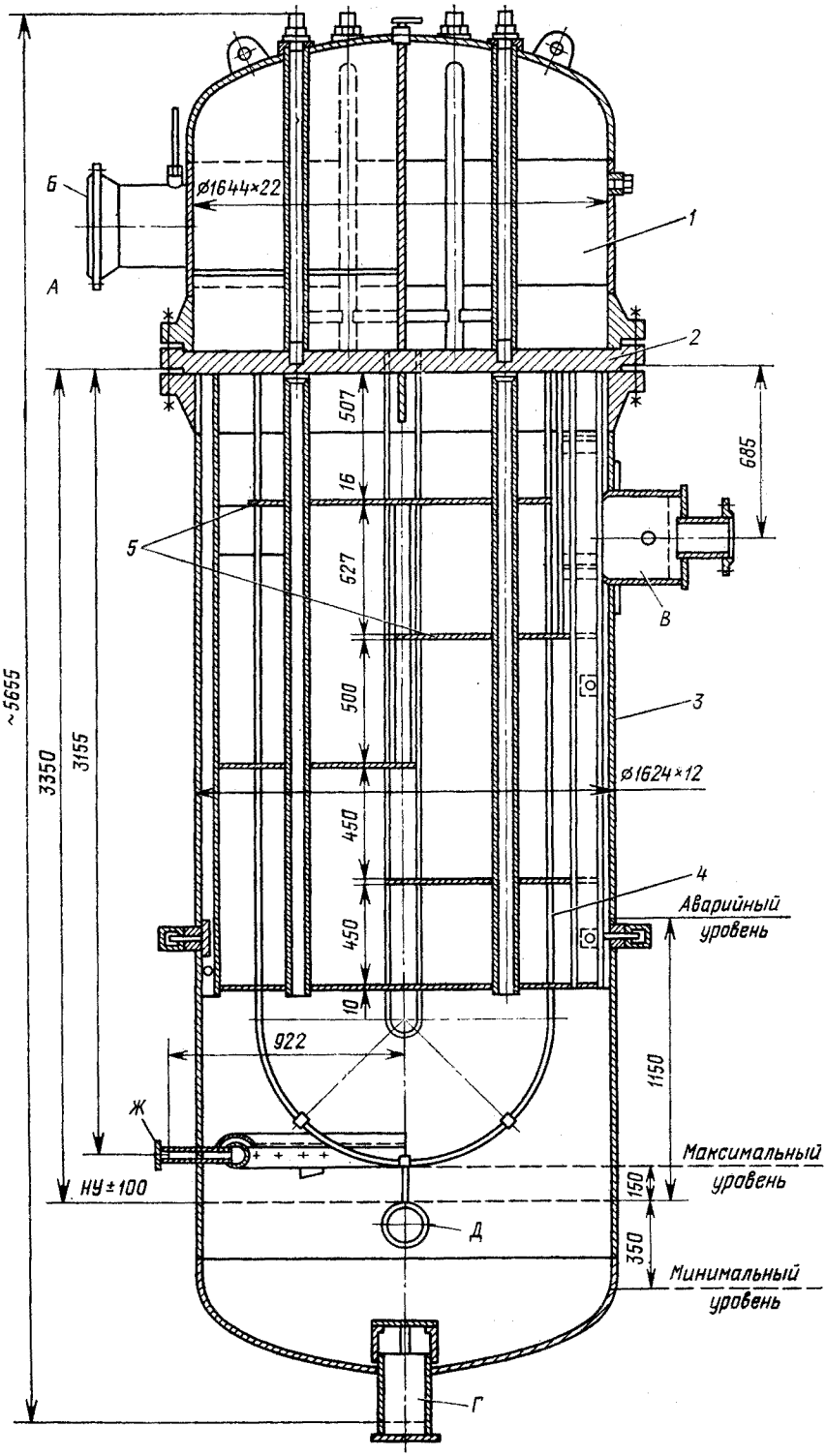


Рис. 3.61. Подогреватель ПН-400-26-8-V:

А, *Б* — вход и выход нагреваемого конденсата; *В* — вход греющего пара; *Г* — выход конденсата пара; *Д* — подвод конденсата; *Ж* — отвод парогазовой смеси; *1* — камера водяная; *2* — трубная доска; *3* — корпус; *4* — трубка; *5* — перегородки трубной системы

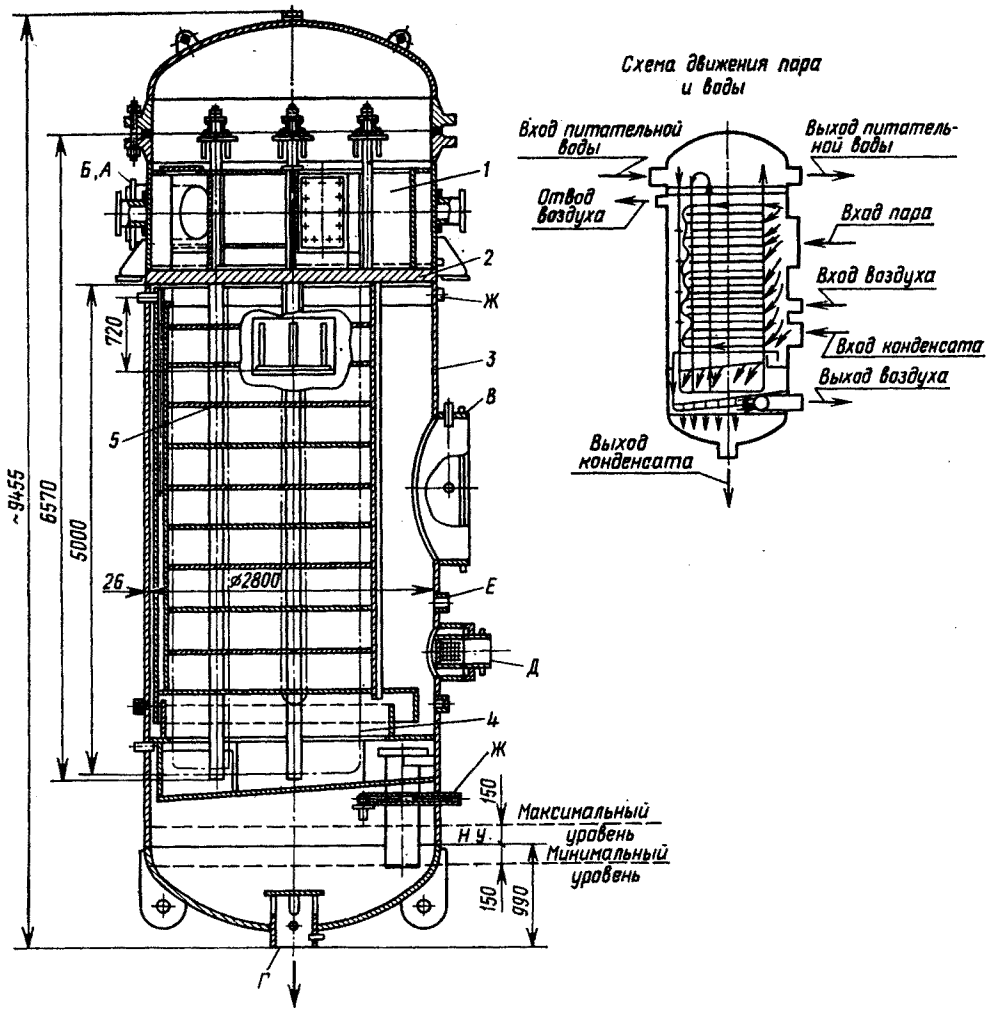


Рис. 3.62. Подогреватель ПН-2300-25-7-IV:
обозначения см. на рис. 3.61; *Е* — подвод парогазовой смеси

сплава МНЖ-5-1 и аустенитной нержавеющей стали 08Х18Н10Т.

Производственным объединением «Красный котельщик» (ТКЗ) выпускаются ПНД для систем регенерации паротурбинных установок мощностью 300 МВт и выше для станций, работающих как на органическом, так и на ядерном топливе.

Характерные конструктивные особенности подогревателей для энергоблоков на органическом топливе видны на рис. 3.62. На промежуточных перегородках трубного пучка имеются устройства для сбора стекающего по поверхности труб конденсата греющего пара и отвода его в нижнюю часть аппарата. В основном здесь применяются трубки диаметром 16 × 1 мм из сплава МНЖ-5-1, стали 08Х14МФ (ТУ 14-3-1065—82) и из стали марки 08Х18Н10Т. Остальные элементы изготавливаются из углеродистой стали. Трубки в трубных досках крепятся вальцовкой; число ходов воды — 4 (пучок параллельно включенных П-образных труб соответствует двум ходам воды).

ПНД энергоблоков АЭС (рис. 3.63) имеют следующие основные особенности:

трубные пучки набираются из прямых труб 16 × 1 мм из коррозионно-стойкой стали;

концы завальцованных труб привариваются к трубным доскам;

подогреватели ПН-950, ПН-1800 в целях повышения надежности имеют приемные паровые камеры, из которых греющий пар через специальные окна в цилиндри-

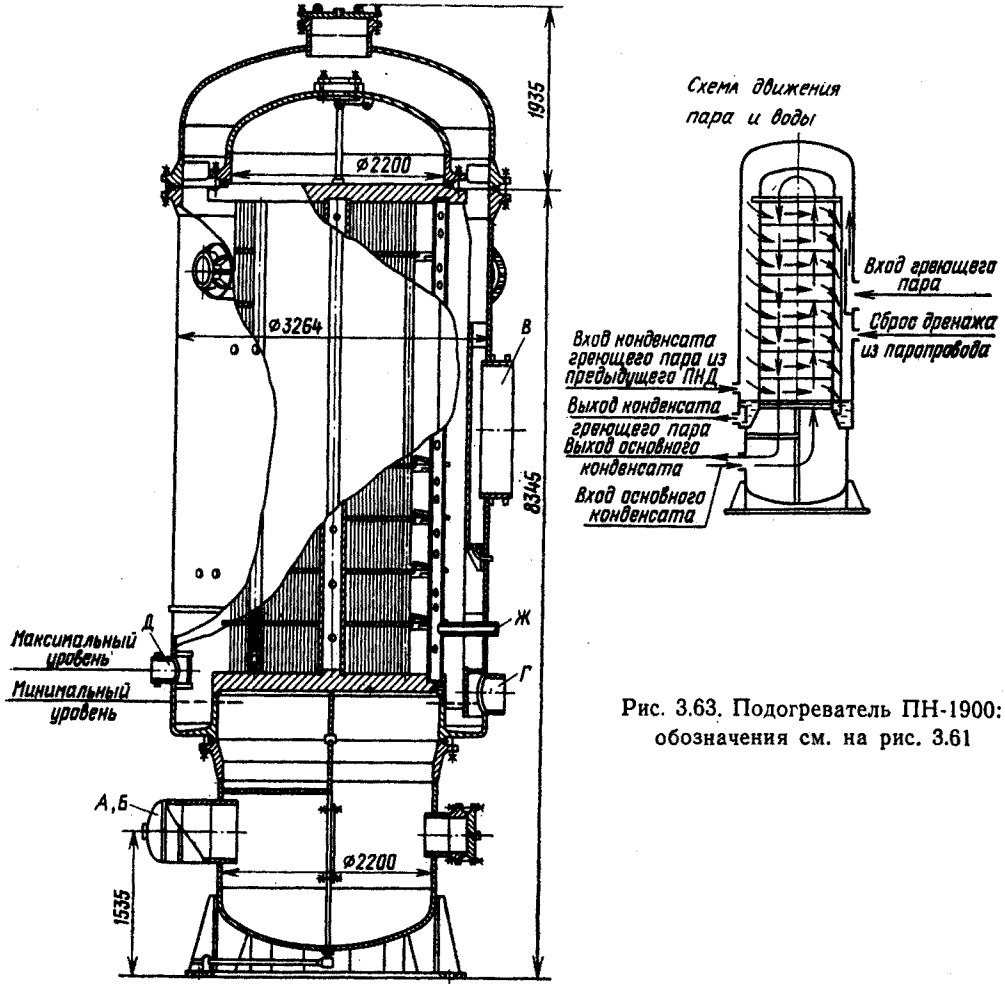


Рис. 3.63. Подогреватель ПН-1900: обозначения см. на рис. 3.61

ческой части корпуса поступает к теплообменной поверхности; корпуса, как и трубки, изготавливаются из 08Х18Н10Т;

в зависимости от компоновки ПНД применяется либо верхнее, либо нижнее расположение основных водяных камер (с входными и выходными патрубками).

В *подогревателях смешивающего типа* (в отличие от поверхностных подогревателей) отсутствует теплообменная поверхность, улучшается использование теплоты отборного пара вследствие отсутствия недогрева — разности между температурой насыщения греющего пара и температурой нагреваемой среды на выходе из подогревателя. Кроме того, требуются специальные меры по созданию перепада давлений между последовательно расположенными смешивающими подогревателями: размещение их на разных уровнях по высоте (усложнение строительной конструкции, компоновки) или установка перекачивающих насосов после каждого подогревателя.

Для отечественных мощных энергоблоков рекомендована [33] комбинированная система регенерации с применением смешивающих ПНД в качестве первых ступеней регенеративного подогрева. Такая система с гравитационной схемой включения смешивающих ПНД1 и ПНД2 внедрена более чем на 40 блоках мощностью 300 МВт ряда ГРЭС. Разность в высотах расположения подогревателей выбрана такой, чтобы при всех режимах работы обеспечивался слив конденсата самотеком из ПНД1 в ПНД2. С учетом их взаимного расположения все подводы в ПНД1 выполнены снизу, а в ПНД2 — сверху. В ПНД1 основной конденсат после конденсатора турбины подается конденсатными насосами 1-го подъема, а после ПНД2 — в остальные ПНД и деаэратор конденсатными насосами 2-го подъема. В блоках

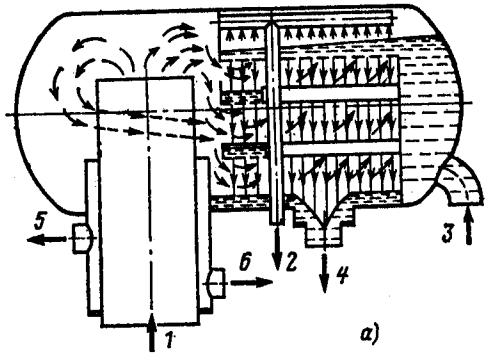
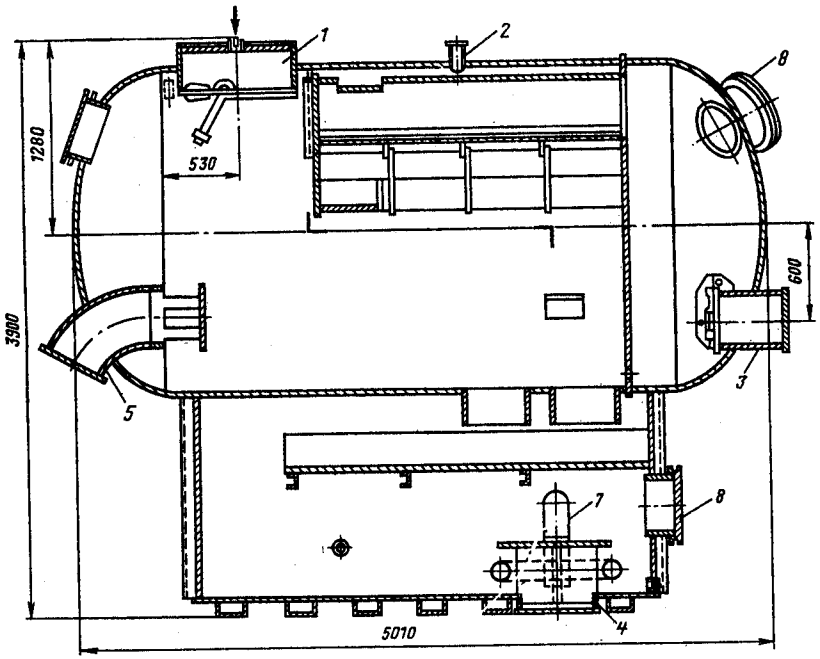


Рис. 3.64. Смешивающие ПНД для блока 300 МВт:

а — конструктивная схема ПНСГ-800-1; *б* — общий вид ПНСГ-800-2; *1* — подвод пара; *2* — отвод паровоздушной смеси; *3* — подвод конденсата; *4* — отвод конденсата; *5* — аварийный сброс конденсата; *6* — аварийный отвод конденсата на вход КЭН; *7* — подвод дренажа из ПНД3; *8* — лаз



мощностью 500 и 800 МВт (см. табл. 3.15) подача конденсата из ПНД1 в ПНД2 предусмотрена с помощью перекачивающих насосов. Схема с перекачивающим насосом компактнее гравитационной, но уступает ей в простоте и экономичности в связи с дополнительной затратой энергии на насос и потерей энергии в клапане регулятора уровня; гравитационная схема оказалась также сложной в эксплуатации [12].

Технические характеристики смешивающих подогревателей для блоков 200—1000 МВт даны в табл. 3.18 [38]. Особенности конструктивного исполнения подогревателей для блоков 300 МВт показаны на рис. 3.64. Принципы конструктивного выполнения смешивающих подогревателей вертикального и горизонтального типов других типоразмеров аналогичны.

Установка *охладителя конденсата* греющего пара (*дренажей*) какого-либо подогревателя приводит к уменьшению количества отбираемого из турбины пара на этот подогреватель и к соответствующему увеличению расхода пара из отбора с меньшим давлением; это несколько увеличивает тепловую экономичность установки (примерно на 0,01—0,02 % на один охладитель). Охладители конденсата (табл. 3.19) предназначены также для уменьшения вскипания в трубопроводах (за регулирующим клапаном), по которым конденсат из подогревателя более высокого давления перепускается в подогреватель с меньшим давлением.

Охладители конденсата чаще всего устанавливаются по ходу обогреваемой воды перед подогревателем, иногда — па-

Таблица 3.18. **Подогреватели смешивающего типа (ПО «Красный котельщик»)**

Типоразмер	Типоразмер турбины	Расход, кг/с		Температура конденсата, °С		Температура пара, °С	Рабочее давление в корпусе, МПа	Объем корпуса подогревателя, м³	Масса подогревателя, заполненного водой, т
		конденсата	пара	на входе	на выходе				
ПНСГ-800-1	К-300-240	222,2	11,2	29	56,1	56,3	0,017	16,8	25,73
ПНСГ-800-2	К-300-240	222,2	15,8	56,1	95,2	134	0,086	23,4	33,71
ПНСВ-800-2	К-210-130-3 (6); К-300-240-3	222,2	14,7	49	94	134	0,082	21	28
ПНСВ-2000-1	К-500-240-4; К-800-240-5	500	37,5	25	60,7	60,7	0,021	65,9	85,57
ПНСВ-2000-2	К-500-240-4; К-800-240-5	527,8	10,4	60,7	101,8	143	0,11	65,9	86,47
ПНСГ-2000-IIА	К-1000-60/1500	977,8	35,6	29	62,3	63,1	0,023	29	44
ПНСГ-4000-IIА	К-1000-60/1500	1041,3	50,0	62,3	95,6	94,8	0,086	125	166
ПНСГ-2000-IА	К-1000-60/3000	939,6	32,7	29,6	62,4	63,1	0,023	48,4	68
ПНСГ-4000-IIА	К-1000-60/3000	997,3	52,0	62,4	86,5	86,4	0,062	125	166

Примечания: 1. Обозначения в маркировках подогревателей (ОСТ 108.123.02-81): буквы — подогреватель низкого давления, смешивающий, вертикальный или горизонтальный; цифры — номинальный расход питательной воды через подогреватель, т/ч; номер подогревателя в тепловой схеме (нумерация — от конденсатора). 2. Пробное гидравлическое давление для подогревателей 0,2 МПа.

Таблица 3.19. **Охладители конденсата (дренажа)**

Типоразмер	Площадь поверхности теплообмена, м²	Номинальный расход, кг/с		Расчетный тепловой поток, МВт	Температура дренажа, °С
		воды	дренажа		
ОВ-140М	140	177,8	—	—	45
ОБ-150-3А	150	86	39	—	104,5
ОВ-700	630	472	389	8,8	39,5
ОДП-400-IV(V)	436	700	87,5 (45,8)	14,5 (11,5)	135,5 (158)
ОДП-600-I(II)	653	700	257	20,2 (34,6)	63 (85)
ОДП-600-III	653	700	183,6	32,6	107

Типоразмер	Рабочее давление, МПа		Номинальное гидравлическое сопротивление, МПа	Габаритные размеры, мм		Масса подогревателя, т		Оптовая цена, руб. [31]
	воды в трубной системе	дренажа в корпусе		Высота	Диаметр корпуса	сухого	заполненного водой	
ОВ-140М	2,45	0,29	—	4 206	1 170	4,01	5,85	4 100 [1]
ОВ-150-3А	2,8	0,8	0,012	6 360	1 024	7,53	11,25	35 400
ОВ-700	2,45	0,49	0,032	7 285	1 524	19,3	30,0	25 900 [2]
ОДП-400-IV(V)	4,1	0,78	0,026	4 682	1 632	16	25	—
ОДП-600-I(II)	4,1	0,78	0,04	5 682	1 632	19	29,5	165 300
ОДП-600-III	4,1	0,78	0,032	5 682	1 632	19	29,3	—

[1] Для охладителя с трубками ∅ 19 × 1 из Л68.
[2] Для охладителя с трубками ∅ 19 × 1 из ЛО70-1.

раллельно с этим подогревателем с разделением потока нагреваемой воды (например, так установлен охладитель дренажа ПНД3 в схеме турбоустановки К-220-44). В ряде случаев через охладитель конденсата пропускают часть потока питательной воды, при этом другая часть байпасируется через перепускную диафрагму, сопротивление которой рассчитывается по необходимому расходу.

Охладители конденсата типа ОВ применяются в тепловых схемах турбоустановок мощностью 500—800 МВт и представляют собой водо-водяные теплообменники вертикального исполнения с U-образными, как правило, стальными трубками 22 × 2 мм (изготовитель — СЗЭМ); схема движения теплоносителей — противоточная (рис. 3.65).

Аппараты ОДП-400 и ОДП-600 (см. табл. 3.19), изготовляемые ПО «Красный котельщик», горизонтальные, жесткотрубные, двухходовые по основному конденсату и четырехходовые по дренажу. Трубные пучки набираются из прямых нержавеющих труб 16 × 1 мм. Трубные доски (основной и поворотной водяных камер) привариваются к корпусу. Корпус, фланцы, трубные доски и днища изготавливаются из нержавеющей стали или из углеродистой стали с нержавеющей плакировкой.

Подогреватели высокого давления для регенеративного подогрева питательной воды на электростанциях (табл. 3.20) выпускаются ПО «Красный котельщик» (ТКЗ).

Система регенерации высокого давления выполняется как однопоточной — с нагревом воды в одной группе последовательно расположенных подогревателей, так и многопоточной — с нагревом воды в двух (редко — трех) параллельных группах ПВД. Рабочее давление воды в трубных системах определяется полным давлением питательных насосов. В соответствии с ОСТ [24] для ТЭС максимальное рабочее давление пара в ПВД 7,0, питательной воды 38,0 МПа, для АЭС соответственно 2,8 и 9,7 МПа [23].

Теплообменная поверхность ПВД заключается в один корпус и разделяется на зоны охлаждения пара (с температурой стенки выше температуры насыщения — зона ОП), конденсации греющего пара (КП), охлаждения конденсата греющего пара (ОК).

Зона ОК включается перед зоной КП по всему потоку питательной воды или с применением байпасирования части потока через перепускную диафрагму.

В настоящее время получили распространение четыре различные схемы включения зоны ОП по нагреваемой воде [32]:

1) схема включения зоны ОП какого-либо подогревателя параллельно по питательной воде всем или части последующих по ходу воды подогревателей — схема Ри-

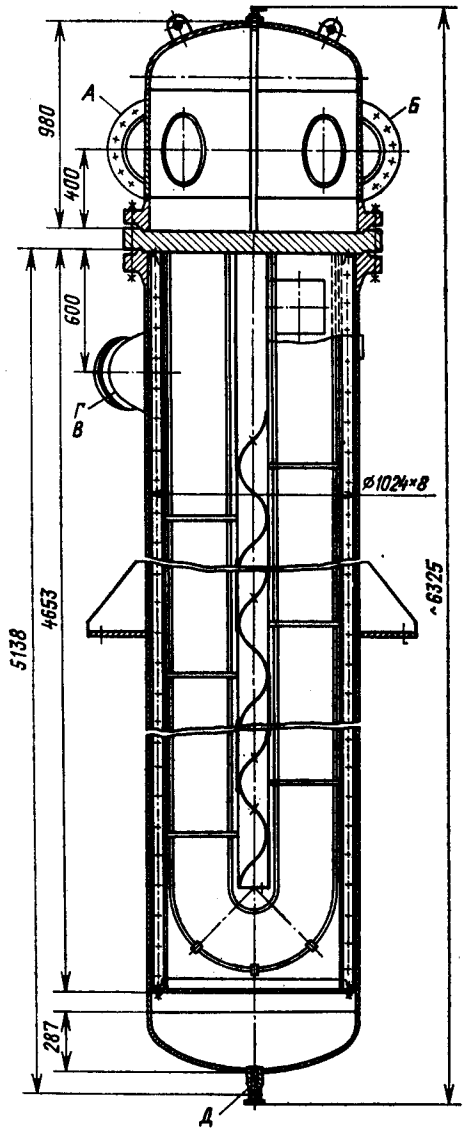


Рис. 3.65. Охладитель дренажа ОВ-150-3А:
А, *Б* — вход и выход нагреваемого конденсата; *В*, *Г* — вход и выход охлаждаемого дренажа; *Д* — дренирование охладителя

кара — Некольного — Дацковского (турбоустановки К-500-166, К-500-240-4);

2) схема с концевой зоной ОП (схема Виолен — Хюльз), в которой греющий пар данного подогревателя (часто обогреваемого паром из отбора, первого после промежуточного перегрева) охлаждается питательной водой после всех ПВД (турбоустановки К-210-130-6, Т-180/210-130-1, Т-180/215-130-2);

Таблица 3.20. **Подогреватели высокого давления (ПВД)**

Типоразмер	Площадь поверхности теплообмена, м²			Номинальный расход воды, кг/с	Расчетный тепловой поток, МВт	Максимальная температура пара, °С	Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, МПа	Габаритные размеры мм		Масса подогревателя, т		Оптовая цена, руб. [31]
	полная	зоны ОП	зоны ОК					Высота	Диаметр корпуса	сухого	полностью заполненного водой	
ПВ-425-230-13	425	42,0	63,0	138,8	10,4	450	0,25	7 390	1 732	26,5	40,2	22 500
ПВ-425-230-25	425	42,0	63,0	152,8	13,0	530	0,25	6 543	1 740	28,3	42,0	24 000
ПВ-425-230-37	425	42,0	63,0	152,8	9,8	500	0,25	7 390	1 760	32,1	45,7	24 850
ПВ-475-230-50	477	83,0	41,5	166,7	14,5	416	0,42	8 000	1 772	38,1	53,5	28 200
ПВ-550-240-17	553	—	—	95,5	—	461	0,106	8 500	1 732	32,0	48,0	—
ПВ-550-240-35	553	—	—	90,0	—	357	0,098	8 500	1 760	37,8	53,8	—
ПВ-775-265-13	775	82,5	92,8	194,4	14,4	449	0,25	9 300	2 244	56,7	85,6	45 800
ПВ-775-265-31	775	72,4	92,8	194,4	23,8	341	0,24	9 300	2 260	54,8	83,6	47 750
ПВ-775-265-45	775	82,5	41,4	194,4	15,3	392	0,24	9 300	2 290	63,5	93,5	49 600
ПВ-760-230-14	760	84,5	95,0	236,1	21,0	500	0,15	8 800	2 280	60,7	88,3	52 050
ПВ-800-230-21	800	84,5	63,4	236,1	20,6	500	0,11	8 800	2 280	68,4	90,3	53 050
ПВ-800-230-32	800	84,5	31,7	236,1	16,4	475	0,12	8 800	2 280	62,7	90,0	53 000
ПВ-850-285-12	908	104,0	65,0	215	11,5	394	0,41	8 910	2 480	79,2	108,4	—
ПВ-850-285-18	908	117,0	104,0	215	10,8	447	0,48	8 910	2 480	79,0	108,3	—
ПВ-900-380-18	992	101,0	152,0	263,9	20,1	475	0,14	8 860	2 464	71,0	101,3	55 000
ПВ-900-380-66	980	101,0	75,0	263,9	19,1	390	0,14	8 860	2 520	88,3	119,0	63 800
ПВ-1100-285-38	1 104	142,0	80,0	215	28,9	350	0,46	8 980	2 690	94,6	131,4	—
ПВ-1200-380-43	1 203	125,0	188,0	263,9	34,7	335	0,18	8 860	2 680	92,1	127,1	69 500
ПВ-1250-380-21	1 300	124,7	187,0	286,1	31,0	424	0,10	9 830	2 664	100,3	139,9	—
ПВ-1550-380-70	1 558	152,0	152,0	286,1	30,8	363	0,11	10 000	2 960	159,3	222,3	—
ПВ-1600-380-17	1 560	92,5	222,0	386,1	18,0	441	0,24	10 470	2 860	125,2	173,0	116 200
ПВ-1600-380-66	1 650	111,0	92,5	386,1	36,1	350	0,24	10 470	2 940	153,1	201,3	127 800
ПВ-1700-380-51	1 678	134,0	201,0	286,1	52,5	308	0,24	9 400	3 112	140,4	188,9	—
ПВ-2000-380-40	2 135	87,0	185,0	386,1	36,1	290	0,24	10 470	3 110	141,7	199,0	135 100
ПВ-2100-380-17	2 100	314,0	261,0	473,6	38,7	432	0,4	10 650	3 272	153,7	221,0	152 900
ПВ-1900-380-44	1 898	202,0	261,0	451,4	—	304	0,46	9 715	3 312	160,7	243,7	156 000
ПВ-1900-380-61	2 100	314,0	139,2	417,8	37,8	347	0,33	10 650	3 360	204,9	272,4	167 000
ПВ-2500-380-17	2 505	235,0	250,0	508	49,5	450	0,32	13 750	3 272	200,5	293,0	—
ПВ-2500-380-37	2 531	141,0	270,0	508	68,4	295	0,25	13 750	3 310	228,2	319,2	—
ПВ-2500-380-61	2 579	188,0	121,0	508	59,2	355	0,25	13 750	3 360	280,0	371,3	—
ПВ-1600-92-15-2А	1 548	—	332,0	405,6	32,5	188,6	0,2	10 600	2 672	93,0	138,0	93 300
ПВ-1600-92-20-2А	1 548	—	332,0	405,6	26,4	207,9	0,2	10 600	2 672	92,8	137,9	93 200
ПВ-1600-92-30-2А	1 548	—	332,0	405,6	26,8	227,3	0,2	10 600	2 672	92,7	137,7	92 350
ПВ-2500-97-10А	2 500	—	364,0	908	161	184,7	0,2	14 090	3 272	159,7	254,7	172 600
ПВ-2500-97-18А	2 500	—	364,0	908	182	216,0	0,2	14 090	3 272	159,7	254,6	173 100
ПВ-2500-97-28А	2 500	—	364,0	908	204	230,9	0,2	14 090	3 300	175,6	270,6	174 000

Примечание. Цифры в типоразмере обозначают: первая — суммарная площадь поверхности, м²; вторая и третья — рабочее давление, кгс/см², соответственно воды в трубной системе и пара в корпусе; буква А означает, что данный ПВД применяется на АЭС.

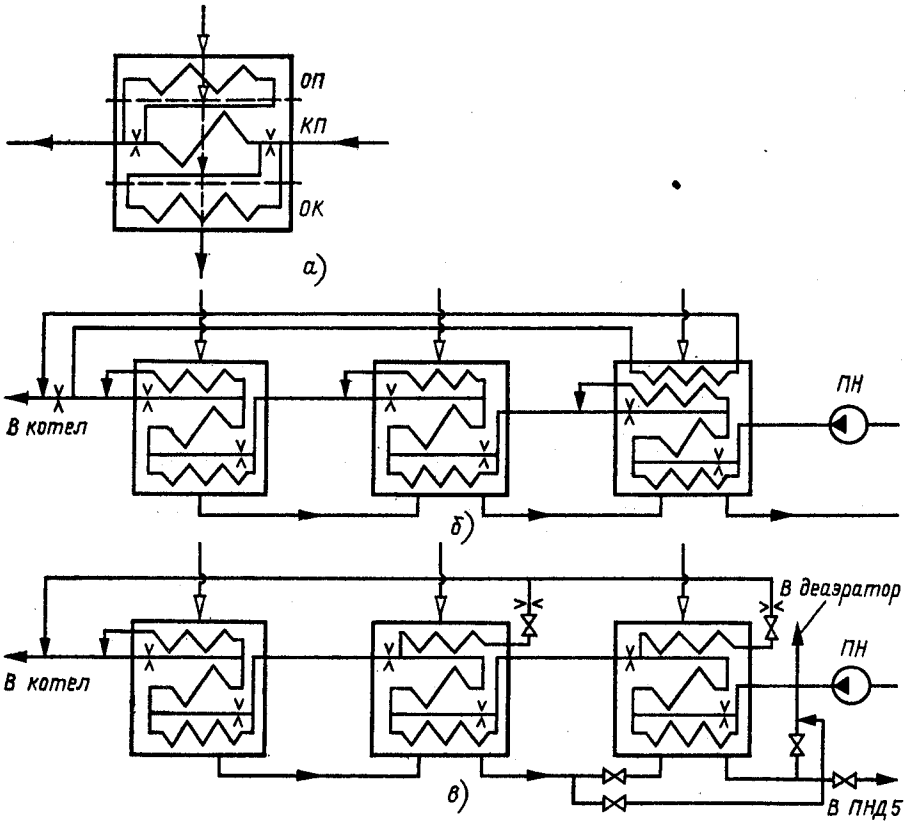


Рис. 3.66. Схемы включения ПВД:

а — схема подогревателя с неполным расходом питательной воды через зоны ОП и ОК; *б* — одна из двух одинаковых групп ПВД турбоустановки К-800-240-4 (у первого по ходу питательной воды ПВД имеется дополнительный пароохладитель); *в* — ПВД турбоустановки К-500-240-2

3) последовательная схема включения по питательной воде всех зон — ОК, КП и ОП. Эта схема получила наиболее широкое распространение в нашей стране и за рубежом, хотя по тепловой экономичности она уступает предыдущим;

4) комбинированная схема, в которой часть зоны ОП охлаждается потоком воды, отбираемым за группой ПВД, другая часть получает воду после зоны КП этого ПВД (турбоустановка К-800-240-5). Примеры схем включения ПВД даны на рис. 3.66.

Конструктивно все ПВД (за исключением подогревателей для К-500-60/1500) представляют собой вертикальный аппарат сварной конструкции и с теплообменной поверхностью, набранной из свитых в плоские спирали гладких труб наружным диаметром 32 мм и толщиной стенки 4 мм (в случае давления в трубной системе 37,3 МПа — 32 × 5 мм), присоединенных к вертикальным раздающим (две или три) и собирающим (две или три) коллекторным трубам. Соединение коллекторных труб с подводящим и отводящим питательную воду патрубками осуществляется в нижней части подогревателя с помощью специальных развилок и тройников.

Для организации движения пара и отвода образующегося конденсата между спиральными трубными элементами установлены горизонтальные перегородки (через 8—12 рядов плоскостей навивки спиралей). Спиральные элементы зон ОП и ОК располагаются в специальных кожухах.

Все элементы трубной системы изготовлены из стали 20. Элементы корпуса выполняются из углеродистой стали 20К или низколегированной 0972С(М); некоторые элементы входа греющего пара при повышенной его температуре изготовляются из стали 12Х1МФ. Конструктивные особенности выполнения ПВД видны на рис. 3.67 и 3.68.

Подогреватели типа ПВ-2000-120 для К-500-60/1500 (Нововоронежская АЭС) — кожухотрубные аппараты горизонтального

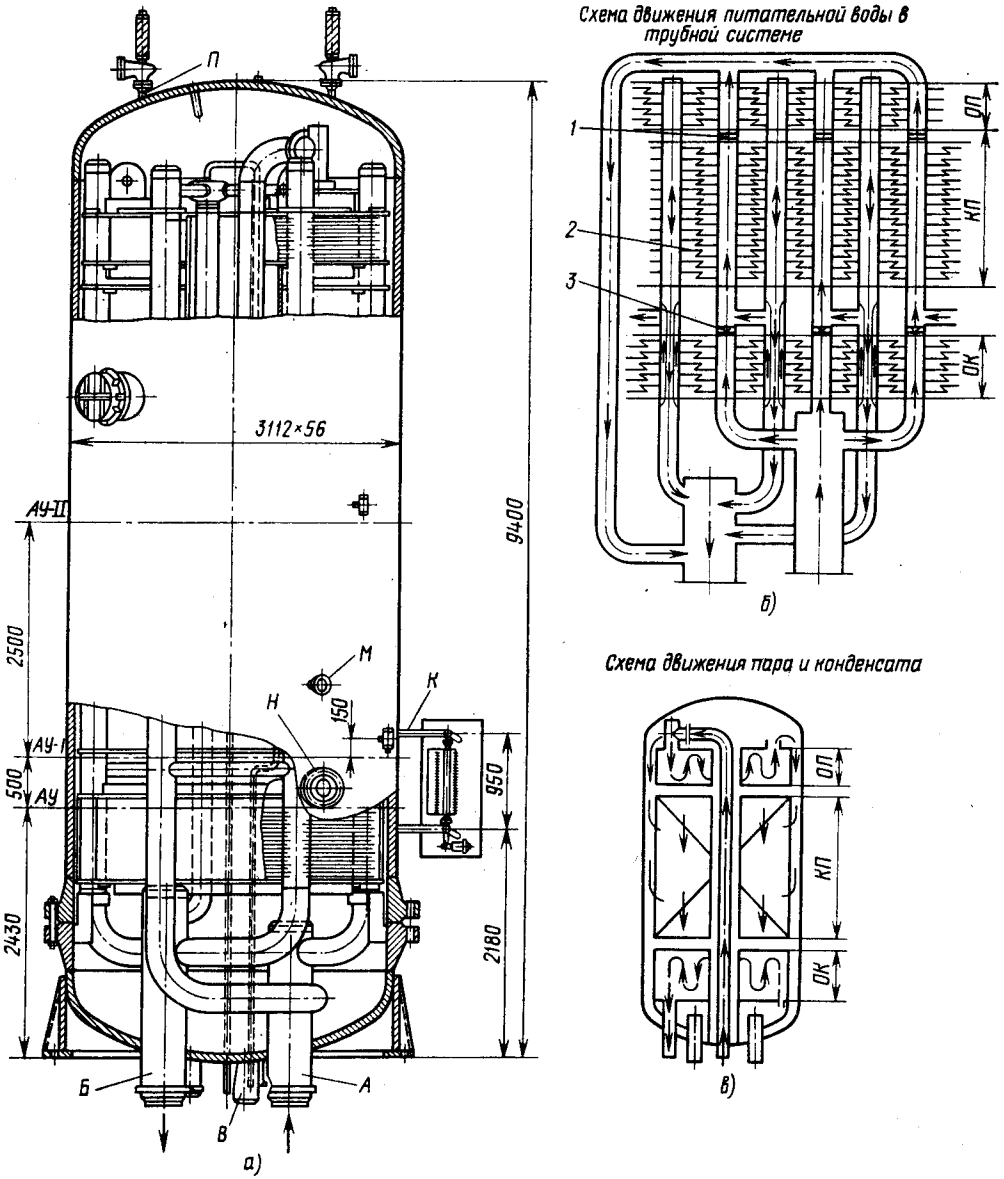


Рис. 3.67. Подогреватель высокого давления ПВ-1700-380-51:

а — общий вид; *б* — схема движения воды в трубной системе; *в* — схема движения пара и конденсата; *1* — диафрагма; *2* — спиральный змеевик; *3* — дроссельная шайба; *А* — вход питательной воды; *Б* — выход питательной воды; *В* — вход греющего пара; *К* — к водоуказательному прибору; *М* — вход конденсата из ПВД высшей ступени; *Н* — вход воздуха из ПВД высшей ступени; *П* — к предохранительным клапанам

типа из нержавеющей стали (корпус, распределительная камера, каркас трубной системы — из стали марки 12Х18Н10Т; трубная доска, U-образные трубки 16 × 1,4 мм — из стали 08Х18Н10Т).

В настоящее время ведутся работы, цель которых — применение сталей перлитного и ферритного классов при изготовлении подогревателей для АЭС. Рекомендации по расчету поверхностных регенеративных подогревателей даны в [32].

Для поддержания эффективности теплоотдачи со стороны греющего пара необходимо удалять из подогревателей не-

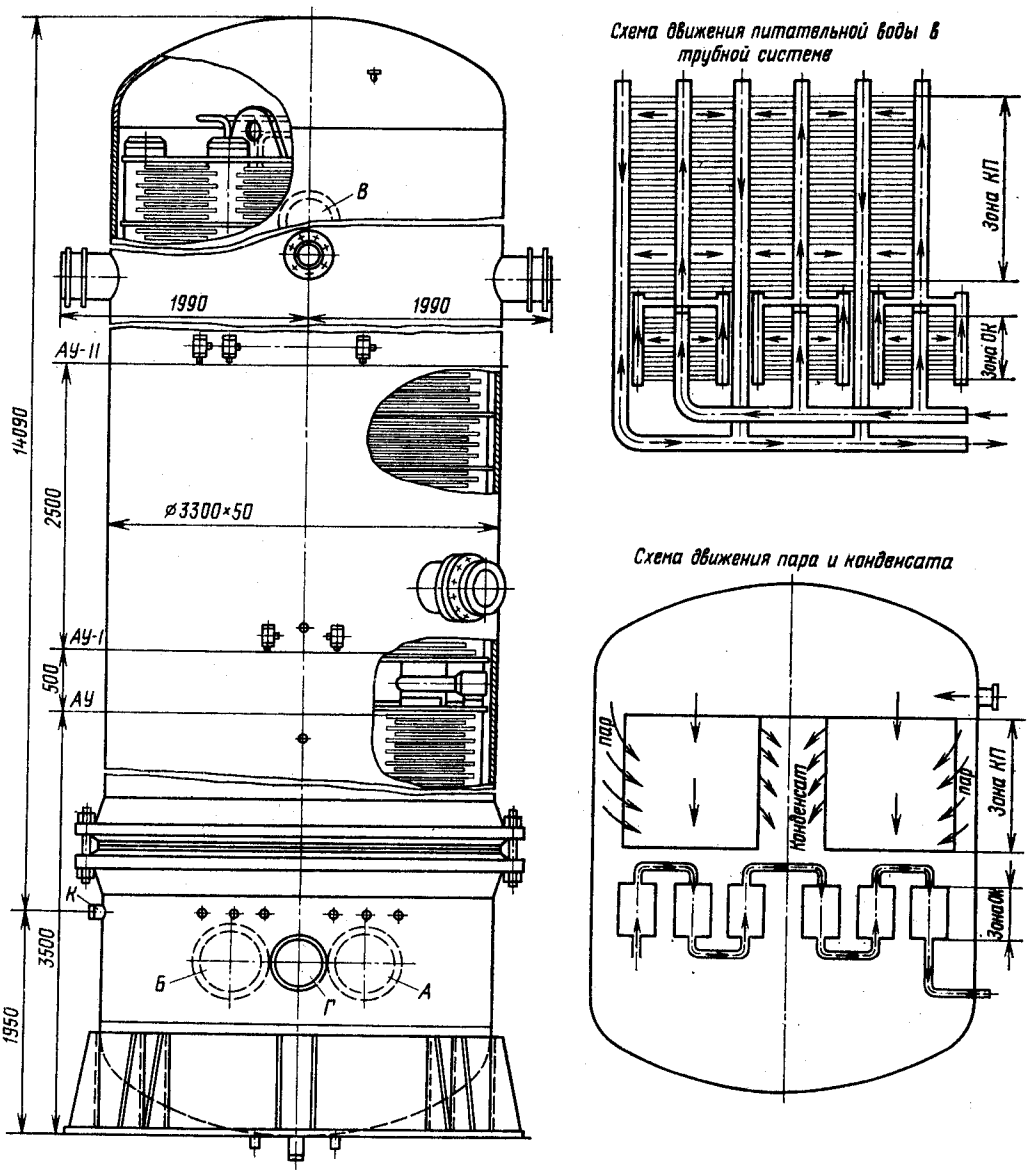


Рис. 3.68. Подогреватель высокого давления ПВ-2500-97-28А:
А, Б — вход и выход питательной воды; *В* — вход греющего пара; *Г* — отвод конденсата

конденсирующиеся газы. Отвод последних вместе с частью пара осуществляется, как правило, каскадно. Для этого все подогреватели регенеративной системы, включая сальниковые и сетевые подогреватели, снабжены специальными патрубками или устройствами для отвода паровоздушной смеси и для ее приема из подогревателя с большим давлением. В турбоустановках одноконтурных АЭС во избежание накопления гремучей смеси и предотвращения взрывоопасных ее концентраций отсос смеси осуществляется из каждого ПНД непосредственно в конденсатор.

3.9.2. ДЕАЭРАТОРЫ ТЕРМИЧЕСКИЕ

В настоящее время на электростанциях для удаления из питательной воды кислорода, углекислого и некоторых других газов применяются термические деаэраторы.

Таблица 3.21. Показатели работы деаэраторов

Тип деаэратора	Концентрация кислорода		Концентрация свободного диоксида углерода		
	начальная, мг/кг	остаточная, мкг/кг	начальная, мг/кг	при бикарбонатной щелочности, мг-экв/кг	остаточная, мг/кг
ДВ, ДА, ДП	—	—	20	< 0,7	Отсутствует
ДА, ДП	Состояние насыщения	50	10	0,4—0,7	Отсутствует
ДВ		50	10	0,4—0,7	0,5
ДА, ДП	Состояние насыщения	20	5	0,2—0,4	Отсутствует
ДП	1	10	1	0,2	0,5

Примечание. Остаточное содержание свободного диоксида углерода в питательной воде за деаэратором при необходимости должно связываться химическим способом.

В них вода подогревается паром до температуры насыщения.

В соответствии с ГОСТ 16860-77 термические деаэраторы изготовляются *повышенного давления* (тип ДП), *атмосферные* (тип ДА; рабочее давление 0,12 МПа) и *вакуумные* (тип ДВ; рабочее давление 7,5—50 кПа). Номинальная производительность деаэратора — это расход воды, состоящий из суммы исходных потоков, подлежащих деаэрации и сконденсировавшегося пара. Требования к остаточной кон-

Таблица 3.22. Деаэраторы повышенного давления

Характеристика	Типоразмеры колонок						
	ДП-225	ДП-500	ДП-1000	ДП-1600-2	ДП-2000	ДП-2600	ДП-2800
Номинальная производительность, кг/с	62,5	138,9	277,8	444,4	555,6	722,2	777,7
Рабочее давление, МПа (кгс/см^2)	0,59 (6)	0,59 (6); 0,69 (7)	0,69 (7)	0,69 (7)	0,69 (7)	1,18 (12)	0,74 (7,5)
Давление, допустимое при работе предохранительных клапанов, МПа	0,725	0,85	0,85	0,85	0,85	1,475	0,95
Пробное гидравлическое давление, МПа	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,05
Рабочая температура, °С	158	158; 164,2	164,2	164,2	164,2	187,1	167
Диаметр колонки, мм	1 820	2 032	2 432	3 442	3 400	3 451	3 400
Высота колонки, мм	3 870	3 150	4 000	7 525	5 066	7 536	7 166
Масса колонки, кг	3 285	4 400	7 100	19 750	12 754	26 000	18 850
Масса колонки, заполненной водой, кг	11 311	—	26 000	77 750	44 500	88 000	67 200
Геометрическая вместимость колонки, м^3	8,0	8,5	17,0	58,0	32,0	62,0	49,0
Полезная вместимость аккумуляторного бака, м^3	65	65; 100; 120	100; 120	120; 185	150; 185	120	185
Оптовая цена, руб.	5 960	7 360	11 690	—	—	40 500	—

Примечания: 1. Цифра в типоразмере означает номинальную производительность колонки, т/ч.
2. Деаэрационные колонки ДП-225, ДП-500, ДП-1000 комплектуются охладителями выпара ОВП-18 (для ДП-1000—2 шт.); для остальных типоразмеров охладители выпара выбираются проектной организацией.

центрации кислорода и свободного диоксида углерода в деаэрированной воде отражены в табл. 3.21.

Вакуумные деаэраторы применяются в водоподготовительных установках на электростанциях и для дегазации подпиточной воды систем теплоснабжения на ТЭЦ и в котельных, главным образом — водогрейных.

Деаэраторы атмосферного давления применяются для дегазации питательной воды в котельных с паровыми котлами и на ТЭЦ среднего давления (3,4 МПа), для дегазации подпиточной воды тепловой сети, в качестве первой ступени деаэрации конденсата, возвращаемого с производства, и подпиточной воды основного контура, причем для подпитки — только при отсутствии деаэрационного устройства в конденсаторах турбин или в случае, когда количество подводимой в конденсатор химически обработанной или обессоленной воды ограничивается условиями его нормальной работы. В деаэраторах типа ДА средний подогрев воды равен 10—40 °С, температура деаэрированной воды 104,25 °С, номинальная производительность 1,4—83 кг/с (5—300 т/ч).

В схемах турбоустановок блочных конденсационных электростанций обычно применяют деаэраторы повышенного давления (табл. 3.22); изготовитель — ПО «Сибэнергомаш» (БКЗ, г. Барнаул).

Пример принципиальной схемы деаэрационной колонки с барботажным устройством в нижней части и с струйным отсеком в верхней показан на рис. 3.69. Для колонки ДП-2000 наиболее существенное отличие заключается в том, что барботажный лист разбит на три кольцевые перфорированные зоны, ограниченные снизу разновысокими кольцевыми перегородками (рис. 3.70), что расширяет диапазон работы деаэратора. При минимальной нагрузке работает только одна внутренняя зона, при максимальной нагрузке — все три зоны и избыток пара перепускается через окна, расположенные по краям барботажного листа, в основной отсек колонки.

На электростанциях, как правило, реализуются схемы с деаэраторами *постоянного давления*, что позволяет исключить вскипание воды перед питательными насосами в случае резкого и значительного снижения нагрузки турбины. Предусматривается при этом возможность подключения деаэратора к нескольким (чаще всего — двум) отборам турбины, а также его питание резервным паром.

Применяются две основные схемы питания паром деаэраторов:

1) деаэратор является самостоятельной ступенью регенеративного подогрева питательной воды и подключается к отдельному отбору турбины (К-300-240-3,

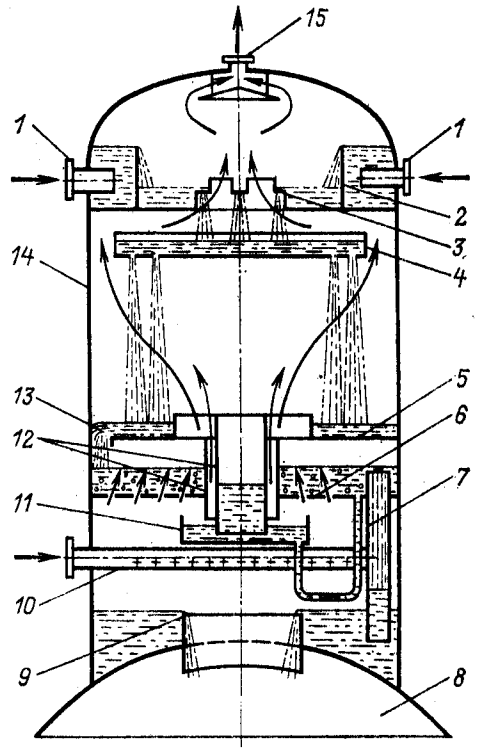


Рис. 3.69. Принципиальная схема двухступенчатой струйно-барботажной деаэрации (колонка ДП-500):

1 — подвод воды; *2* — смесительно-распределительное устройство; *3* — горловина смесительного устройства; *4* — перфорированная тарелка; *5* — перепускной лист; *6* — перфорированный лист барботажного устройства; *7* — сливные трубы; *8* — бак-аккумулятор; *9* — горловина бака; *10* — коллектор подвода пара; *11* — поддон; *12* — паропереспускные трубы (наружная и внутренняя); *13* — сегментное отверстие; *14* — корпус колонки; *15* — отвод выпара

К-500-240-4, К-800-240-5, К-1000-60/3000, К-1200-240, Т-250/300-240-3);

2) деаэратор является предвключенной ступенью регенеративного подогрева и питается паром из того же отбора, что и первый ПВД (турбоустановки, приведенные в табл. 3.15, кроме упомянутых в п. 1, К-500/65-3000 и типа Р).

Недостатками схем с деаэраторами постоянного давления являются необходимость дросселирования пара отбора (в наибольшей степени при работе на номинальной нагрузке), необходимость переключения деаэратора на отборы более высокого давления при снижении нагрузки турбины вплоть до его питания паром от постороннего источники. Эти недостатки могут быть устранены, если применить режим работы деаэратора на *скользящем давлении*, который находит применение в ряде зарубежных и отечественных энергоблоков [12].

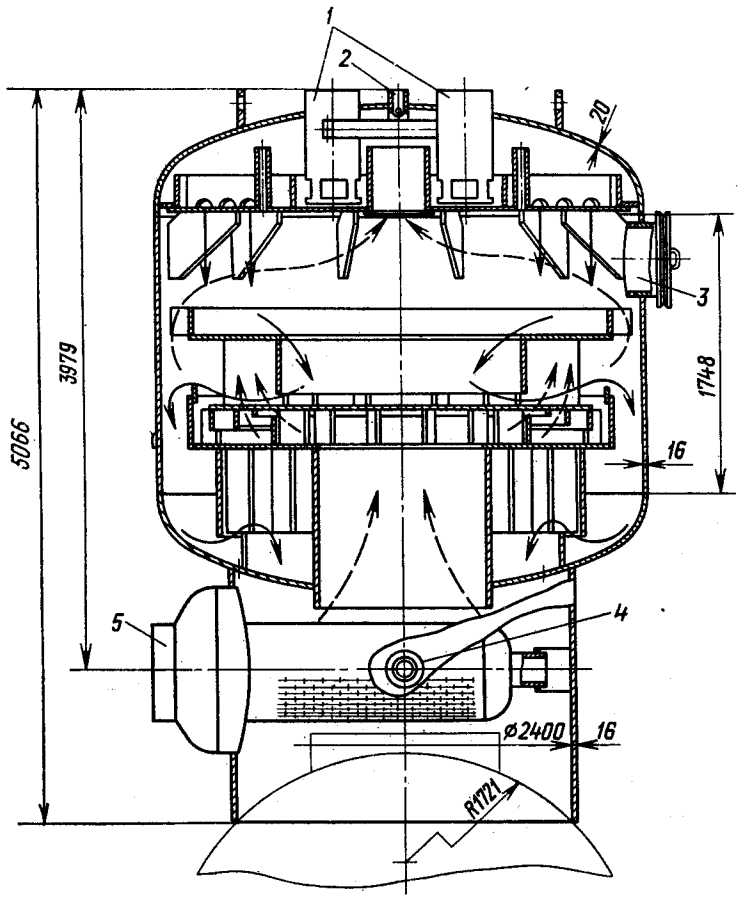


Рис. 3.70. Деаэрационная колонка ДП-2000:

1 — вход основного конденсата турбины; *2* — выпар; *3* — люк; *4* — подача пара от штоков клапанов; *5* — вход греющего пара; штриховыми стрелками показано движение пара, сплошными — воды

В случае подключения деаэратора в качестве самостоятельной ступени регенеративного подогрева переход на скользящее давление дает больший эффект по тепловой экономичности, чем введение дополнительной ступени регенерации.

Деаэрационные колонки устанавливают непосредственно на деаэраторных баках, обеспечивающих необходимый запас воды и надежную работу питательных насосов. По нормам технологического проектирования электростанций [21, 22] запас воды в баках основных деаэраторов блочных установок должен обеспечивать работу питательных насосов в течение не менее 3,5 мин на ТЭС и не менее 3 мин на АЭС. На последних запас воды содержится также в специальных баках холодного конденсата (3×500 м³ для АЭС с ВВЭР-440; 3×1000 м³ для АЭС с ВВЭР-1000), из которых она может подаваться насосами, что обеспечивает нормальную подпитку блоков. Для неблочных установок запас воды в деаэраторных баках устанавливается из расчета обеспечения номинальной паропроизводительности котлов в течение 7 мин.

Некоторые характеристики деаэраторных баков приведены в табл. 3.23; наружный диаметр баков 3442 мм (для бака с колонкой ДП-2600—3456 мм); толщина стенки 16 мм. Все детали колонок и баков изготовляются из углеродистой стали, за исключением дырчатых листов, изготавливаемых из стали 08Х18Н10Т.

Деаэраторы, как правило, комплектуются *охладителями выпара* — кожухотрубчатыми теплообменниками, предназначенными для конденсации максимально возможного количества пара из отводимой от деаэратора парогазовой смеси и утилизации теплоты этого пара. Тип охладите-

Таблица 3.23. **Деаэраторные баки**

Характеристика	Типоразмер бака			
	БД-65-1	БД-100-1 (2)	БД-120-1	БД-120-2А
Тип колонки	ДП-225; ДП-500	ДП-1000 (ДП-500)	ДП-500	ДП-1000
Геометрическая вместимость, м³	78	113 (118)	150	150
Максимальная длина, мм	9 100	13 500	17 000	17 000
Масса, т	16,95	23,95 (23,9)	28,6 (28,75)	29,8
Оптовая цена, руб.	8 320	10 200	—	11 240

Характеристика	Типоразмер бака				
	БД-185-2А	БД-150-1	БД-185-1	БД-120-1	БД-185-1
Тип колонки	ДП-1600	ДП-2000	ДП-2000	ДП-2600	ДП-2800
Геометрическая вместимость, м³	208	176,4	217,6	150	217,6
Максимальная длина, мм	23 415	20 120	24 270	17 340	24 270
Масса, т	39,74	34,1	39,9	46,3	40,8
Оптовая цена, руб.	—	—	—	26 860	—

Примечание. 1. Цифры в типоразмере означают: первая — полезная вместимость бака, м³; вторая — количество колонок, устанавливаемых на баке.

2. Если бак с одной и той же вместимостью выпускается в двух типоразмерах (для одной и двух колонок), то характеристики последнего даны в скобках.

лей для деаэраторов атмосферного давления — ОВА (горизонтальный теплообменник с U-образными трубками), для деаэраторов повышенного давления — ОВП-18 (рис. 3.71) и ОВП-28. Их характеристики соответственно: площадь поверхности 18 и 28 м²; рабочее давление в корпусе 0,7 МПа, в трубной системе 1,0 и 0,9 МПа; рабочая температура пара 172 и 164 °С; масса 1,07 и 1,86 т; изготовитель — БКЗ. В качестве охлаждающей воды в охладителях выпара повышенного давления используют основной конденсат или добавочную воду после деаэраторов атмосферного давления. Для изготовления трубных систем применяют коррозионностойкую сталь, латунь ЛО70—1 или сплав МНЖ-5-1 [38].

На ряде турбоустановок пар от деаэратора вместе с неконденсирующими газами (выпаром) отводится к эжекторам, в которых используется в качестве рабочего тела. Такое решение является рациональным, так как при некотором увеличении требуемой производительности эжекторов позволяет отказаться от применения одного из теплообменников — охладителя выпара.

Кроме дегазации питательной воды при всех эксплуатационных режимах турбины и обеспечения запаса воды деаэратор в тепловой схеме турбоустановки обеспечивает прием таких потоков, как дренажи ПВД, рециркуляция питательных насосов, отсос пара от штоков клапанов и др.; из деаэратора, как указано выше, нередко отбирается пар на уплотнения, на эжекторы. В то же время *бездеаэраторная тепловая схема* является более экономичной: уменьшаются капитальные (в связи с ликвидацией деаэраторной установки, бустерных насосов, части трубопроводов и арматуры, некоторых помещений здания электростанции) и эксплуатационные (обслуживание, ремонт) затраты; повышается тепловая экономичность установки (ликвидируются потери при дросселировании отборного пара, с выпаром деаэратора, уменьшаются затраты энергии на собственные нужды). Целесообразность бездеаэраторной схемы обусловливается также совершенствованием конструкции конденсаторов турбин и повышением их деаэрирующей способности, применением смешивающих ПНД, внедрением водного режима с дозированным вводом в основной конденсат кислорода и т. д. Первая в нашей стране бездеаэраторная схема была выполнена по проекту ВТИ в 1981 г. В настоящее время бездеаэраторная тепловая схема рекомендована НТС Минэнерго СССР для внедрения на энергоблоках 300 и 800 МВт с турбинами ПОТ ЛМЗ [47].

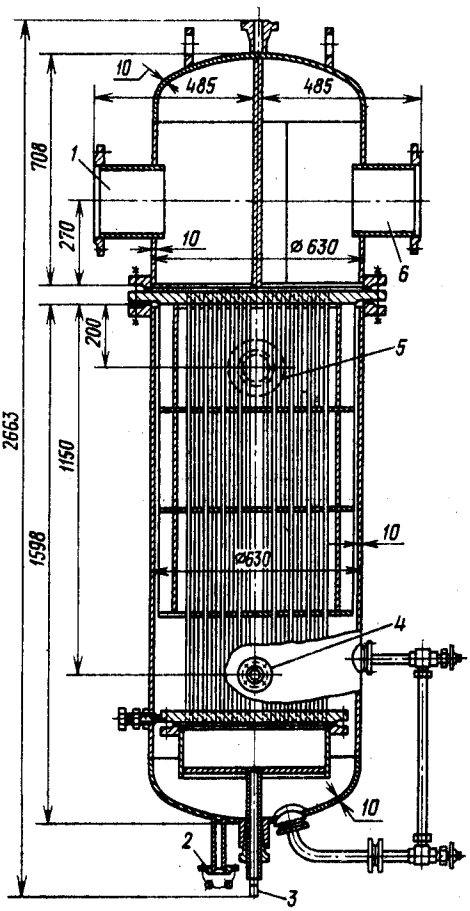


Рис. 3.71. Охладитель выпара ОВП-18:
1 — вход охлаждающей воды; *2* — слив конденсата; *3* — слив воды; *4* — отвод газов; *5* — подвод греющего пара; *6* — выход охлаждающей воды

3.9.3. ИСПАРИТЕЛИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Испарители *поверхностного типа* применяются в отечественных энергоустановках чаще всего для получения вторичного пара из химически отработанной воды. Этот пар либо отпускается внешним потребителям (при этом сохраняется в цикле станции конденсат греющего пара, отбираемого из турбины), либо конденсируется основным конденсатом турбины и в виде дистиллята вводится в цикл станции для восполнения потерь рабочего тела.

В последние годы расширяется применение испарителей в технологических схемах переработки сбросных вод в соответствии с требованиями Закона об охране окружающей среды. С этой же точки зрения схемы термического обессоливания воды на электростанциях имеют определенные преимущества перед другими применяемыми в настоящее время методами (см. § 7.4).

Наибольшее распространение в установках термического обессоливания воды на ТЭС получили испарители с *кипением в греющей секции*, которые изготовляет ПО «Красный котельщик» (табл. 3.24).

В соответствии с ГОСТ 10731-85 испарители выпускаются в вертикальном исполнении с сепарирующими и одно- или двухступенчатыми паропромывочными устройствами (в зависимости от требуемого качества вторичного пара). Первая цифра в типоразмере испарителя указывает площадь теплообменной поверхности, м^2. Модификации испарителей: с одноступенчатым паропромывочным устройством (цифра 1 в типоразмере), с двухступенчатым (2), для одноступенчатой испарительной установки (буква О), для многоступенчатой (М), на повышенные давления первичного и вторичного пара (П).

Для восполнения внутристанционных потерь рабочего тела в циклах энергоустановок используются испарители всех пяти приведенных в табл. 3.24 типоразмеров (И-120, И-250 и т. д.); для выработки пара, отпускаемого внешним потребителям, — четырех типоразмеров (тех же, кроме И-350).

Испаритель — вертикальный цилиндрический аппарат сварной конструкции. Основными узлами испарителя (рис. 3.72) являются корпус (изготовляется из стали ВСт3пс), греющая секция (материал труб — как правило, сталь 20), паропромывочные устройства, водораспределительные устройства (для подачи воды, питающей испаритель), жалюзийный сепаратор, погружной дырчатый щит (только в аппаратах И-600 и И-1000). Материалом последних узлов является коррозионно-стойкая сталь 12Х13. Трубки греющей секции развальцованы в трубных досках, при этом концы труб приварены.

Кроме того, находят применение испарители с *вынесенной зоной кипения* (в греющей секции этих испарителей вода лишь нагревается до температуры, близкой к температуре насыщения, а испарение осуществляется в слоях, расположенных над ней), а также испарители *мгновенного вскипания* (в них пар образуется при вскипании воды, предварительно нагретой до температуры, превышающей на несколько градусов температуру насыщения и соответветствующей давлению в камере парообразования, куда эта вода поступает).

При применении термического метода подготовки добавочной воды на КЭС чаще

Таблица 3.24. **Испарители поверхностного типа**

Типоразмер	Площадь поверхности теплообмена (по внутреннему диаметру труб), м²	Трубы греющей секции (32×2,5 мм)		Давление, МПа		Разность температур насыщения первичного и вторичного пара, °С	Номинальная производительность по вторичному пару, кг/с	Максимальная производительность, кг/с, при давлении вторичного пара, МПа			Габаритные размеры, мм		Масса [1], кг	Оптовая цена [2], руб.
		Количество	Длина, мм	максимальное первичного и вторичного пара	пробное гидравлическое в корпусе			1,57	0,59	0,12	Высота	Внутренний диаметр и толщина стенки корпуса		
И-120-1(2)	120	902	1 590	0,59	0,78	13—20	1,7—2,5	—	—	—	9 926	2 000×16	15 985	13 100
И-120-1(2)-О				0,59	0,78	13—20	1,7—2,5	—	5,0	2,8			(15 725)	
И-120-1(2)-М				1,57	1,96	—	2,8—5	5,0	5,0	2,8				
И-120-(12)-ОП(МП)				1,57	1,96	См. сноску 3	2,8—5	5,0	5,0	2,8				
И-250-1(2)	250	1 736	1 625	0,59	0,78	12	3,1	—	—	—	10 645	2 804×20	29 774	22 050
И-250-1(2)-О				0,59	0,78	12	3,3—5	—	6,7	3,3			(29 356)	
И-250-1(2)-М				1,57	1,96	См. сноску 3	5—7,5	10	6,7	3,3				
И-250-1(2)-ОП(МП)				1,57	1,96	То же	5—7,5	10	6,7	3,3				
И-350	350	1 764	2 290	0,59	0,78	14	5,0	—	—	—	10 900	2 812×16	29 406	21 700
И-350-2-О														
И-350-2-М														
И-600-1(2)	600	1 764	3 590	0,59	0,78	8—15	5,0	—	—	—	12 600	2 804×20	44 456	28 750
И-600-1(2)-О				0,59	0,78	8—15	5,5—8,9	—	11,1	5,5			(44 045)	
И-600-1(2)-М				1,57	1,96	См. сноску 3	8,9—13,3	16,7	11,1	5,5				
И-600-1(2)-ОП (МП)				1,57	1,96	То же	8,9—13,3	16,7	11,1	5,5				
И-1000-1(2)	1 000	2 726	3 590	0,59	0,78	14	11,9—13,9	—	—	—	12 795	3 404×22	61 863	41 800
И-1000-1(2)-О				0,59	0,78	14	9,7—16,4	—	20,8	9,7			(61 428)	
И-1000-1(2)-М				—	—	См. сноску 3	16,4—23,3	27,8	20,8	9,7				
И-1000-1(2)-ОП(МП)				1,57	1,96	То же	16,4—23,3	27,8	20,8	9,7				

[1] Характеристики в скобках относятся к испарителям с одноступенчатой промывкой.
[2] При поставке испарителей, изготовляемых для АЭС по ОСТ 26-291-79, применяются доплаты к оптовым ценам в размере 1000 (для И-120), 1300 (И-250) 1400 (И-350), 1600 (И-600) и 2000 (для И-1000) рублей.
[3] Определяется режимом работы испарителя.

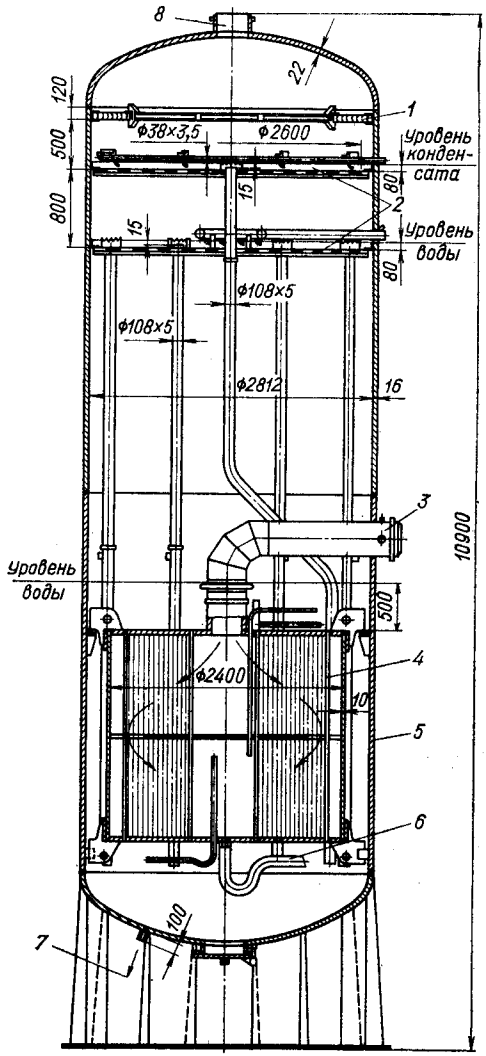


Рис. 3.72. Испаритель И-350-2:

1 — сепарирующее устройство; *2* — паропромывочное устройство; *3* — вход греющего пара; *4* — трубки греющей секции; *5* — корпус испарителя; *6* — выход конденсата греющего пара; *7* — продувка; *8* — выход вторичного пара

всего используют *одноступенчатые испарительные установки*, которые всегда включаются в систему регенеративного подогрева питательной воды. Пример включения двух испарительных установок в тепловую схему турбины К-210-130-6 ПОТ ЛМЗ дан на рис. 3.73, *а*.

На ТЭЦ испарительная установка может включаться в систему подогрева сетевой воды (например, в турбоустановке Т-100/120-130-3 ПО ТМЗ конденсаторы двух испарителей, включенных параллельно по греющему пару и воде, расположены между нижним и верхним сетевыми подогревателями). Кроме специальных конденсаторов (КИ) для конденсации вторичного пара испарителей могут использоваться и подогреватели системы регенеративного подогрева питательной воды.

Схема типичной *многоступенчатой испарительной установки* ТЭЦ приведена на рис. 3.73, *б*. Подробнее см. в [37].

В схемах турбоустановок одноконтурных АЭС (в частности, на блоках с РБМК) испарители применяются для получения относительно чистого, нерадиоактивного пара. Этот пар используется прежде всего для уплотнения вала турбины, штоков регулирующего и стопорного клапанов, в эжекторе уплотнений и пусковом, т. е. в тех элементах, из которых возможно попадание пара в производственные обслуживаемые помещения (см. рис. 3.1). Особенностью таких испарителей является применение материалов с высокой коррозионной стойкостью.

Испарительная установка в схеме АЭС с турбинами К-500-65/3000 состоит из двух аппаратов, включенных параллельно по первичному и вторичному пару (табл. 3.25). Для охлаждения конденсата греющего пара на некоторых АЭС применен охладитель дренажа испарителя (ОДИ) горизонтальной конструкции, включенный по основному конденсату перед первым ПНД. Трубы поверхности нагрева испарителя (Ø 32 × 2 мм, 1981 шт.) и охладителя дренажа (Ø 16 × 1 мм, 1004 шт.), а также трубные доски изготовлены из стали 08Х18Н10Т, корпус греющей секции — из стали 12Х18Н10Т, обечайка корпуса и днища испарителя — из стали 20К, обечайка корпуса и днища ОДИ — из стали 12Х18Н9Т. Аналогичные конструктивные характеристики имеют испаритель (И-1000-А, площадь поверхности 1000 м^2, производительность 20 кг/с, цена 440 тыс. руб.) и охладитель дренажа испарителя (ОДИ-70-А, площадь поверхности 70 м^2, цена 30,8 тыс. руб. [31]), предназначенные для турбоустановки К-750-65/3000.

К *вспомогательным пароводяным теплообменникам* относятся так называемые сальниковые подогреватели, которые используются в регенеративных системах турбоустановок в качестве охладителей пара из промежуточных камер уплотнений турбины и паровоздушной смеси из концевых камер. К первым относятся подогреватели ПС-250-30-0,5, ПС-250-8-0,5 ПО ТМЗ — горизонтальные, жесткотрубные (конструкция аналогична ПСГ; трубки 19 × 0,8 мм из 08Х18Н10Т) и ПС-300-33-0,25 ПО «Красный котельщик» — вертикальные с П-образными трубками 19 × 1 мм из ЛО70-1. Для охлаждения паровоздушной смеси, отсасываемой из уплотнений турбины, ПОТ

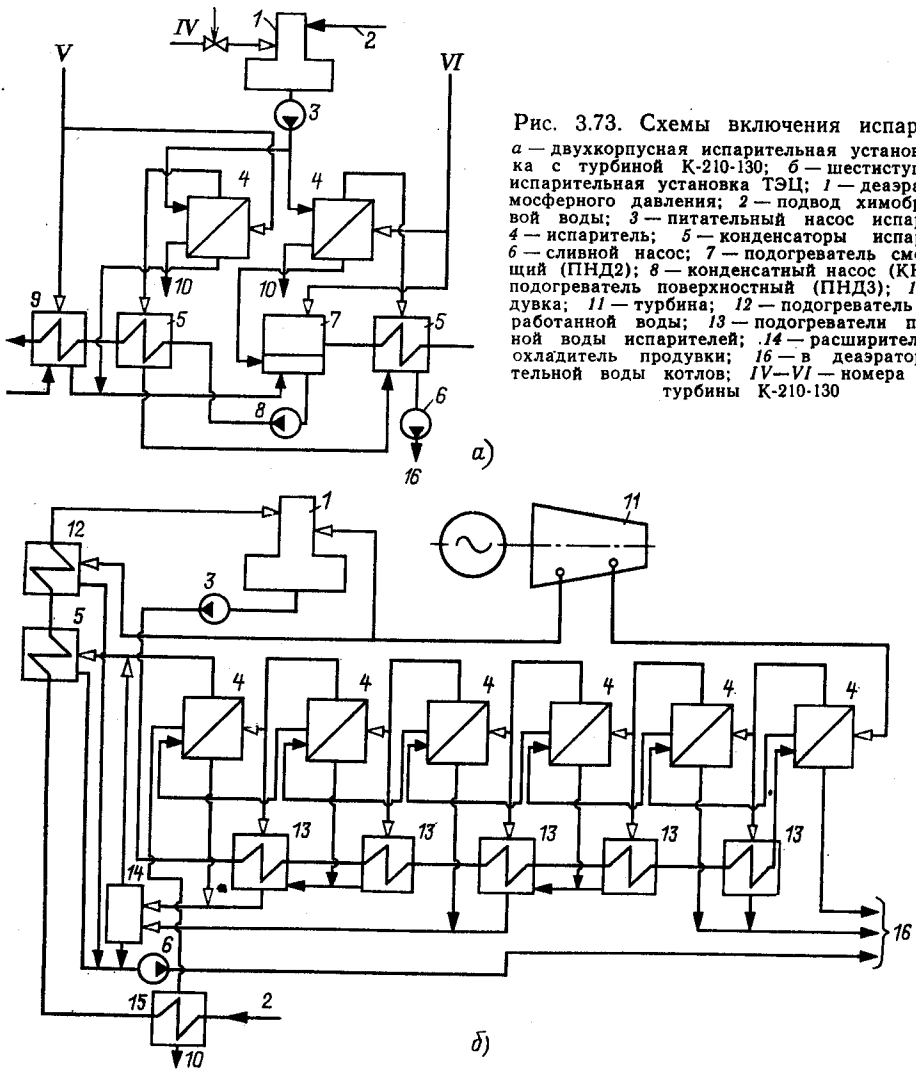


Рис. 3.73. Схемы включения испарителей:
а — двухкорпусная испарительная установка блока с турбиной К-210-130; *б* — шестиступенчатая испарительная установка ТЭЦ; *1* — деаэратор атмосферного давления; *2* — подвод химобработанной воды; *3* — питательный насос испарителей; *4* — испаритель; *5* — конденсаторы испарителей; *6* — сливной насос; *7* — подогреватель смешивающий (ПНД2); *8* — конденсатный насос (КН2); *9* — подогреватель поверхностный (ПНД3); *10* — продувка; *11* — турбина; *12* — подогреватель химобработанной воды; *13* — подогреватели питательной воды испарителей; *14* — расширитель; *15* — охладитель продувки; *16* — в деаэратор питательной воды котлов; *IV—VI* — номера отборов турбины К-210-130

ЛМЗ выпускает аппараты ПС-50-1, ПС-115, ПС-220-1 — вертикальные с U-образными трубками 19 × 1 мм из Л68 и ПС-100-2, ПС-100-3 — вертикальные с прямыми латунными трубками 16 × 0,75 мм [38]. Первая цифра во всех приведенных типоразмерах— площадь поверхности теплообмена, м^2. Часто охладители паровоздушной смеси изготовляются и поставляются вместе с эжекторами (с эжекторами уплотнений ПО «Турбоатом», ПО ТМЗ, со всеми паровыми эжекторами основных конденсаторов турбин; см. табл. 3.15). Сведения об эжекторах даны в разд. 5 данной книги.

Водо-водяные теплообменники, предназначенные для подогрева воды в химических цехах тепловых электростанций, изготовляются на массовые расходы нагреваемой воды 1,4—2,8; 5,6—11,1 кг/с Бийским котельным заводом и на расходы 22,2—66,7 и 111 кг/с ПО «Красный котельщик» [38].

Маслоохладители предназначены для охлаждения турбинного масла или специальных огнестойких жидкостей, используемых в системах смазки и регулирования турбин. Как правило, это вертикальные кожухотрубные теплообменники, двухходовые по охлаждающей технической воде (движется в трубках) и одноходовые по охлаждаемой жидкости [38].

Таблица 3.25. **Характеристики испарителя (И) и охладителя дренажа испарителя (ОДИ) турбоустановки К-500-65/3000**

Характеристика	И		ОДИ	
	в корпусе	в греющей секции	в трубном пространстве	в межтрубном пространстве
Рабочая среда	Вода — пар	Пар — вода	Основной конденсат	Дренаж
Температура, °С:				
на входе	161,2	174,5	33 (60)	174,5
на выходе	161,2	174,5	44 (70)	40 (65)
Давление, МПа:				
рабочее	0,64	0,88	3,9	2,0
максимальное	1,2	2,1		
Расход, кг/с	6,83 *	7,9	188,9	14,0
Размеры, мм:				
диаметр корпуса (внутренний)	2 600		500	
высота (длина — для ОДИ)	8 585		4 000	
Площадь теплообменной поверхности, м²	495		115	
Масса сухого аппарата, т	32,9		4,45	
Цена, руб.	159 600		36 500	

* Паропроизводительность.

3.10. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

3.10.1. ТЕПЛОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ТЭС

Теплоподготовительные системы электростанций, в состав которых входят теплофикационные установки турбин, предназначены для нагрева, перекачки и восполнения убыли сетевой воды. Их схемы (рис. 3.74) определяются в основном назначением электростанции и типом установленных турбин.

Схема на рис. 3.74, *а* характерна для ГРЭС с турбинами любой мощности и ТЭЦ с турбинами мощностью до 25 МВт включительно. В этой схеме теплофикационная установка имеет в своем составе *основной* и *пиковый подогреватели сетевой воды.* Основной подогреватель находится в работе в течение всего отопительного сезона, а при наличии горячего водоснабжения — круглогодично. Греющей средой основного подогревателя является отборный пар. Пиковый подогреватель включается в работу только при низких температурах наружного воздуха и обогревается либо отборным, либо редуцированным паром (см. п. 3.10.3).

По причинам, изложенным в п. 3.10.4, для ТЭЦ с турбинами мощностью 50 МВт и более предпочтительней является схема на рис. 3.74, *б*. В этой схеме теплофикационная установка имеет два последовательно включенных основных подогревателя — верхний и нижний [1]. Их функции такие же, как и у основного подогревателя в схеме

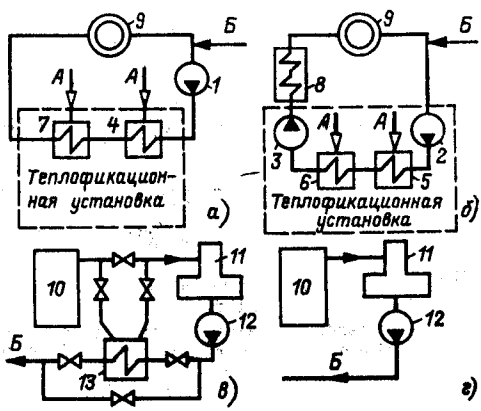


Рис. 3.74. Основные схемы теплоподготовительных установок ТЭС:

а — с пиковым сетевым подогревателем; *б* — с пиковым водогрейным котлом, двухступенчатым нагревом и двухступенчатой перекачкой сетевой воды; *в* — узел подпитки теплосети при открытой схеме теплоснабжения; *г* — узел подпитки теплосети при закрытой схеме теплоснабжения; *1* — сетевой насос; *2, 3* — сетевые насосы 1-го и 2-го подъемов; *4* — основной подогреватель; *5, 6* — нижний и верхний основные подогреватели; *7* — пиковый подогреватель; *8* — пиковый водогрейный котел; *9* — потребитель; *10* — установка умягчения добавочной воды; *11, 12* — деаэратор и насос добавочной воды; *13* — водо-водяной теплообменник; *А* — пар; *Б* — добавочная вода

[1] Исключение составляют теплофикационные установки снятых с производства турбин ПТ 50/60-90-13, ПТ 50/60-130-15, ПТ 60/75-130-13, которые имеют один основной подогреватель сетевой воды.

на рис. 3.74, *а*. Вместо пиковых подогревателей здесь устанавливаются пиковые водогрейные котлы (см. кн. 4, разд. 6). Перекачка сетевой воды в схеме на рис. 3.74, *б* двухступенчатая; сетевые насосы входят в состав теплофикационной установки.

Выбору оборудования теплофикационной установки должно предшествовать определение основных характеристик тепловых сетей (см. кн. 4, разд. 6, [36]): расчетного расхода сетевой воды $G_р$, ее давления в подающей и обратной магистралях p', p'' и температуры τ', τ'' при наибольшем среднесуточном тепловом потреблении, а также расхода подпиточной воды на компенсацию утечек $G_{ут}$ и на горячее водоснабжение $G_{г.в}$. По этим данным определяются:

1) расход теплоты на нагрев подпиточной воды

$$Q_п = (G_{ут} + G_{г.в})\, c_р\, (t'' - t'),$$

где t', t'' — температура подпиточной исходной и нагретой воды;

2) температура обратной сетевой воды после смешения с подпиточной

$$\tau_{см} = [(G_р - G_{ут} - G_{г.в})\, \tau'' + (G_{ут} + G_{г.в})\, t'']/G_р;$$

3) суммарная расчетная тепловая мощность подогревателей сетевой воды

$$Q_р = G_р c_р\, (\tau' - \tau_{см}),$$

в том числе основных подогревателей сетевой воды

$$Q_р^{осн} = \alpha_т\, (Q_р + Q_п) - Q_п,$$

где $\alpha_т$ — коэффициент теплофикации (см. кн. 4, разд. 6).

Для предварительных оценок характеристик типичных закрытых тепловых сетей по известному значению $Q_р$ можно принимать $\tau' = 150$ °С; $\tau'' = 57$ °С; $\tau_{см} = (\tau'' + 2)$ °С; $G_р = Q_р/(\tau' - \tau_{см})$; $G_{ут} = 0{,}04 G_р$; $\alpha_т = 0{,}5$.

Состав оборудования теплоподготовительных систем ТЭЦ [22] выбирается с учетом возможных остановов одного котла (энергетического или водогрейного) или одной турбины с ее теплофикационной установкой. В этих случаях теплоподготовительная система должна обеспечивать нагрев воды по нормам для средней температуры наружного воздуха за наиболее холодный месяц. На ГРЭС должно быть не менее двух теплофикационных установок тепловой мощностью по $0{,}7 Q^{макс}$. Подогреватели сетевой воды устанавливаются индивидуально у каждой турбины. Для схемы на рис. 3.74, *а* они выбираются и заказываются проектной организацией, а для схемы на рис. 3.74, *б* они поставляются комплектно с турбиной.

Пиковые водогрейные котлы, установка умягчения подпиточной воды, деаэраторы подпиточной воды, подпиточные, а также сетевые насосы при централизованной перекачке воды по схеме на рис. 3.74, *а* относятся к общестанционным узлам. Насосы сетевой воды в схеме на рис. 3.74, *б* с двухступенчатой перекачкой устанавливаются индивидуально у каждой теплофикационной установки и входят в ее состав.

Количество установленных насосов определяется следующими правилами:

1) при трех или менее рабочих сетевых насосах в схеме на рис. 3.74, *а* предусматривается один резервный, при четырех и более насосах резерв не предусматривается; в схеме на рис. 3.74, *б* устанавливаются по два рабочих сетевых насоса и по одному резервному насосу в каждой ступени перекачки;

2) подпиточных насосов должно быть не менее двух при закрытой системе теплоснабжения и не менее трех при открытой (в том числе по одному резервному).

Водо-водяные теплообменники (рис. 3.74, *в*) устанавливаются в случае открытой системы теплоснабжения и выбираются из условия охлаждения подпиточной воды в летний сезон до 70 °С. При установке вакуумных деаэраторов теплообменники не требуются.

3.10.2. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ГРЭС

Теплоподготовительные системы ГРЭС создаются для теплоснабжения систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения объектов электростанции и ее жилого поселка. Они рассчитываются для работы на теплосеть с температурным графиком по отоплению 130/70 °С. Схема включения теплофикационной установки показана на рис. 3.75. Большую часть времени давление в нерегулируемых отборах на подогреватели превышает фактически необ-

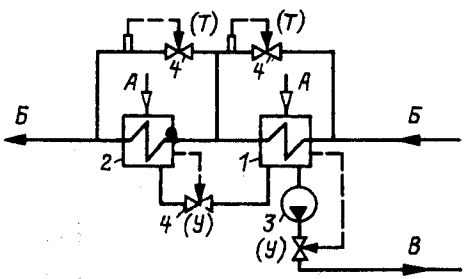


Рис. 3.75. Теплофикационная установка ГРЭС:

1, *2* — основной и пиковый подогреватели; *3* — конденсатный насос (один рабочий и один резервный); *4* — регуляторы уровня (*У*) и температуры (*Т*); *А* — пар из нерегулируемых отборов; *Б* — сетевая вода; *В* — конденсат в линию основного конденсата

Таблица 3.26. **Теплофикационные установки конденсационных турбин сверхкритического давления (СКД)**

Мощность турбины, МВт	Тепловая мощность теплофикационной установки, МВт (Гкал/ч)	Давление отборного пара на подогреватели, МПа (кгс/см²)	
		основной	пиковый
300	17,4 (15)	0,235 (2,4)	0,505 (5,15)
500	29 (25)	0,155 (1,58)	0,52 (5,3)
800	35 (30)	0,098 (1)	0,49 (5)

ходимое для нагрева воды. Несоответствие требуемого и фактического давлений отборного пара приводит к потерям от необратимости. Однако на КЭС расход пара на подогреватели не превышает 3 % начального расхода на турбину и регулирование давления пара в отборах, как на ТЭЦ, явилось бы неоправданным. Обычно регулирование температуры сетевой воды на КЭС осуществляется перепуском части этой воды по байпасу. Можно также осуществлять регулирование, дросселируя пар, поступающий из отбора турбины.

Тепловая мощность и параметры греющего пара теплофикационных установок конденсационных турбин на сверхкритическое давление пара приведены в табл. 3.26. У вновь создаваемых конденсационных турбин тепловая мощность теплофикационных отборов ориентировочно должна составлять 5—6 МВт на каждые 100 МВт электрической мощности. Подогреватели сетевой воды целесообразно подключать к нерегулируемым отборам с давлением 0,1—0,15 и 0,5—0,6 МПа.

В теплофикационных установках ГРЭС используются вертикальные подогреватели ПСВ (рис. 3.76, табл. 3.27). Основными узлами каждого подогревателя являются корпус, трубная система, верхняя и нижняя (плавающая) водяные камеры. Трубная система включает верхнюю и нижнюю трубные доски, элементы каркаса трубного пучка, поперечные сегментные перегородки, прямые тянутые трубки 19 × 1 мм из латуни Л68. Концы трубок ввальцованы в трубные доски. Фланцы корпуса, водяных камер выполняются из стали 20К, остальные элементы — из листовой стали ВСт3сп [38].

3.10.3. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ТЭЦ С ТУРБИНАМИ МОЩНОСТЬЮ 6—25 МВт

Теплоэлектроцентрали с турбоустановками 6—25 МВт на 3,5 и 8,8 МПа (35 и 90 кгс/см²) обычно являются промышленно-отопительными, и поэтому на них

Таблица 3.27. **Вертикальные подогреватели сетевой воды СЗЭМ (ПСВ) и ПО ТКЗ (ПН)**

Типоразмер	Число ходов по воде	Расчетные параметры							Номинальный расчетный тепловой поток, МПа	Скорость в трубах поверхности теплообмена, м/с	Гидравлическое сопротивление МПа, не более	Габаритные размеры, мм (см. рис. 3.76)		Масса кг	Оптовая цена, руб. [31]
		пара			воды							высота H	диаметр корпуса D		
		давление, МПа	температура, °С	номинальный расход, кг/с	давление, МПа	температура на входе, °С	температура на выходе, °С	номинальный расход, кгс							
ПСВ-90-7-15	4	0,78	169,6	8,33	1,57	110	150	49	16,3	2,0	0,03	5 470	1 020	4 202	5 560
	2	0,25	126,8	7,5	1,57	70	110	97	16,3	1,95	0,025				
ПСВ-200-7-15	2	0,69	164,2	18,28	1,47	70	150	111	37,8	1,95	0,040	5 760	1 232	7 444	9 290
ПСВ-500-3-23	2	0,39	142,9	28,47	2,35	95	130	417	61,0	2,0	0,055	7 960	1 624	14 650	17 640
	2	0,25	126,8	31,94	2,35	70	110	417	69,8	1,95	0,055				
ПСВ-500-14-23	2	1,47	197,4	45,0	2,35	130	180	417	87,2	2,1	0,06	7 763	1 640	16 032	18 640
	2	0,78	169,6	34,03	2,35	110	150	417	69,8	2,0	0,06				
ПН-3200-30-16-IIIA	2	1,57	200	—	2,94	—	170	1 450	—	—	0,05	—	—	—	—

Примечания: 1. Цифры в типоразмере означают: первая — площадь поверхности теплообмена (по наружному диаметру труб) м², вторая и третья — рабочее давление, кгс/см², соответственно в паровом и водяном пространствах для ПСВ и водяном и паровом пространствах для ПН.

2. Расчетные тепловые потоки соответствуют чистым поверхностям при расчетном давлении для насыщенного пара.

3. Все подогреватели ПСВ рассчитаны на максимальную температуру пара 400 °С, подогреватель ПН — на 200 °С.

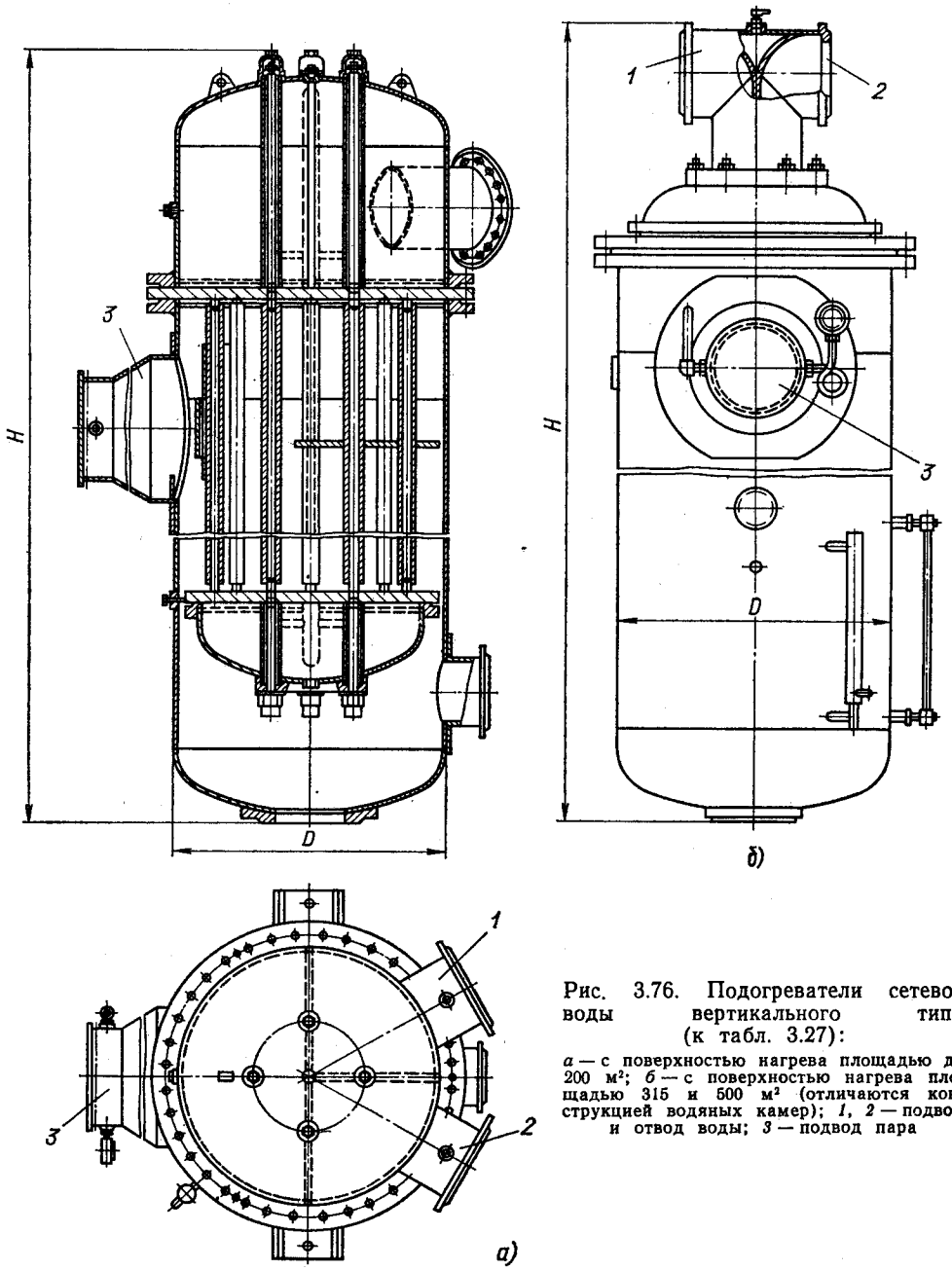


Рис. 3.76. Подогреватели сетевой воды вертикального типа (к табл. 3.27):

а — с поверхностью нагрева площадью до 200 м²; *б* — с поверхностью нагрева площадью 315 и 500 м² (отличаются конструкцией водяных камер); *1*, *2* — подвод и отвод воды; *3* — подвод пара

устанавливаются турбины с регулируемыми производственными и теплофикационными отборами как с конденсаторами, так и противодавленческие. Абонентами теплоподготовительных систем этих электростанций являются промышленные и коммунально-бытовые объекты, а также цеха и объекты самой электростанции. Тепловая энергия, отпускаемая потребителям в горячей воде, составляет значительную часть продукции рассматриваемых ТЭЦ, поэтому на них в отличие от КЭС используется более сложная, но и более экономичная система пароснабжения подогревателей из регулируемых отборов турбины (рис. 3.77). Пароснабжение основных подогревателей

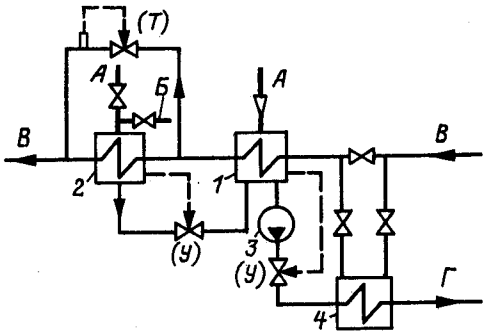


Рис. 3.77. Теплофикационные установки ТЭЦ с турбинами 6—25 МВт:

1, 2 — основной и пиковый подогреватели; *3* — конденсатный насос (один рабочий и один резервный); *4* — охладитель конденсата; *А* — пар из регулируемых отборов; *Б* — пар от постороннего источника; *В* — сетевая вода; *Г* — в линию основного конденсата турбины

осуществляется из отопительного отбора только одной турбины. Подвод пара к пиковым подогревателям осуществляется от двух источников — непосредственно из производственного отбора (противодавления) турбины и от общестанционной магистрали пара с давлением 0,5—1,3 МПа. Благодаря этому пиковый сетевой подогреватель может находиться в работе при остановленной турбине, что повышает маневренность установки.

Типы устанавливаемых подогревателей определяются расчетом и выбираются по каталожным данным (см. рис. 3.76, табл. 3.27). Охладители конденсата обязательны в установках с давлением 3,5 МПа с деаэраторами типа ДА, так как закачка в них конденсата сетевых подогревателей с температурой выше 104 °С может вызвать вскипание воды. Конденсатных насосов должно быть не менее двух, в том числе один резервный.

Длительность работы пиковых подогревателей составляет 1500—2000 ч/год, вследствие чего бóльшую часть времени производственные отборы турбины и котлы недогружены. Более равномерная загрузка турбин в ряде случаев достигается за счет перевода пиковых подогревателей на обогрев редуцированным паром от БРОУ и соответствующего уменьшения количества установленных турбин с производственным отбором, если это возможно по балансу пара, отпускаемого другим потребителям. Однако и в этом случае количество котлов не может быть уменьшено из-за необходимости обеспечивать свежим паром БРОУ в течение 1500—2000 ч/год.

Установка более дешевых пиковых водогрейных котлов позволила бы отказаться от пиковых подогревателей и уменьшить паропроизводительность энергетических котлов, однако на ТЭЦ небольшой мощности экономия получается несущественной, и в то же время появление дополнительного типа оборудования усложняет эксплуатацию электростанции.

3.10.4. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ТЭЦ С ТУРБИНАМИ МОЩНОСТЬЮ 50—250 МВт

В теплоподготовительных системах ТЭЦ с турбинами мощностью 50 МВт и выше (рис. 3.74, *б*) вместо пиковых подогревателей устанавливаются пиковые водогрейные котлы. Хотя это и не изменяет суммарную тепловую мощность всех котлов, но замена части энергетических котлов на более простые водогрейные заметно снижает капиталовложения в крупные ТЭЦ с дорогостоящими котлами на высокие параметры пара. Наличие водогрейных котлов, естественно, увеличивает номенклатуру эксплуатируемого оборудования, но для больших электростанций это не столь существенно, так как на таких ТЭС имеется достаточная ремонтная база и возможна специализация персонала (см. также п. 3.10.3).

При двухступенчатом основном подогреве пар из регулируемого отопительного отбора подводится к верхнему подогревателю; в нижний подогреватель подводится пар из отбора с меньшим давлением. В термодинамическом отношении это всегда целесообразно, а некоторое усложнение схемы на крупных ТЭЦ вполне окупается. На рис. 3.78 показаны схемы теплофикационных установок турбин 50—220 МВт и их включение в регенеративную систему низкого давления (на схемах рис. 3.78, *б* — *д* показаны только ПНД, предшествующие смесителям основного конденсата с дренажем сетевых подогревателей).

Промежуточный перегрев пара предусмотрен только у турбин Т-180/210-130-1 и Т-180/215-130-2 (первая турбина выполнена для температуры охлаждающей воды 27 °С, вторая — 20 °С).

В теплофикационных установках всех упомянутых турбин используются сетевые подогреватели горизонтального типа (рис. 3.79, табл. 3.28), нагрев сетевой воды в верхнем и нижнем подогревателях в расчетном режиме принимается примерно одинаковым: в реальных условиях соотношение между значениями нагрева в обоих подогревателях изменяется в зависимости от режима и температуры обратной сетевой воды. Допускается работа с отключенным верхним подогревателем; в этом случае регулируется давление пара, поступающего в нижний подогреватель. Работа с одним верхним подогревателем не допускается. Подогреватели горизонтального типа располагаются под турбиной в проемах между

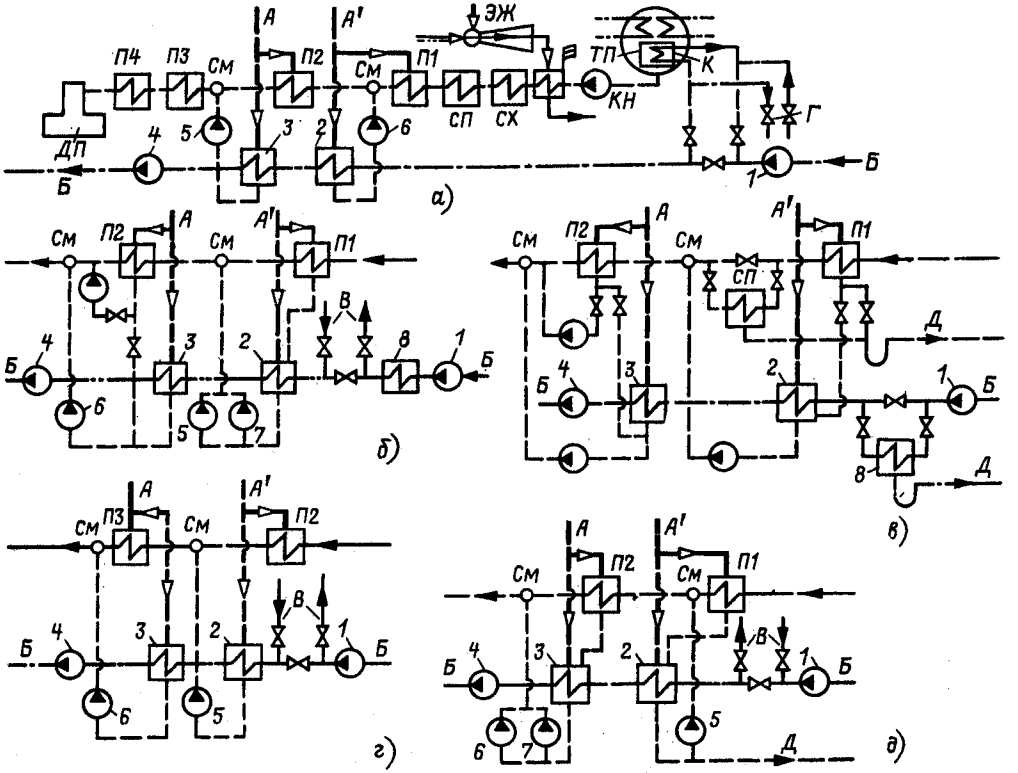


Рис. 3.78. Теплофикационные установки турбин типов Т и ПТ на 12,7 МПа (130 кгс/см²):
а — Т-50/60-130 и Т-100/120-130-3; *б* — Т-185/220-130-2; *в* — Т-180/210-130 и Т-180/215-130; *г* — ПТ-80/100-130/13; *д* — ПТ-140/165-130/15-2; *К* — конденсатор; *КН* — конденсатный насос; *ТП* — теплофикационный пучок; *ЭЖ* — эжектор; *СХ* — сальниковый холодильник; *СП* — сальниковый подогреватель; *П1—П4* — регенеративные подогреватели низкого давления; *ДП* — деаэратор питательной воды; *См* — смеситель; *А*, *А'* — пар из отборов; *Б* — сетевая вода из теплосети и в теплосеть; *В* — сетевая вода к теплофикационному пучку и от него; *Г* — подвод и отвод добавочной или технической воды; *Д* — в конденсатор; *1*, *4* — сетевые насосы первого и второго подъемов; *2*, *3* — нижний и верхний сетевые подогреватели; *5*, *6* — конденсатные насосы подогревателей; *7* — конденсатный насос конденсационного режима; *8* — сальниковый подогреватель на сетевой воде

колоннами фундамента аналогично конденсатору. В целях упрощения конструкции водяных камер и трубных досок избыточное давление воды в подогревателях ограничено 0,79 МПа (8 кгс/см²), в то время как требуемое давление воды в теплосети составляет 1,8—2,2 МПа. В связи с этим предусматривается двухступенчатая перекачка сетевой воды. Давление насосов первой ступени выбирается таким, чтобы давление в его напорном патрубке не превышало разрешенного для подогревателей, но было бы не меньше требуемого по условию отсутствия вскипания во всасывающих патрубках насосов второй ступени. Пониженное давление сетевой воды в подогревателях при двухступенчатой перекачке уменьшает ее протечки в паровое пространство, что важно для поддержания водного режима котлов ТЭЦ.

Теплофикационные установки турбин Т-185/220-130-2, Т-180/210-130-1 и Т-180/215-130-2 имеют в своем составе сальниковые подогреватели на сетевой воде, включаемые в работу при недостаточном расходе воды через аналогичный подогреватель, установленный на линии основного конденсата. Во всех установках отсос воздуха производится в конденсатор турбины.

Конденсаторы всех рассмотренных турбин имеют встроенный теплофикационный пучок (см. рис. 3.51), включаемый по схеме, показанной на рис. 3.78, *а*. Он может использоваться для нагрева сетевой или подпиточной воды, а также для конденсации выхлопного пара технической водой. Допустимые режимы работы пучка определяются техническими условиями на турбину. В частности, пропуск через пучок сетевой воды при пропуске через основную часть конденсатора технической воды разрешается только для турбины Т-50/60-130.

Характеристики теплофикационных установок турбин Т и ПТ приведены в

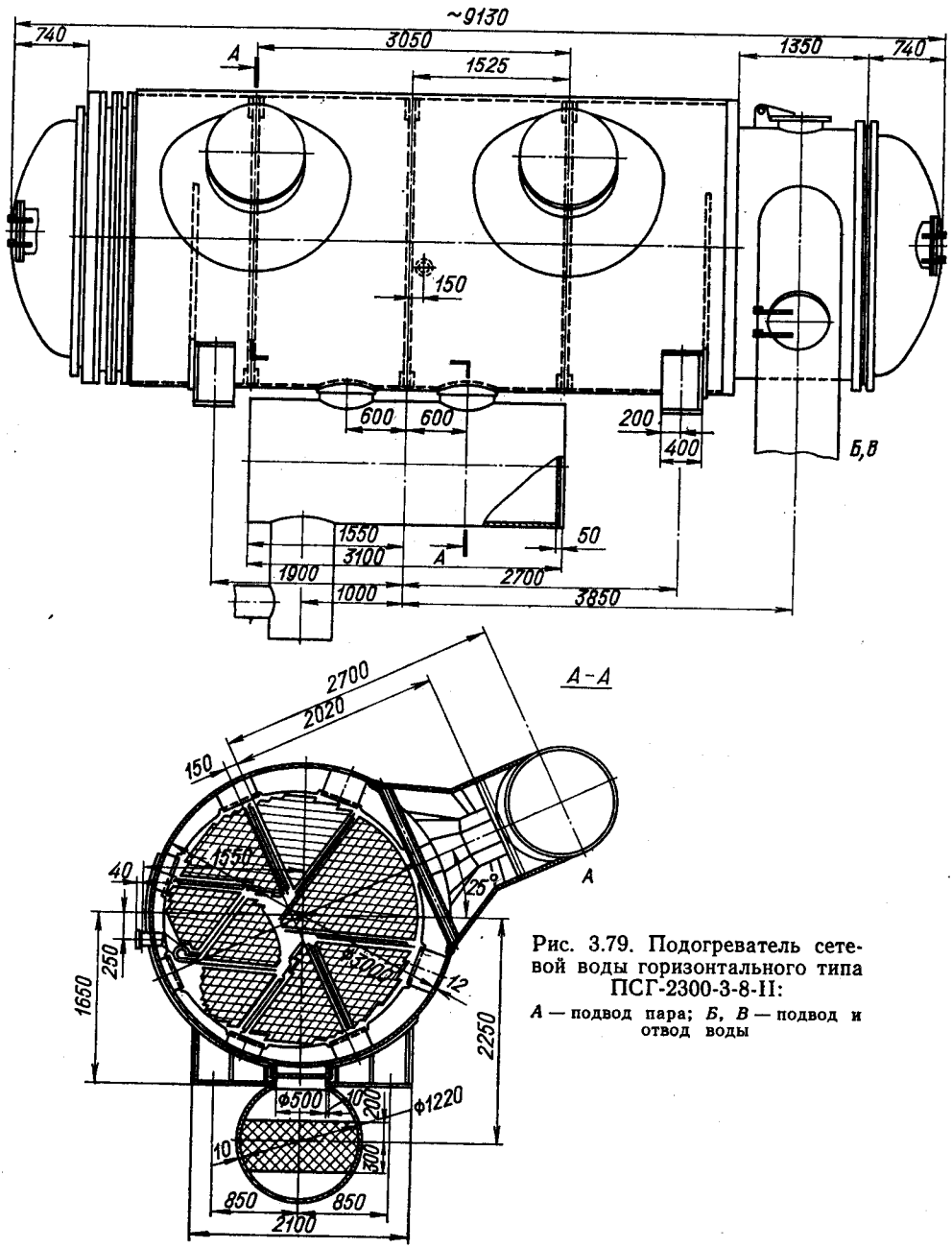


Рис. 3.79. Подогреватель сетевой воды горизонтального типа ПСГ-2300-3-8-II:

А — подвод пара; *Б, В* — подвод и отвод воды

табл. 3.29. Комплектацию этих установок подогревателями сетевой воды см. в табл. 3.15; характеристики подогревателей типа ПСГ, поставляемых комплектно с турбинами, даны в табл. 3.28.

Корпус подогревателей ПСГ цельносварной конструкции. Теплообменная поверхность образуется прямыми трубками, концы которых ввальцованы в трубные доски (материал труб ЛО70-1, для ПСГ-5000 12Х18Н10Т). По длине подогревателя в его паровом пространстве установлены перегородки, являющиеся дополнительными опорами для труб. В первом ряду трубного пучка со стороны входа пара установлены стальные трубки (отбойники); в них сетевая вода не поступает; отбойники наряду с другими устройствами защищают тепло-

Таблица 3.28. **Горизонтальные подогреватели сетевой воды ПО ТМЗ**

Типоразмер	Расчетные параметры: пара: Давление, МПа (изб.)	пара: Номинальный расход, кг/с	воды: Давление, МПа	воды: Максимальная температура на входе, °С	воды: Номинальный расход, кг/с	воды: Скорость в трубах, м/с	воды: Гидравлическое сопротивление, МПа	Расчетный номинальный тепловой поток, МВт	Габаритные размеры, мм: Длина	Габаритные размеры, мм: Диаметр корпуса	Масса, т	Оптовая цена, руб. [31]
ПСГ-800-3-8-I	0,03—0,25	16,1	0,88	120	347	1,59	0,035	34,9	7190	2 260	19,1	—
ПСГ-1300-3-8-I	0,03—0,30	29,2	0,88	120	556	1,70	0,042	64,0	7790	2 520	29,6	50 000
ПСГ-1300-3-8-II									8480		30,75	—
ПСГ-2300-2-8-I	0,03—0,20	47,2	0,88	115	972	2,05	0,067	101,8	9330	3 028	48,6	61 000
ПСГ-2300-3-8-II	0,06—0,25			120					9130		47,75	60 800
ПСГ-5000-2,5-8-I	0,03—0,15	81,9	0,88	105	1 667	2,22	0,097	191,9	12 720	3 640	108,54	—
ПСГ-5000-3,5-8-I	0,06—0,20			115					11 620		98,55	—
ПСГ-5000-3,5-8-II	0,06—0,20			115					13 140		93,8	125 800
ПСГ-6500-3-11-I	0,04—0,30	—	1,08	—	1 800	—	0,098	—	—	—	—	—

Примечания: 1. Цифры в типоразмере означают: первая — площадь поверхности теплообмена, м², вторая и третья — расчетное избыточное давление в паровом и водяном пространствах соответственно, кгс/см².
2. Число ходов по воде — 4.
3. Максимальная температура греющего пара 250 °С (для ПГС-5000 — 300 °С).
4. Максимальный подогрев воды 50 °С.
5. Расчетные тепловые потоки соответствуют чистым поверхностям.
6. Максимальные расходы воды и пара и тепловой поток в 2 раза выше указанных номинальных значений.

обменную поверхность от капельной эрозии. Для компенсации температурных расширений на корпусе подогревателя со стороны поворотной камеры установлен двойной линзовый компенсатор.

Основные отличия теплофикационной установки турбины Т-250/300-240 (рис. 3.80, табл. 3.30) от рассмотренных выше обусловлены жесткими требованиями к водному режиму блоков на сверхкритические параметры пара. Для того чтобы исключить ухудшение качества конденсата вследствие протечек сетевой воды в паровое пространство подогревателей, предусмотрен непрерывный контроль за его качеством. При ухудшении качества конденсата он расхолаживается в теплообменнике *7*, сбрасывается в конденсатор и вместе с основным конденсатом турбины проходит очистку в БОУ. Назначение доохладителя ДК — обеспечить температуру конденсата, допускаемую ионообменными материалами, используемыми в БОУ. Конденсат из соленых отсеков (по линии, помеченной буквой *с*) отводится в конденсатор непрерывно. Отсос паровоздушной смеси осуществляется эжекторами теплофикационной установки.

3.10.5. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АТОМНЫХ СТАНЦИЙ

Теплофикационные установки турбин двухконтурных АЭС выполняются так же, как и для турбин ГРЭС (см. п. 3.10.1, 3.10.2).

Теплофикационные установки одноконтурных АЭС (см. рис. 3.1) с турбинами К-500-65/3000 имеют ряд особенностей, присущих другим одноконтурным блокам. В них для предотвращения перетечек воды из реакторного контура в теплосеть имеется промежуточный контур, давление в котором примерно на 0,3 МПа ниже, чем в теплосети, и несколько выше, чем наибольшее давление греющего пара. Последнее условие необходимо для предотвращения вскипания воды в промежуточном контуре. При таком соотношении давлений в контурах возможен переток воды из теплосети в промежуточный контур и из него в реакторный контур. Поэтому для поддержания водного режима должна быть предусмотрена продувка промежуточного контура и очистка в БОУ дренажа пароводяных подогревателей. Теплообмен между водой промежуточного контура и

Таблица 3.29. **Теплофикационные установки турбин Т и ПТ мощностью 50—250 МВт**

Характеристика	Типоразмер турбины						
	Т-50/60-130	Т-100/120-130-3	Т-185/220-130-2	Т-180/210-130-1, Т-180/215-130-2	Т-250/300-240-3	ПТ-80/100-130/13	ПТ-140/165-130/15
Тепловая мощность отборов, МВт (Гкал/ч)	110 (95)	204 (175)	325 (280) *	302 (260)	407 (350)	122 (105)	134 (115)
Расход пара на подогреватели, кг/с (т/ч)	51 (185)	95 (340)	149 (535)	—	175 (630)	55 (200)	61 (218)
Номинальный (числитель) и максимальный (знаменатель) расход воды, м³/ч	2300 / —	3500 / 4500	6000 / 7800	6000 / 7200	6000 / 8000	— / 2300	2300 / 3000
Мощность турбины при номинальной тепловой мощности и номинальном расходе сетевой воды (числитель) в зависимости от температуры прямой и обратной сетевой воды (знаменатель), МВт	58 / 91—51	110 / 92—51	179 / 84—41	185 / 85—41	255 ** / 85—35	76 ***	100 ***
	55,5 / 102—56	108 / 100—54	175 / 94—51	180 / 95—51	253 ** / 91—42	—	—
	53 / 112—70	107 / 103—56	168 / 105—62	177 / 105—61	250 ** / 95—45	—	—
Пределы регулирования давления в верхнем (числитель) и нижнем (знаменатель) отопительных отборах, МПа	0,06—0,25 / 0,05—0,2	0,06—0,25 / 0,05—0,2	0,06—0,3 / 0,05—0,2	0,06—0,2 / 0,05—0,15	0,06—0,2 / 0,05—0,15	0,05—0,25 / 0,03—0,1	0,09—0,25 / 0,04—0,12
Тепловая мощность теплофикационного пучка, МВт (Гкал/ч)	5,8 (5)	10,4 (9)	11,6 (10)	11,6 (10)	—	35 (30)	—
Гидравлическое сопротивление одного подогревателя при номинальном и максимальном расходе воды, КПа	56 / —	68 / 108	93 / 131	97 / —	100 / 169	— / 86	56 / 90

* При отключении ПВД отпуск теплоты увеличивается до 360—370 МВт.
** При пропуске сетевой воды около 7000 м³/ч.
*** При отключенном производственном отборе.

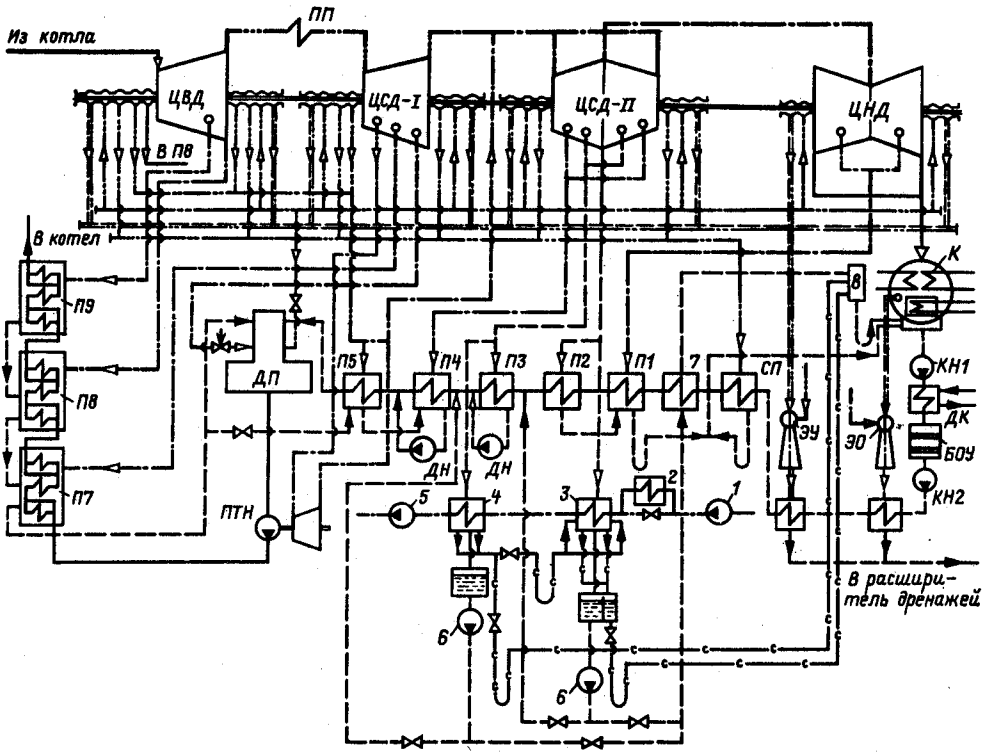


Рис. 3.80. Тепловая схема теплофикационной турбоустановки Т-250/300-240 ПО ТМЗ:
1—8 — см. табл. 3.30; *К* — конденсатор; *КН1, КН2* — конденсатные насосы 1-го и 2-го подъема; *ДК* — доохладитель конденсата; *БОУ* — блочная обессоливающая установка; *ЭО* — эжектор основной; *ЭУ* — эжектор уплотнений; *СП* — сальниковый подогреватель; *П1—П5* — *ПНД*; *ДН* — дренажные насосы; *ДП* — деаэратор питательной воды; *ПТН* — питательный турбонасос; *П7—П9* — *ПВД*; *ПП* — промежуточный пароперегреватель; слив конденсата из соленых отсеков помечен буквой *с*

теплосети должен осуществляться по схеме, возможно близкой к противоточной, с примерно постоянным температурным напором 10—20 °С. На столько же повышается температура насыщения отборного пара по сравнению с температурой насыщения отборного пара на ГРЭС.

Количество и подача циркуляционных и подпиточных насосов промежуточного контура могут выбираться по нормам для

Таблица 3.30. **Оборудование теплофикационной турбины Т-250/300-240-2**

Позиция на рис. 3.80	Оборудование	Количество	Типоразмер
1	Сетевой насос I ступени *	3	СЭ-5000-70
2	Сальниковый подогреватель (на сетевой воде) **	1	ПС-250-8-0,5
3	Подогреватель сетевой воды нижний **	1	ПСГ-5000-2,5-8-1
4	Подогреватель сетевой воды верхний **	1	ПСГ-5000-3,5-8-II
5	Сетевой насос II ступени ***	3	СЭ-5000-160
6	Конденсатный насос с электродвигателем АВ-113-4 ***	5	КСВ-320-160
7	Охладитель конденсата конденсатом *	3	1200ТНВ-1-25
8	Сборник дренажей **	1	

* Выбирается и заказывается проектной организацией.
** Оборудование, поставляемое комплектно с турбиной.
*** Заказывается проектной организацией по техническим условиям на турбину.

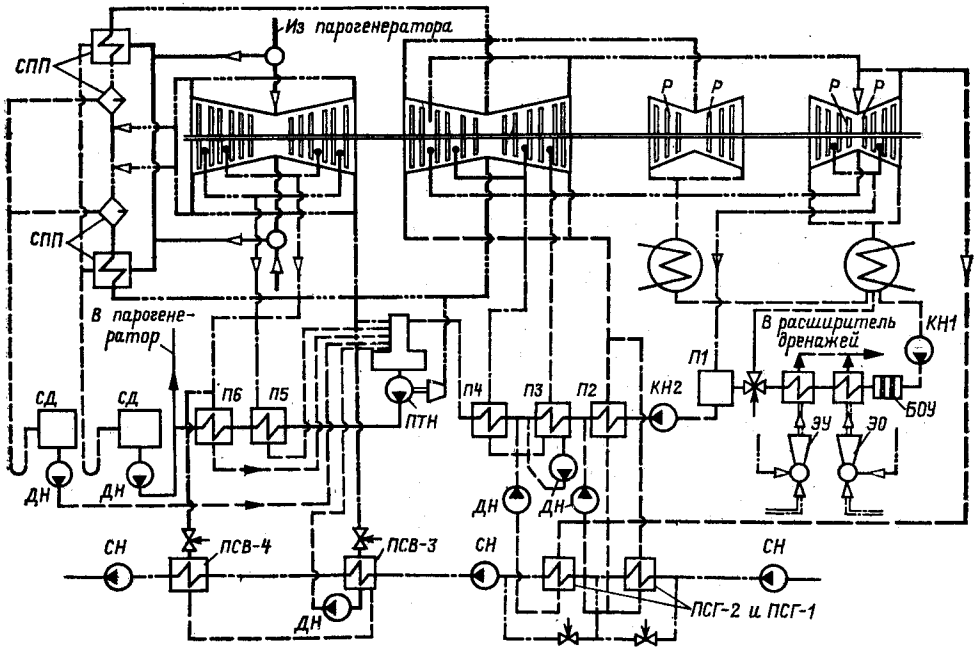


Рис. 3.81. Тепловая схема теплофикационной турбоустановки ТК-450/500-60:

СПП — сепаратор-пароперегреватель; *Р* — регулирующая ступень турбины с поворотной диафрагмой; *СД* — бак сбора дренажа; *СН* — сетевой насос; *ПСГ-1, ПСГ-2* — сетевые подогреватели типа ПСГ-6500-3-11-I (см. табл. 3.28); *ПСВ-3* — сетевой подогреватель типа ПН-3200-30-16-IIIА (см. табл. 3.27); *ПСВ-4* — сетевой подогреватель вертикальный. Остальные обозначения см. на рис. 3.80

насосов теплосети. В остальном расчет схемы и выбор оборудования производятся так же, как и для теплофикационных установок ГРЭС.

Для *комбинированной выработки тепловой и электрической энергии на АТЭЦ* разработаны блоки с реакторами ВВЭР-1000 и двумя турбинами ТК-450/500-60 или одной турбиной КТ-1070-60/1500 (см. табл. 3.5). Турбоустановка ТК-450/500-60 укомплектована четырьмя последовательно включенными подогревателями сетевой воды (рис. 3.81, табл. 3.31).

Турбоустановка КТ-1070-60/1500 (рис. 3.82) имеет два параллельных контура для трехступенчатого нагрева сетевой воды в подогревателях ПСГ-1, ПСГ-2 и ПСВ-3 тех же типов, что и у турбины ТК-450/500-60. При номинальном расходе пара на турбину 1830 кг/с (6300 т/ч), включая расход на СПП (тепловая мощность реактора 3200 МВт), ее мощность, МВт, составляет:

Без отборов сверх регенерации . . .	1080
С отбором на собственные нужды 86 МВт	1070
С отбором на теплофикацию 1400 МВт при температуре сетевой воды 160/70 °С	848,5
То же при температуре сетевой воды 150/50 °С	892

В этих установках давление сетевой воды выше, чем отборного пара в сетевых подогревателях, а давление в реакторном контуре выше, чем свежего пара, благодаря чему исключаются протоки воды как из реакторного контура в теплосеть, так и в обратном направлении.

Особенностями режимов работы и конструкции оборудования АТЭЦ являются:

техническая необходимость и экономическая целесообразность работы с расходом

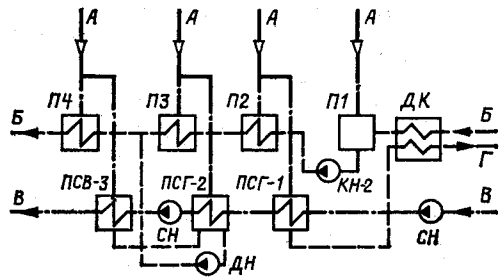


Рис. 3.82. Принципиальная схема теплофикационной установки турбины КТ-1070-60/1500:

П1—П4 — ПНД; *КН-2* — конденсатный насос 2-го подъема; *ДК* — доохладитель конденсата; *ДН* — дренажный насос; *А* — пар нерегулируемых отборов; *Б* — основной конденсат турбины; *В* — сетевая вода; *Г* — отвод дренажа в конденсатор

Таблица 3.31 **Режимы работы турбины ТК-450/500-60**

Электрическая мощность генератора, МВт	Тепловая мощность отборов, МВт (Гкал/ч)	Температура воды на выходе/входе, °С	Расход пара на турбину, т/час
428	600 (515)	163/45	3101
458	450 (386)	153/45	3132
476	350 (300)	153/45	3132
480	450 (386)	108/41	3147
512	120 (106)	95/30	3155
521	—	—	3155

пара на турбину, близким к номинальному, что обусловлено ограниченной маневренностью реакторных установок и низкой топливной составляющей себестоимости отпускаемой от АТЭЦ энергии;

наличие отборов для подогрева сетевой воды до 150 °С, а при необходимости и выше (например, при дальнем теплоснабжении), что позволяет организовать теплоснабжение без использования пиковых котельных;

при номинальном расходе пара на турбину и полной загрузке всех отборов выработка электроэнергии на АТЭЦ на тепловом потреблении не превышает 65 % полной выработки, а при среднегодовой нагрузке снижается до 40 % против примерно 85 % у турбины Т-250/300-240.

Из сказанного следует, что на АТЭЦ практически в течение всего года в конденсатор будет сбрасываться значительная часть пара. Поэтому регулирование турбины должно быть таким, чтобы эффективно использовать энергию потока пара, поступающего как в конденсатор, так и в отборы.

С этой целью у турбины ТК-450/500-60 предусмотрено два способа регулирования:

1) поддержанием с помощью поворотных диафрагм требуемого давления в отборе на ПСГ-1 при отключенных ПСГ-2, ПСВ-3 и ПСВ-4, или на ПСГ-2 при отключенных ПСВ-3 и ПСВ-4, или на ПСВ-3 при отключенном ПСВ-4. Этим способом можно поддерживать нагрев сетевой воды до температуры не выше 170 °С;

2) перепуском части сетевой воды по байпасу ПСГ-1 при отключенных ПСГ-2, ПСВ-3 и ПСВ-4, или перепуском части сетевой воды по байпасу ПСГ-2 при отключеннных ПСВ-3 и ПСВ-4, или дросселированием пара, подводимого к ПСВ-3 при отключенном ПСВ-4. В этом варианте регулирования поворотные диафрагмы полностью открыты.

Подогреватель ПСВ-4 подключен к камере нерегулируемого отбора за третьей ступенью ЦВД и может использоваться в следующих случаях:

при регулировании с полностью открытыми диафрагмами и пониженном расходе пара на турбину, вследствие чего не обеспечивается требуемое давление пара в отборе на ПСВ-3 и необходим дополнительный нагрев воды в ПСВ-4;

для нагрева сетевой воды до $170 < t^{м}_{пр} \leqslant 210$ °С.

При регулировании поворотными диафрагмами дополнительные потери возникают в потоке пара, проходящем через диафрагмы в ЦНД и далее в конденсатор. Если же регулирование осуществляется байпасированием или дросселированием, то дополнительные потери возникают не в конденсационном потоке, а в потоке отборного пара. Поэтому в режимах, когда расход пара в конденсатор мал в сравнении с расходом отборного пара, регулирование поворотными диафрагмами предпочтительней. При обратном соотношении между расходами пара в конденсатор и в отборы байпасное и дроссельное регулирование становится экономичней, чем регулирование поворотными диафрагмами.

У турбины КТ-1070-60/1500 регулируемых отборов нет. Регулирование тепловой нагрузки может осуществляться либо байпасированием ПСГ-1 и ПСГ-2, либо дросселированием греющего пара ПСВ-3. Это снижает эффективность регулирования при тепловой нагрузке, близкой к номинальной, однако такое решение упрощает конструкцию турбины и улучшает аэродинамику ее проточной части. Кроме того, из-за большой тепловой мощности отборов они далеко не всегда могут быть полностью загружены, а это повышает эффективность принятого способа регулирования.

Выбор насосов теплосети и оборудования для ее подпитки производится так же, как и для ТЭЦ.

Атомные станции теплоснабжения (*АСТ*) предназначаются для отпуска теплоты для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и выполняются по трехконтурной схеме (см. рис. 2.24). В первом (реакторном) контуре и в теплосети поддерживается давление 1,5 МПа, а в промежуточном контуре оно составляет 1,2 МПа. При таком выборе давлений исключается как перетечка радиоактивной

воды в теплосеть, так и минерализованной воды в реакторный контур. Водный режим промежуточного контура поддерживается его продувкой в сочетании с очисткой продувочной воды. Температура воды промежуточного контура на входе/выходе из водо-водяного теплообменика составляет $t'_{\text{п.к}}/t''_{\text{п.к}} = 170/90\,^{\circ}\text{C}$, что обеспечивает работу теплосети с температурным графиком 150/70 °С. При частичных тепловых нагрузках регулирование температуры сетевой воды осуществляется байпасированием водо-водяного теплообменника с помощью клапана *11*. Расход воды в промежуточном контуре и его подпитка определяются так же, как и для одноконтурных АЭС (см. п. 3.10.5).

Выбор насосов теплосети и оборудования для ее подпитки производится так же, как и для ТЭЦ.

АСТ можно использовать как основную (первую) ступень подогрева сетевой воды в сочетании с существующими или вновь сооружаемыми пиковыми котельными на органическом топливе. Доля теплоты, отпускаемой от АСТ,

$$\alpha_{\text{АСТ}} = Q^{\text{м}}_{\text{АСТ}}/Q^{\text{м}},$$

где $Q^{\text{м}} = Q^{\text{м}}_{\text{АСТ}} + Q^{\text{м}}_{\text{ПИК}}$ — максимальное теплопотребление; $Q^{\text{м}}_{\text{АСТ}}$ — максимальная тепловая нагрузка АСТ.

Значение $\alpha_{\text{АСТ}}$ определяется технико-экономическим расчетом и зависит как от соотношения стоимостей ядерного и органического топлива, так и от капиталовложений в АСТ и котельные. При $\alpha = 0{,}5$ годовой расход органического топлива уменьшается в 4—6 раз в сравнении с теплоснабжением от котельных. Хотя в этом случае и сохраняется некоторая потребность в органическом топливе, но уменьшается амплитуда изменения нагрузки реактора и в результате упрощается его эксплуатация, что является важным аргументом в пользу варианта с $\alpha_{\text{АСТ}} < 1$. Невысокие параметры рабочих тел в сочетании с трехконтурной системой теплообмена, естественной циркуляцией в реакторе и в системе расхолаживания, а также наличие защитной оболочки обеспечивают высокую надежность и радиационную безопасность АСТ (см. также § 2.7).

3.11. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ СЕПАРАТОРЫ И ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ ТУРБИН АЭС

Выносные сепараторы и промежуточные пароперегреватели турбин на насыщенном паре предназначены для обеспечения допустимой влажности в последних ступенях турбины и повышения коэффициента полезного действия установок. В современных отечественных турбоустановках АЭС, как правило, применяют один аппарат — сепаратор-пароперегреватель (СПП). Внешние сепарация и промежуточный перегрев пара при давлении, близком к оптимальному, повышают КПД всей установки на $\Delta\eta/\eta_{\text{э}} = 3{,}5 \div 5$ %. Сопротивление таких аппаратов составляет 5—6 % давления пара после ЦВД (1 % потери давления перегреваемого пара уменьшает КПД установки в среднем на 0,05 %) [42].

Предъявляемые к СПП требования:

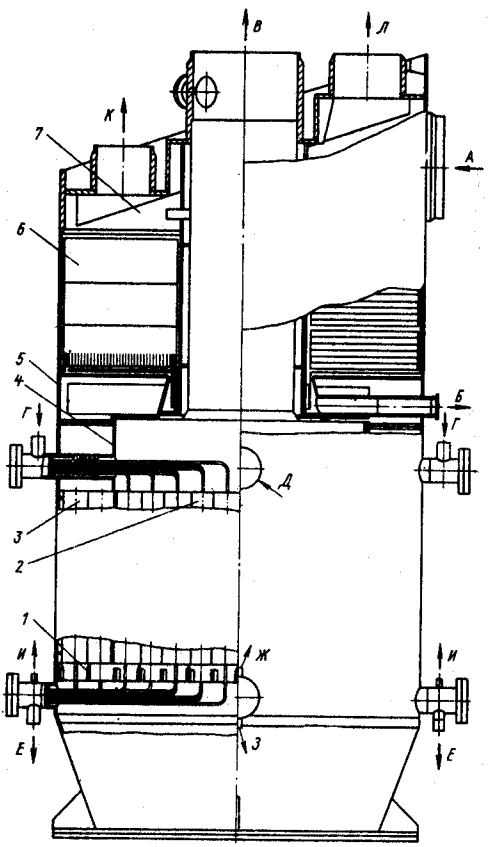


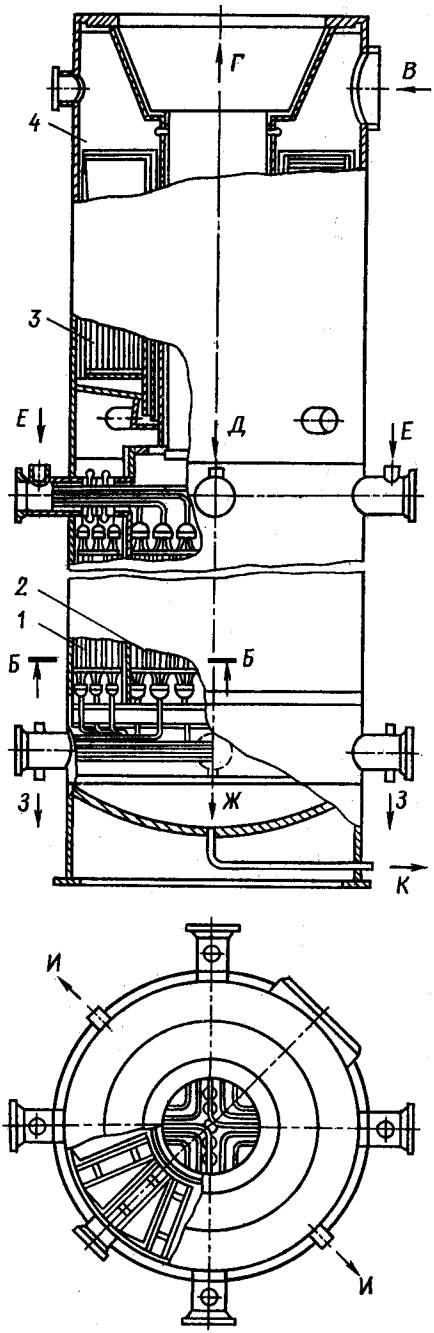
Рис. 3.83. Сепаратор-пароперегреватель СПП-500-1:

1 — опорная решетка модулей; *2* — модули II ступени перегрева; *3* — модули I ступени перегрева; *4* — перегородка между модулями I и II ступеней перегрева; *5* — корпус; *6* — блоки сепарационные; *7* — раздающая камера; *А* — вход влажного пара; *Б* — отвод сепарата после сепарационной части; *В* — выход перегретого пара; *Г* — подвод греющего пара к модулям II ступени; *Д* — подвод греющего пара к модулям I ступени; *Е* — отвод конденсата греющего пара из модулей II ступени; *Ж* — отвод неконденсирующихся газов из модулей I ступени; *З* — отвод конденсата греющего пара из модулей I ступени; *И* — отвод неконденсирующихся газов из модулей II ступени; *К* — к предохранительным клапанам; *Л* — к отбору

Таблица 3.32. Сепараторы-пароперегреватели

Характеристика		Типоразмер			
		СПП-220-1	СПП-500-1	СПП-750	СПП-1000
Типоразмер турбины		К-220-44	К-500-65/3000	К-750-65/3000	К-1000-60/1500 (К-500-60/1500)
Количество на одну турбину		2	4	4	4 (2)
Площадь жалюзи сепаратора, м²		—	33,7	—	46,8
Число сепарационных блоков, шт.		16	20	25	20
Параметры нагреваемой среды	Влажность перед сепаратором, %	13,0	10,0	15,3	11,7
	Давление на входе, МПа	0,30	0,33	0,47	1,16
	Потери давления, % давления на входе	6	6	6	3
	Расход на входе, кг/с	135,6	141,1	212,2	327,8
	Температура на выходе, °С	189/241	192/263	263	208/250
Параметры греющей среды на входе	Давление, МПа	1,86/4,23	1,92/6,27	6,19	2,70/5,71
	Температура, °С	206/253	210/278	278	228/272
	Влажность, %	6,4/0,5	10/0,7	0,5	7/0,5
	Расход, кг/с	8,92/7,44	8,61/11,50	31,11	13/69/17,72
Трубки теплопередающей поверхности пароперегревателя	Передаваемая тепловая мощность, МВт	28,2	33,1	48,1	51,5
	Число трубок, шт.	3478/3441	14 876/17 780	8420	2960/3959
	Диаметр и толщина стенки, мм	16×2	14×1,2	16×2	16×2
	Длина, м	4,6	2	9	4,6
	Число модулей (кассет), шт.	94/93	60/70	Один трубный пучок	86/107
Материал трубок		Сталь 20	08Х18Н10Т (или 08Х14МФ)	08Х18Н10Т (или 08Х14МФ)	Сталь 20
Материал корпуса		Сталь 22К	08Х18Н10Т (или 22К)	08Х18Н10Т (или 22К)	Сталь 22К
Толщина стенки корпуса, мм		20	20	24	20
Наружный диаметр, м		3,48	4,17	4,0	3,48
Высота, м		13,98	9,05	13,5	13,35
Масса сухого аппарата, т		110	119	157	128

Примечание. Дробью приведены характеристики, относящиеся к 1-й (числитель) и 2-й (знаменатель) ступеням пароперегревателя.



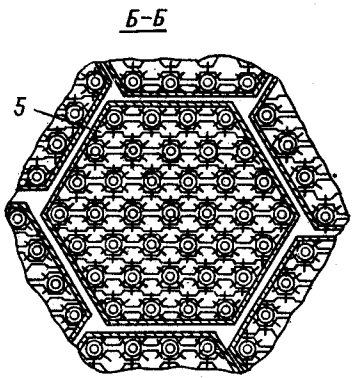


Рис. 3.84. Сепаратор-пароперегреватель СПП-220-1:

1 — I ступень перегревателя; *2* — II ступень перегревателя; *3* — сепарационная часть; *4* — парораздающая камера; *5* — кассеты с 37 оребренными трубками; *В* — вход влажного пара; *Г* — выход перегретого пара; *Д* — подвод греющего пара к кассетам I ступени; *Е* — подвод греющего пара к кассетам II ступени; *Ж* — отвод конденсата греющего пара I ступени; *З* — отвод конденсата греющего пара II ступени; *И* — отвод сепарата; *К* — дренирование СПП

1) сепарат и дренажи (конденсат) греющих паров должны выводиться из СПП и накапливаться в промежуточных сепарато- и конденсатосборниках во избежание заброса воды в турбину или ее разгона выпаром;

2) в промежуточных сборниках влаги должен поддерживаться уровень, обеспечивающий исключение проскоков пара;

3) для поддержания эффективности процесса теплообмена и для предотвращения опасной концентрации гремучей смеси

(на одноконтурных АЭС) необходимо удаление из аппаратов неконденсирующихся газов;

4) необходима защита от недопустимого повышения давления.

Основные характеристики аппаратов отечественных турбоустановок приведены в табл. 3.32 [25]. Конструкция СПП-500-1 показана на рис. 3.83. Сепарирующее устройство состоит из 20 унифицированных блоков, выполненных в виде сегментов. Теплопередающая поверхность пароперегревателя состоит из трубок диаметром 14 × 1,2 мм и длиной 2,02 м, собранных в модули с наружным диаметром 325 мм (254 трубки в каждом) и 273 мм (163 трубки в каждом). 60 модулей I ступени пароперегревателя расположены в периферийной зоне аппарата, 70 модулей II ступени — в центральной зоне.

В аппаратах СПП-220-1 (рис. 3.84) и СПП-1000 применено оребрение трубок, что позволило увеличить в 2—3 раза тепловой поток через единицу поверхности нагрева.

В СПП-750 применена одна ступень перегрева пара (только острым паром), так как в этом случае упрощение конструкции аппарата и некоторое (связанное с этим) повышение его надежности практически компенсируют снижение тепловой экономичности установки [28].

В настоящее время на АЭС с жидкометаллическим теплоносителем промежуточный перегрев пара осуществляется в специальных поверхностях нагрева парогенераторной установки, обогреваемой теплоносителем промежуточного контура. Промежуточный перегрев до температуры свежего пара позволяет использовать серийные паровые турбины (К-210-130 для блока БН-600).

Как показал опыт эксплуатации, такое решение может приводить к перегреву конструкций промежуточного пароперегревателя и к усложнению режимов пуска установки, при этом имеется в виду возможности тепловых ударов при подаче пара после ЦВД в промежуточный пароперегреватель. Альтернативным решением в этом случае является применение промежуточного паро-парового перегрева в специальном теплообменнике, устанавливаемом непосредственно у турбины.

3.12. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВКИ

3.12.1. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Начальные параметры пара и мощность турбоустановки при расчете тепловой схемы обычно бывают заданы. Для отечественных конденсационных турбин ТЭС приняты следующие параметры:

Начальное давление, МПа (кгс/см²)	Единичная мощность, МВт
8,8 (90)	50; 100
12,75 (130)	160; 210
23,54 (240)	300; 500; 800; 1200

Повышение начального давления приводит к росту термического КПД цикла; в то же время при неизменной мощности турбины в этом случае уменьшается объемный расход пара, что уменьшает внутренний относительный КПД; возрастают также потери через концевые уплотнения. Переход на более высокую ступень давления на ГРЭС целесообразен, когда удовлетворяется неравенство

(мощность турбины, МВт/начальное давление пара, МПа) $\geqslant 10$.

Для турбин с регулируемыми отборами и противодавлением повышение начального давления оказывается более выгодным, поэтому они имеют более высокое начальное давление пара при той же мощности, что и конденсационная турбина (12,75 МПа при $N_э = 50 \div 100$ МВт).

Начальная температура пара зависит прежде всего от типа стали, применяемой для паропроводов и пароперегревателей (табл. 3.33). Варианты с температурой перегрева 540 и 565 °С близки по технико-экономическим показателям, и именно они используются, как правило, в промышленных установках как в СССР, так и за рубежом.

Все конденсационные турбины с начальным давлением пара 12,75 МПа и выше и температурой 540—565 °С имеют промежуточный перегрев. Температура пара после промежуточного перегрева принимается равной или близкой к начальной, при этом

Таблица 3.33 Предельная температура перегрева пара перед турбиной в зависимости от типа применяемых сталей

Тип стали		Предельная температура пара перед турбиной, °С
паропровода	пароперегревателей	
УК	УК	435—450
ТП	УК	475
ТП	ТП	535—540
ТП	А или Ф	550—560
А или Ф	А	590—595
А	АЖ	600—605
АЖ	АЖ	650

Примечание. УК — углеродистая котельная сталь, ТП — теплоустойчивая перлитная сталь, А — аустенитная сталь, Ф — ферритная сталь, АЖ — аустенитная жаропрочная сталь (см. также кн. 1, разд. 8).

удельный расход теплоты снижается примерно на 4 %. Промежуточный перегрев является также средством снижения влажности пара в последних ступенях турбины до допустимого уровня.

Турбины для АЭС с водоохлаждаемыми реакторами в настоящее время проектируются и выпускаются на начальное давление 4,0—7,5 МПа при отсутствии начального перегрева пара [42]; в СССР — 6,4 МПа для одноконтурных и 4,3 и 5,9 МПа для двухконтурных АЭС.

С точки зрения тепловой экономичности, очевидно, следовало бы повышать начальные давление и температуру пара. Однако этому препятствуют особенности АЭС и, главным образом, специфика реакторной установки. В частности, можно отметить следующее.

1. Современные паропроизводящие установки АЭС с водным теплоносителем генерируют насыщенный пар; для таких установок значение теоретического термического КПД будет максимальным при $p_0 = 17 \div 18$ МПа, а с учетом влажности пара максимальное значение абсолютного внутреннего КПД будет при 11—13 МПа.

2. Повышение начальных параметров пара приводит к необходимости применения в активной зоне реактора бо́льших масс конструкционных материалов и при том с худшими нейтронно-физическими характеристиками.

3. Корпус реактора для двухконтурных АЭС рассчитывают в настоящее время на 15—15,5 МПа, что с учетом оптимального подогрева воды в реакторе 25—40 °С и минимального температурного напора в парогенераторе без выделенного экономайзера, равного 10—15 °С, приводит к указанным ранее давлениям пара перед турбиной.

4. Для одноконтурных АЭС особенно важен эффективный теплоотвод от тепловыделяющих элементов реактора и достаточный запас до кризиса теплообмена; лучшие условия для этого достигаются при $p_0 \approx 7$ МПа.

Таким образом, выбор начальных параметров пара на АЭС определяется их влиянием (а также влиянием параметров теплоносителя реактора) на показатели тепловой экономичности установки, надежность конструкции и стоимость оборудования, на выбор материалов активной зоны и на характеристики работы реактора (коэффициент воспроизводства, глубину выгорания и др.).

Применение даже сравнительно небольшого начального перегрева пара улучшит маневренность турбин АЭС, повысит надежность работы паровпускных устройств вследствие уменьшения эрозии [42].

При разработке турбоустановки первоначальный выбор значений параметров тепловой схемы может быть произведен с помощью приближенных зависимостей или данных по действующим аналогичным установкам (см. табл. 3.5).

Число ступеней регенеративного подогрева воды на современных крупных конденсационных электростанциях $z = 7 \div 9$, из них подогревателей низкого давления 4—5, подогревателей высокого давления — чаще всего три (средний подогрев в одной ступени 25—35 °С; в деаэраторе — меньше).

Достаточно хорошее приближение для значения температуры питательной воды, удовлетворяющее технико-экономическому оптимуму, может быть получено с помощью формулы [3, 42]

$$t_{\text{п.в}} = t_{\text{к}} + \theta \frac{t_0' - t_{\text{к}}}{z+1} z, \qquad (3.75)$$

где $t_{\text{к}}$ — температура в конденсаторе; t_0' — температура насыщения, соответствующая давлению перед турбиной; $\theta = 0{,}75 \div 0{,}85$. Значение температуры питательной воды, определенное на основе технико-экономических показателей электростанции в целом, составляет для ТЭС сверхкритического давления 265—275 °С, для АЭС с ВВЭР 210—230 °С [28], для АЭС с РБМК 195—210 °С [20].

Максимальное давление в тракте питательной воды составляет, как правило, $p_{\text{п.в}} = (1{,}45 \div 1{,}55) p_0$, или в среднем $1{,}5p_0$, где p_0 — давление перед турбиной. Для крупных современных турбоустановок привод основных питательных насосов обычно паротурбинный (см. § 3.8).

При разбивке регенеративного подогрева по ступеням может быть использована геометрическая прогрессия приращений энтальпий δh_r в каждой ступени [34]:

$$\frac{\delta h_z}{\delta h_{z-1}} = \ldots = \frac{\delta h_3}{\delta h_2} = \frac{\delta h_2}{\delta h_1} = \frac{q_r}{q_{r-1}} = \text{const}, \qquad (3.76)$$

где q_r и q_{r-1} — количества теплоты, выделяемые единицей массы греющего пара в двух соседних подогревателях. Из предположения $q_r = q_{r-1}$ следует простое и широко используемое на практике правило равномерной разбивки подогрева по ступеням: $\delta h_r = \text{const}$; $r = 1, 2, \ldots, z$.

При распределении подогрева по ступеням должны учитываться особенности конкретной схемы.

В турбоустановках с промежуточным перегревом пара подогрев воды в подогревателе, питающемся паром из линии перед промежуточным перегревом, должен быть в 1,5—1,8 раза больше, чем средний подогрев в остальных подогревателях [3].

Увеличение подогрева воды целесообразно в подогревателе с пароохладителем и с охладителем дренажа (на 13—18 %), с закачкой дренажа в линию основного

конденсата (на 15—20 %). Подогрев воды в питательных насосах, во вспомогательных теплообменниках, в основных подогревателях паром протечек и т. п. требует увеличения подогрева воды в данной ступени примерно на половину подогрева от указанных источников теплоты [35]; под *ступенью подогрева* здесь понимается часть конденсатно-питательного тракта, включающая подогреватель, подключенный к отбору турбины, в пределах которой температура воды изменяется между значениями, определяемыми параметрами пара в данном отборе и в ближайшем, используемым в системе регенерации, с меньшим давлением.

При разбивке подогрева необходимо учитывать возможность отборов только между ступенями турбины. Давление в отборе на деаэратор выбирают таким, чтобы при снижении нагрузки турбины до 70—80 % номинальной не требовалось переключать деаэратор на отбор с более высоким давлением. Когда деаэратор и первый по ходу воды ПВД имеют общий отбор, суммарный подогрев в этих аппаратах может быть выше, чем оптимальный из одного отбора. Температура конденсата перед деаэратором определяется условиями лучшей его дегазации и предотвращения «запаривания» деаэратора, т. е. расход греющего пара из отбора турбины должен быть положительным при всех режимах работы турбоустановки с учетом теплоты, подводимой горячими дренажами в деаэратор. В регенеративной системе следует использовать и отборы пара после цилиндров высокого или среднего давления. Все эти обстоятельства необходимо учитывать при распределении подогрева питательной воды по ступеням.

Слив конденсата греющего пара из подогревателя с большим давлением в соседний с меньшим давлением и т. д. называется *каскадным*. Каскадный слив дренажей группы ПНД целесообразно прерывать посредством установки сливного насоса у подогревателя, находящегося посередине или у подогревателя, в который сбрасываются большие потоки конденсата (дренажа) от других элементов станции. Число сливных насосов обычно 1—2 (см. табл. 3.15, 3.16).

При выборе диаметров трубопроводов на основе опыта проектных организаций можно ориентироваться на следующие примерные значения скоростей среды: свежего пара — 45—50 м/с, пара низкого давления — 50—70 м/с, конденсата и питательной воды — 2—3 м/с (трубы из углеродистой стали) и 4—8 м/с (трубы из нержавеющей аустенитной стали), газа и воздуха — 10—20 м/с [19]; см. также [32].

Расчетные *недогревы* воды (минимальные температурные напоры) в поверхностных регенеративных подогревателях определяются как разность температуры насыщения греющего пара при давлении его на входе в подогреватель и температуры питательной воды (основного потока конденсата) на выходе из подогревателя. Установленные стандартами значения расчетных недогревов при номинальном режиме работы подогревателя даны в табл. 3.34.

Таблица 3.34. Предельные (максимальные) расчетные недогревы воды в регенеративных подогревателях, °С [23, 24]

Тип подогревателя	Для ТЭС	Для АЭС
Без охлаждения пара:		
ПНД	3	5
ПВД	3	5
С охлаждением пара:		
ПНД	2	—
ПВД	1,5	3

Оптимальные значения недогревов $\Delta t_{rм}^{опт}$ (r — номер подогревателя) зависят от стоимости подогревателя, отнесенной к площади поверхности нагрева, $C_{уд}$ и удельных расчетных затрат на электроэнергию $з_э$; на эти значения существенное влияние оказывают также термодинамические параметры и структура схемы конкретной установки. На рис. 3.85 представлены ре-

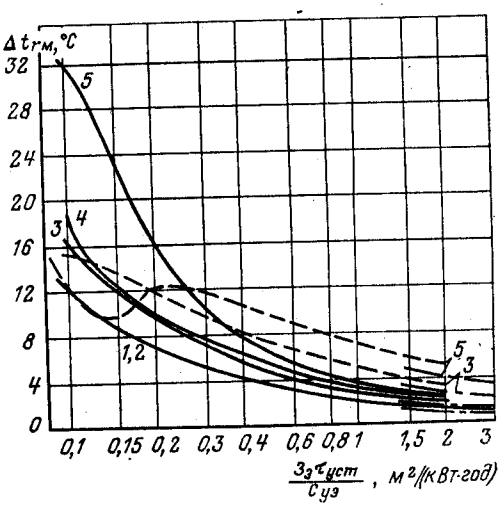


Рис. 3.85. Оптимальные значения недогревов в теплообменниках системы регенерации турбоустановки К-500-65/3000:

1—5 — номера ПНД; ——— ПНД, – – – – охладители дренажей; —.—.—.— результаты расчета с увеличенным значением коэффициента теплопередачи (материал теплопередающей поверхности — латунь)

зультаты технико-экономического расчета $\Delta t_{гм}^{опт}$ для пяти ПНД турбоустановки К-500-65/3000 и для двух охладителей дренажа ПНД № 3 и № 5 (в расчетной схеме предусмотрены сливные насосы у ПНД № 2 и № 4) [13].

Для оценочных расчетов $\Delta t_{гм}^{опт}$ можно воспользоваться формулой

$$\Delta t_{гм}^{опт} = -0{,}5\delta t_г + \sqrt{0{,}25\delta t_г^2 + (E_н + E_к)\, C_{уд} Q_г/(k з_э \tau_{уст}\, \Delta N_г)}, \qquad (3.77)$$

где $\delta t_г$ — подогрев воды в $г$-м подогревателе; $(E_н + E_к)$ — сумма коэффициентов отчислений от капиталовложений; $\tau_{уст}$ — годовое число часов использования установленной мощности; $Q_г$ — тепловая мощность; k — коэффициент теплопередачи; $\Delta N_г$ — изменение электрической мощности установки при постоянстве расхода теплоты и изменении подогрева в $г$-м подогревателе на 1 °С. Зависимость $\Delta N_г(\Delta t_{гм})$ с высокой степенью приближения является линейной. Поэтому, если имеются расчеты двух вариантов схемы, различающихся между собой значениями недогревов $\Delta t_{гм1}$ и $\Delta t_{гм2}$, то

$$\Delta N_г = (N_{э1} - N_{э2})/(\Delta t_{гм1} - \Delta t_{гм2}).$$

Для z подогревателей число рассчитанных вариантов должно равняться $z + 1$, что практически осуществимо лишь с помощью ЭВМ. В формуле (3.77) учтено изменение площади поверхности нагрева только одного подогревателя с номером $г$.

Превышение температуры охлажденного дренажа над температурой входящей воды принимают равным 3—10 °С.

Остаточный перегрев пара (разность между температурой пара на выходе из пароохладителя и температурой насыщения в собственно подогревателе), обеспечивающий отсутствие конденсации, по [34] равен 15—25 °С. В [47] на основе анализа уравнений для теплообменных процессов делается вывод, что остаточный перегрев для зоны ОП ПВД должен быть не менее $(6—12)\Delta t_{гн}$; здесь $\Delta t_{гн}$ — недогрев нагреваемой среды на входе в зону ОП; бóльшие значения относятся к ПВД с меньшим давлением в корпусе. Для ПНД соответствующее значение составляет $(20—25)\Delta t_{гн}$, что говорит о сложности организации работы зоны ОП в ПНД без конденсации пара.

Промежуточный перегрев термодинамически выгоден, если температура начала промежуточного перегрева $T_{п.п}^{хол}$ выше средней температуры подвода теплоты в цикле. Оптимальная температура пара, поступающего на промежуточный перегрев (ПП)

$$T_{п.п}^{хол} = \frac{T_к}{1 - \varphi\eta_э^{нт}}, \qquad (3.78)$$

зависит от температуры в конденсаторе $T_к$, К; КПД — нетто турбоустановки $\eta_э^{нт}$, ее параметров и конструктивных особенностей, учитываемых коэффициентом φ. Если цикл идеальный и $C_p = \text{const}$, то $\varphi = 1$. При $t_к = 27$ °С у современных турбин ($p_0 = 12{,}7 \div 23{,}5$ МПа, $t_0/t_{пп}^{гор} = 540/540$ °С, $\eta_э^{нт} = 0{,}435 \div 0{,}45$) $\varphi = 1{,}045 \div 1{,}07$ и $t_{пп}^{хол} = 290 \div 310$ °С, а у перспективных турбин ($p_0 = 30 \div 35$ МПа, $t_0/t_{пп}^{гор} = 600 \div 650/565$ °С, $\eta_э^{нт} = 0{,}47 \div 0{,}485$) $\varphi = 1{,}08 \div 1{,}09$ и $t_{пп}^{хол} = 340 \div 360$ °С, а давление ПП соответственно составляет $p_{пп} = (0{,}18 \div 0{,}19)\, p_0$ и $p_{пп} = (0{,}2—0{,}22)\, p_0$. При двукратном промежуточном перегреве в установках на $p_0 = 30 \div 35$ МПа температура начала второго ПП $T_{пп2}^{хол}$ определяется по (3.78) при $\varphi = 1{,}02$, а для первого ПП $T_{пп1}^{хол} = T_{пп\,2}^{хол} + (30 \div 40)$ °С. Давление в первом и втором ПП: $p_{пп1} = (0{,}21 \div 0{,}26)\, p_0$, $p_{пп2} = (0{,}036 \div 0{,}047)\, p_0$ при $t_0 = 600$ °С и $p_{пп1} = (0{,}17 \div 0{,}2)\, p_0$, $p_{пп2} = (0{,}03 \div 0{,}04)\, p_0$ при $t_0 = 650$ °С. Если $p_{пп2} < 2$ МПа, то из-за больших объемных расходов пара после второго ПП принимают $p_{пп2} = 2$ МПа и тогда $p_{пп1} = (0{,}25 \div 0{,}26)\, p_0$ при $t_0 = 600$ °С и $p_{пп1} = (0{,}22 \div 0{,}23)\, p_0$ при $t_0 = 650$ °С.

На ТЭЦ промежуточный перегрев должен осуществляться для общего потока пара, как конденсационного, так и теплофикационного, и при большем значении давлений. Однако по условиям унификации котлов ГРЭС и ТЭЦ давление промежуточного перегрева принимается в обоих случаях одинаковым (при равенстве начального давления пара).

Падение давления в трубопроводах промежуточного перегрева от турбины до котла обычно составляет 2—2,5 %, от котла до турбины 2,5—3 % и в промежуточном пароперегревателе 5 % давления пара, направляемого на промежуточный перегрев [39].

В цикле на насыщенном паре с точки зрения термодинамики промежуточный перегрев не нужен. Он оказывается необходимым для уменьшения влажности пара в конце процесса расширения, при этом компенсируется уменьшение термического КПД, обусловленное вводом промежуточного перегрева, а КПД всей установки возрастает.

Для турбоустановок на насыщенном паре и с паровым промежуточным перегревом целесообразный уровень давления, МПа, в сепараторе (перед промежуточным перегревом) может быть оценен по эмпирической зависимости

$$p_с^{опт} = 0{,}12 p_0 + 0{,}135, \qquad (3.79)$$

полученной для $p_0 = 4{,}5 \div 8$ МПа и $p_к = 3{,}9$ кПа.

Скорость пара в ступенях пароперегревателя может быть принята равной 25—30 м/с. В [42] приведены данные о потере давления от выхода из ЦВД до входа в ЦНД турбины насыщенного пара [см. также формулу (3.20) и табл. 3.32].

В установках на насыщенном паре и с внешней сепарацией без промежуточного перегрева давление в сепараторе должно выбираться (если не накладываются другие ограничения) из условия равенства влажности пара, поступающего в сепаратор и конденсатор турбины. При установке двух или трех внешних сепараторов надо стремиться, чтобы влажность пара на входе в сепараторы примерно равнялась влажности на выходе из ЦНД турбины.

Для паро-парового промежуточного перегревателя турбоустановок на насыщенном паре минимальные температурные напоры могут быть рекомендованы около 20 °С при $C_{уд} = 100 \div 150$ руб/м² и $з_э = 1{,}1$ ком/(кВт·ч) и около 40 °С, если $C_{уд} = 250 \div 300$ руб/м². Оптимальное давление отборного пара на первую ступень промежуточного перегрева (вторая ступень обогревается острым паром) практически соответствует равенству тепловых нагрузок обеих ступеней; см. также [42].

При заданной температуре охлаждающей воды давление в конденсаторе определяется главным образом стоимостью системы технического водоснабжения (включая конденсатор) и удельной паровой нагрузкой выхлопа турбины. По данным [28] оптимальное давление в конденсаторе для турбин 500—2000 МВт составляет 4—5,5 кПа при среднегодовой температуре охлаждающей воды 13,5—16,5 °С и 5,5—7,5 кПа при 21,5—23,5 °С. При этом оптимальные значения конечных параметров для турбин АЭС практически совпадают при одинаковых исходных условиях (удельной паровой нагрузке выхлопа турбины, расчетных затратах на замещаемое органическое топливо, числе часов использования установленной мощности в год) с соответствующими наивыгоднейшими характеристиками для турбин на высокие и сверхкритические давления пара.

Окончательный выбор значений параметров схемы — температуры питательной воды, количества ступеней регенеративного подогрева, минимальных температурных напоров (недогревов) в поверхностных теплообменниках, давления в конденсаторе, деаэраторе, промежуточного перегрева пара и др. — должен производиться на основе их оптимизации. При этом критерием выбора является минимальное значение годовых приведенных затрат на выработку электроэнергии (см. кн. 1, § 10.5).

Условием сопоставимости сравниваемых вариантов является равенство отпущенной электроэнергии и теплоты потребителям. При этом, как правило, изменяются все составляющие годовых приведенных затрат. В ряде случаев условием сопоставимости вариантов может быть выбрано постоянство тепловой мощности электростанции. В этом случае могут быть рассчитаны лишь изменения годовых затрат $\Delta З_р$ по сравнению с вариантом, называемым базовым. При расчете $\Delta З_р$ учитываются изменения капитальных затрат на элементы станции ΔK, зависящие от оптимизируемых параметров $\vec{П}$, а также необходимые изменения в эксплуатационных расходах.

Пусть расход теплоты на турбоустановку и отпуск ее потребителям при проведении вариантных расчетов приняты постоянными. Тогда увеличение (уменьшение) выработки электроэнергии генератором может учитываться посредством уменьшения (увеличения) приведенных затрат пропорционально изменению количества отпускаемой электроэнергии с учетом изменения расходов на собственные нужды и удельным замыкающим затратам на электроэнергию $з_э$, характерным для рассматриваемого района. Если изменение электрической мощности нетто составило $\Delta N_э$, выражение для изменения годовых приведенных затрат запишется следующим образом:

$$\Delta З_р(\vec{П}) = -з_э \tau_{уст} \Delta N_э(\vec{П}) + (E_н + E_к)\Delta K(\vec{П}), \qquad (3.80)$$

где $\tau_{уст}$ — годовое число часов использования установленной мощности; $(E_н + E_к)$ — коэффициенты отчислений от капиталовложений (нормативный и на реновацию, капитальный и текущий ремонты оборудования), год$^{-1}$.

3.12.2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Цель расчета тепловой схемы — определение параметров и расходов сред, проходящих через все элементы схемы (теплообменники различного назначения, включая регенеративные и сетевые подогреватели, насосы, эжекторы, отсеки турбины и т. д.), а также мощности установки и показателей тепловой экономичности. При проектировании новой турбоустановки результаты такого расчета при номинальном режиме необходимы для конструкторских разработок или выбора по каталогам элементов схемы, включая трубопроводы. Если турбоустановка спроектирована, расчеты проводятся для других возможных режимов ее работы, отличных от номинального. Результаты такого расчета необходимы для определения возможности работы всех элементов схемы в диапазоне заданных режимов, показателей тепловой экономично-

сти, а также для выбора различного регулирующего оборудования и арматуры.

Основу расчета составляют уравнения тепловых балансов, материальных балансов энергоносителей, в первую очередь — рабочего тела турбоустановки, а также уравнения для определения давлений потоков в различных точках схемы. Последнее невозможно, если параллельно не проводятся конструкторские разработки элементов; в этом случае используются приближенные зависимости или данные по аналогичным схемам и аппаратам.

Первый этап расчета — составление расчетной схемы установки. При этом заданы тип и мощность турбины, начальные параметры пара. При составлении расчетной схемы на основе имеющегося опыта проектирования или из приближенных зависимостей выбираются:

1) давление в конденсаторе;

2) схема и основные параметры промежуточных систем турбины;

3) число и типы регенеративных подогревателей (а также и деаэратор), схема их включения;

4) температура питательной воды;

5) тип питательного насоса, тип и схема включения приводной турбины в случае турбопривода;

6) температура воды после ступеней подогрева и значения минимальных температурных напоров для теплообменников поверхностного типа;

7) схема отпуска теплоты потребителям;

8) способ и схема подготовки добавочной воды;

9) место включения испарителей и парообразователей;

10) схемы использования теплоты от различных элементов станции (уплотнений турбины, генератора, собственных нужд станции, продувки парогенератора, испарителя и т. д.).

Выбор всех или части указанных параметров может потребовать проведения оптимизационных расчетов.

Второй этап расчета — построение h,s-диаграммы процесса расширения пара в турбине. Для рассчитываемого режима сначала по имеющимся зависимостям определяют:

1) потери давления в паровпускных устройствах турбины по формуле (3.11);

2) потери давления при перепуске пара между цилиндрами (в том числе и в промежуточных устройствах турбины, если они имеются);

3) потери с выходной скоростью $\Delta h_{в.с}$ (см. п. 3.3.2) и восстановление давления в выходном патрубке, в результате чего теплоперепад в ЦНД может быть увеличен при перегретом и слабовлажном ($y < 0{,}05$) паре для осерадиальной конструкции на величину $\Delta h = (0{,}1 \div 0{,}2)\Delta h_{в.с}$;

4) внутренние относительные КПД отсеков с учетом особенностей их выполнения и параметров пара по формулам (3.14)—(3.16).

На h,s-диаграмме процесса расширения пара наносят значения параметров отборов. Если в рассчитываемом режиме ожидается незначительное по сравнению с номинальным изменение расходов пара в отсеках турбины (не более 3—5 %), то имеющуюся h,s-диаграмму обычно не пересчитывают. В случае же, например, расчета тепловой схемы турбоустановки при частичных нагрузках параметры процесса расширения пара в турбине должны быть уточнены. Для определения новых значений давления в точках отбора (в случае докритического расхода пара через группу ступеней) можно воспользоваться формулой (3.36), которая справедлива, если площади проходных сечений в проточной части рассчитываемого отсека не меняются. Этому требованию не удовлетворяет, например, регулирующая ступень с переменной степенью парциальности. Должны быть пересчитаны также η_{0i} регулирующей и последней ступеней и выхлопные потери — см. п. 3.6.1. Если этого не сделать, то при изменении начального расхода пара на 25 % ошибка в определении мощности турбины составит около 1 % [19].

Третий этап расчета — определение расходов пара на элементы схемы и мощности турбины. Он может выполняться в следующей последовательности.

1. Составляется материальный баланс рабочего тела для турбоустановки в целом. Суммарный расход всех потоков от внешних по отношению к рассчитываемой установке элементов (включая расход свежего пара, добавочной воды) должен быть равен суммарному расходу потоков от данной установки (расход питательной воды, потери рабочего тела, отбор на другие установки станции, на собственные нужды):

$$\sum D_{вх} = \sum D_{вых}.$$

Потери рабочего тела, если отсутствуют точные данные, могут быть приняты на уровне 0,3—0,5 % расхода пара на турбину. При заданных расходах «внешних» потоков и пара на турбину из последнего уравнения определяют расход питательной воды.

2. Устанавливаются значения потоков, не связанных с работой теплообменного оборудования установки. К ним, например, относятся потоки пара через уплотнения вала турбины, штоков клапанов. Точные значения этих расходов определяются расчетом соответствующих устройств. Они могут быть оценены на основе данных по действующим турбоустановкам.

На основе информации о тепловой нагрузке, отдаваемой каждому из внешних

потребителей теплоты, и параметрах соответствующих теплоносителей выбираются точки отбора пара из турбины для этих целей.

3. Определяются необходимые давления насосов конденсатно-питательного тракта.

Расчет для питательного насоса возможен по формуле

$$\Delta p_{\text{ПН}} = p_0 + \Delta p_{\text{пар}} + \Delta p_{\text{ПУ}} + \Delta p_{\text{пит}} + \\ + \Delta p_{\text{РКП}} + \Delta p_{\text{ПВД}} + \Delta p_{\text{геод}} - p_{\text{Д}}.$$

Если исходным для расчета является не давление рабочего тела перед турбиной p_0, а давление в паропроизводящей установке $p_{\text{ПУ}}$, в указанное уравнение вместо $p_0 + \Delta p_{\text{пар}}$ ($\Delta p_{\text{пар}}$ — гидравлическое сопротивление паропроводов; можно принять $\Delta p_{\text{пар}} = 0{,}04p_0 \div 0{,}09p_0$) следует подставить $p_{\text{ПУ}}$. В этом случае $p_0 = p_{\text{ПУ}} - \Delta p_{\text{пар}}$.

Другие слагаемые в этом уравнении означают: $\Delta p_{\text{ПУ}}$ — сопротивление паропроизводящей установки; $\Delta p_{\text{пит}} = 0{,}2 \div 0{,}3$ МПа — сопротивление питательного трубопровода; $\Delta p_{\text{РКП}} \approx 1$ МПа — сопротивление регулирующего клапана питания (если не учтено при расчете гидравлического сопротивления котла; см. разд. 1); $\Delta p_{\text{геод}}$ — геодезический подпор, определяется разницей в высотах места входа питательной воды в паропроизводящую установку и выхода воды из деаэратора; $p_{\text{Д}}$ — давление в деаэраторе.

Для конденсатного насоса

$$\Delta p_{\text{КН}} = \Delta p_{\text{Д}} + \Delta p_{\text{ПНД}} + \Delta p_{\text{Э}} + p_{\text{ОУ}} + \\ + \Delta p_{\text{КОНД}} + \Delta p_{\text{РКУ}} + \Delta p_{\text{геод}}.$$

Здесь учитываются сопротивления всех элементов конденсатного тракта (от конденсатора до деаэратора): $\Delta p_{\text{ПНД}}$ — теплообменников: регенеративных подогревателей, вынесенных охладителей дренажей и др.; если нет других данных, сопротивление охладителя каждого из установленных эжекторов может быть принято $\Delta p_{\text{Э}} = 0{,}05 \div 0{,}07$ МПа; $\Delta p_{\text{ОУ}} = 0{,}3 \div 0{,}5$ МПа — обессоливающей установки; $\Delta p_{\text{конд}} = 0{,}1 \div 0{,}2$ МПа — трубопроводов тракта; $\Delta p_{\text{РКУ}} = 0{,}2 \div 0{,}4$ МПа — регулирующего клапана уровня. Бо́льшие из приведенных цифр, как правило, относятся к турбинам большей мощности (более 200 МВт).

Если предусмотрена установка конденсатных насосов 1-го и 2-го подъемов, для каждого составляются расчетные уравнения, причем исходным для расчета давления насоса 1-го подъема является необходимое давление на всасывающем патрубке насоса 2-го подъема.

4. Определяются параметры пара и воды в различных точках схемы. По известным значениям давления в отборах турбины определяют давление пара в соответствующих подогревателях:

$$p_r = p_{\text{отб}\,r}(1 - \Delta p_r), \qquad (3.81)$$

где $\Delta p_r \approx (11 - r)/100$ — относительное значение потерь давления в паропроводе от турбины до подогревателя; r — номер регенеративного подогревателя по ходу воды, исключая деаэратор, в котором давление обычно бывает задано. Температура конденсата греющего пара $t_{\text{гдр}}$ для подогревателей без охладителей дренажа равняется температуре насыщения при соответствующем давлении $t_{r\,\text{нас}}(p_r)$.

Если охладитель дренажа имеется: $t_{r\,\text{др}} = t_{r-1} + \delta t_{\text{п}} + \Delta t_{r\,\text{др}}$, где t_{r-1} — температура обогреваемой среды на выходе из предыдущего подогревателя; $\Delta t_{r\,\text{др}}$ — минимальное значение температурного напора в охладителе дренажа; $\delta t_{\text{п}}$ — подогрев воды в устройствах, включенных между регенеративными подогревателями, эта величина может быть принята равной для охладителей эжекторов уплотнений и газоохладителей генератора 1,5—2,5 °С, для охладителей основных эжекторов 0,5—0,7 °С, для смесителей конденсата греющего пара с обогреваемой средой 0,3—1,0 °С. Что касается последнего значения, то оно подлежит уточнению на основе теплового баланса смесителя после определения необходимых расходов.

Давление обогреваемой среды определяется гидравлическим расчетом элементов контура (в первом приближении могут быть использованы данные § 3,9). Температура после подогревателей, питающихся паром из отборов,

$$t_r = t_{r\,\text{нас}} - \Delta t_{r\text{м}}, \qquad (3.82)$$

где $\Delta t_{r\text{м}}$ — разность температуры насыщения, соответствующей давлению p_r, и температуры обогреваемой среды на выходе (с учетом ее подогрева в пароохладителе, если таковой имеется) — значение задаваемое. По давлениям и температурам находят значения энтальпий потоков, необходимые для уравнений тепловых балансов.

Если для ПВД заданной величиной является $\Delta t^{\text{к}}_{r\text{м}}$ — минимальный температурный напор в собственно подогревателе (в зоне конденсации), то оказывается невозможным сразу определить температуру нагреваемой воды на выходе из ПВД, но можно определить температуру и энтальпию на выходе из зоны конденсации по уравнению (3.82). В этом случае уравнение теплового баланса составляют совместно для зоны конденсации и охлаждения дренажа одного подогревателя и пароохладителя другого, ему предшествующего (имеется в виду последовательное включение по воде охладителя дренажа, собственно подогревателя и пароохладителя каждого ПВД — см. рис. 3.66, *а*). Совместным решением таких уравнений (их число равно числу ПВД) находят расходы

греющего пара на ПВД, а затем из уравнений теплового баланса для пароохладителей — энтальпии и температуры питательной воды на выходе каждого ПВД. Естественно, должны быть известны минимальные температурные напоры в охладителях дренажа $\Delta t_{r\,др}$ и остаточные перегревы в пароохладителях $\Delta t_{r\,по} = t_{r\,по} - t_{r\,нас}$, где $t_{r\,по}$ — температура пара после пароохладителя [34].

При расчете схемы турбоустановки в переменном режиме минимальные значения температурных напоров рассчитываются с учетом изменившихся параметров схемы и сохранения неизменной площади поверхности нагрева F_r. Рассчитывают также новые значения давления в конденсаторе, потерь давления в паропроводах и некоторых других параметров. Особенности методики расчета конденсационных турбоустановок АЭС с увеличенной теплофикационной нагрузкой см. в [42].

Расчет повышения энтальпии в насосах, Дж/кг, ведется по формуле

$$\Delta h_н = \Delta p_н v_н / \eta_н, \qquad (3.83)$$

где $\Delta p_н$ — необходимое давление насоса, Па; $v_н$ — удельный объем перекачиваемой жидкости, м³/кг; $\eta_н$ — КПД насоса, равный здесь произведению гидравлического и объемного КПД (см. разд. 5); для насосов с подачей 0,15 м³/с и более $\eta_н = 0{,}82 \div 0{,}86$.

С учетом (3.83) определяются параметры рабочего тела на выходе из насосов, т. е. в соответствующих точках конденсатно-питательного тракта тепловой схемы.

Если на основе оптимальной разбивки подогрева (t_r — известные значения) определяются давления в отборах турбины, расчет по уравнениям (3.81) и (3.82) ведется в обратной последовательности.

Давления в отборе на деаэратор можно рассчитать по формуле

$$p_{отб\,д} = (p_д + \Delta p_{пар\,д})\, k_п,$$

где $\Delta p_{пар\,д}$ — сопротивление паропровода, подводящего пар от турбины к деаэратору, с учетом сопротивления регулятора давления (для оценок $\Delta p_{пар\,д} \approx 0{,}2$ МПа); $k_п$ — коэффициент запаса; при $k_п = 1{,}2$ можно считать, что данный отбор обеспечит работу деаэратора при постоянном давлении при нагрузке турбины, приблизительно равной 80 % номинальной.

5. Рассчитываются расходы потоков пара и воды. Основу расчета составляют уравнения материальных и тепловых балансов. Для подогревателя смешивающего типа, в который подводятся n потоков D_{r1}, D_{r2}, ..., D_{rn} с энтальпиями h_{r1}, h_{r2}, ..., h_{rn}, а отводится суммарный поток с энтальпией $h_{r\,нас}$, уравнение теплового баланса в общем виде может быть записано так:

$$(D_{r1} + D_{r2} + \ldots + D_{rn})\, h_{r\,нас} = (D_{r1}h_{r1} + D_{r2}h_{r2} + \ldots + D_{rn}h_{rn})\, \eta_r. \qquad (3.84)$$

Из деаэратора помимо основного потока питательной воды, как правило, отводится еще и пар (например, для эжектора уплотнений); соответственно изменится левая часть уравнения (3.84).

Уравнение теплового баланса для подогревателя поверхностного типа

$$G_r (h_r - h_{r\,вх}) = [D_{r1} (h_{r1} - h_{r\,др}) + D_{r2} (h_{r2} - h_{r\,др}) + \ldots]\, \eta_r. \qquad (3.85)$$

Здесь G_r — расход нагреваемой среды через подогреватель; h_r и $h_{r\,вх}$ — энтальпии этой среды на выходе и на входе; η_r — коэффициент, учитывающий тепловые потери, может быть принят $\eta_r \approx (1 - r \cdot 10^{-3})$; r — номер подогревателя.

Иногда такие уравнения для определения расходов пара из отборов турбины на регенерацию могут составляться и решаться последовательно, начиная с последнего по ходу питательной воды подогревателя (расход питательной воды известен). В ряде случаев необходимо решение систем уравнений. Для турбоустановок на перегретом паре это прежде всего связано со способами включения пароохладителей (см. пример в предыдущем пункте). Для турбоустановок на насыщенном паре необходимость совместного решения уравнений обусловливается заводом дренажей промежуточного парового перегревателя в подогреватели, питающиеся паром из ЧВД турбины. В этом случае удобно обозначить расход пара после ЧВД через X и решать уравнения в такой последовательности: сначала определить расход греющего пара на пароперегреватель, а затем — на подогреватели, подключенные к ЧВД, начиная с последнего по ходу воды. Результаты получатся в виде $D_r = C_{1r} + C_{2r}X$, где C_{1r} и C_{2r} — константы. После определения расходов пара из отборов ЧВД из уравнения материального баланса ЧВД можно найти X, а следовательно, и значения расходов всех потоков, ранее вычисленные в долях X.

Расчет расхода пара в конденсатор по двум уравнениям материального баланса — турбины (на основе рассчитанных расходов отборного пара) и конденсатора — является способом проверки правильности вычислений.

Расходы пара и воды рассчитывают или в абсолютных значениях D_r, или в долях расхода пара на турбину α_r. В первом случае по заданному расходу пара на турбину D_0 определяют электрическую мощность установки $N_э$, во втором случае решается обратная задача. Соответ-

ствующие энергетические уравнения приведены в табл. 3.35 (способы 1 и 2), в которой применены обозначения: W_i (или W'_i) — внутренняя мощность при расходе пара на турбину D_0 (или D'_0); w_i — удельная внутренняя мощность (на единицу расхода пара на турбину): $D_{\text{отс}\,j}$ — расход пара в j-м отсеке турбины (между отборами $j-1$ и j); H_{ij} — действительный теплоперепад в j-м отсеке; индекс к относится к потоку в конденсатор; $\eta_\text{Г}$ — КПД генератора (в любом режиме потери при преобразовании мощности на валу генератора в электрическую могут быть определены в относительных единицах); $W_{\text{мех}}$ — мощность, необходимая только для вращения турбины и генератора (механические потери), которая в относительных единицах может быть определена при номинальном режиме; в других режимах ее правильнее учитывать в абсолютных единицах.

Использование ЭВМ при расчете тепловой схемы наиболее просто для решения системы уравнений, описывающих тепловые и материальные балансы элементов схемы, на основе которых определяются расходы. Относительно искомых величин эти уравнения обычно рассматриваются как линейные. Если имеются некоторые нелинейности, то они могут быть учтены методом последовательных приближений. Например, повышение энтальпии в точке смешения потока основного конденсата и заканчиваемого дренажа может быть предварительно задано, а после определения всех потоков уточнено. Тогда структура программы для решения системы уравнений на ЭВМ следующая: 1) ввод матрицы коэффициентов; 2) обращение к программе решения системы линейных уравнений, имеющейся в составе программного обеспечения ЭВМ; 3) коррекция коэффициентов, рассчитанных по предварительным значениям некоторых величин, и повторное решение системы уравнений; 4) вывод результатов расчета на печать (см. также [19]).

В такой последовательности может быть определен и расход пара на турбину по заданной электрической мощности (способ 3 в табл. 3.35).

Расчет схемы при заданном $D_\text{к}$ (способ 4) проводится, если стремятся сохранить неизменными затраты по станции, связанные с конденсационной установкой и системой технического водоснабжения, а также если расход $D_\text{к}$ является предельным по условиям работы последних ступеней турбины.

Часто при расчете тепловой схемы требуется определить расход пара на турбину D_0 при заданной ее электрической мощности $N_\text{э}$ и заданных расходах некоторых потоков в схеме $D_j^{\text{пост}}$. Это расходы пара на подогреватели сетевой воды при заданной теплофикационной нагрузке $Q_\text{т}^{\text{пост}}$, расход рабочего тела на обеспечение собственного теплового потребления станции $Q_{\text{с.н}}^{\text{пост}}$, потоки пара через уплотнения турбины, полученные расчетом этих уплотнений, на эжекторы и т. д. Все эти потоки определят постоянную составляющую расхода пара на турбину $D_{\text{отс}\,1}^{\text{пост}}$, постоянные составляющие внутренних мощностей отсеков от 1-го до l-го (из отбора l отводится последний постоянный поток из турбины) и турбины в целом $W_i^{\text{пост}}$. Последняя величина и соответствующая ей $N_\text{э}^{\text{пост}}$ могут быть определены по способу 1, а $D_0^{\text{пер}}$, обеспечивающая $N_\text{э}^{\text{пер}} = N_\text{э} - N_\text{э}^{\text{пост}}$, — по способу 2 или 3. Искомая величина $D_0 = D_0^{\text{пер}} + D_{\text{отс}\,1}^{\text{пост}}$. Для рассмотренного случая можно применить и один третий способ. При этом желательно выбирать D'_0 достаточно близким к искомому значению D_0; здесь также необходим повторный (контрольный) расчет.

Результаты определения параметров и расходов потоков по схеме турбоустановки удобно сводить в таблицу (см. [19]).

6. Определяются показатели тепловой экономичности турбоустановки. Для чисто конденсационной установки это:

абсолютный электрический КПД турбоустановки (брутто)

$$\eta_\text{э} = N_\text{э}/Q_0; \qquad (3.86)$$

КПД турбоустановки нетто

$$\eta_\text{э}^{\text{нг}} = (N_\text{э} - N_{\text{с.н}})/Q_0; \qquad (3.87)$$

удельный расход пара

$$d_0 = D_0/N_\text{э}; \qquad (3.88)$$

удельный расход теплоты, кДж/кВт или кВт/кВт, — величина, обратная $\eta_\text{э}$.

Расход теплоты на турбоустановку без внешних потребителей теплоты $Q_0 \approx W_i + Q_\text{к}$, где $Q_\text{к}$ — мощность, теряемая в конденсаторах. В мощности $N_{\text{с.н}}$, расходуемой на собственные нужды станции, основную долю занимают питательные (если не применен турбопривод) и другие насосы. Мощность насоса подсчитывается по формуле

$$N_\text{н} = \Delta h_\text{н} G_\text{н}/\eta_\text{пр}, \qquad (3.89)$$

где $\Delta h_\text{н}$ — подогрев воды в насосе — см. (3.83); $G_\text{н}$ — расход перекачиваемой воды, кг/с; $\eta_\text{пр}$ — механический КПД и КПД привода насоса (см. 5.1.4); для ориентировочных расчетов $\eta_\text{пр} = 0{,}9 \div 0{,}95$.

Таблица 3.35. Способы определения расходов потоков и мощности установки

Условные этапы расчета	Номер способа расчета			
	1	2	3	4
Заданные величины	D_0	$N_э$	$N_э$	$D_к$
Определяемые величины	$N_э$	D_0	D_0	$N_э$, D_0
Задаваемый в расчете расход пара на турбину	D_0	1	D'_0	D'_0 (или 1)
Расходы потоков, найденные решением балансных уравнений	D_j	α_j	D'_j	$D'_j(\alpha_j)$
Порядок решения энергетических уравнений	$W_i = \sum_{j=1}^{к} D_{отс\,j} H_{ij}$; $N_э = (W_i - W_{мех})\,\eta_Г$	$w_i = \sum_{j=1}^{к} \alpha_{отс\,j} H_{ij}$; $W_i = N_э/\eta_Г + W_{мех}$; $D_0 = W_i/w_i$	$W'_i = \sum_{j=1}^{к} D'_{отс\,j} H_{ij}$; $W_i = N_э/\eta_Г + W_{мех}$; $D_0 = D'_0 W_i/W'_i$	$W'_i = \sum_{j=1}^{к} D'_{отс\,j} H_{ij}$; $W_i = W'_i D_к/D'_к$; $N_э = (W - W_{мех})\,\eta_Г$; $D_0 = D'_0 W_i/W'_i$
Окончательное определение расходов потоков	—	$D_j = D_0 \alpha_j$	$D_j = D'_j D_0/D'_0$	$D_j = D'_j D_к/D'_к$

Для турбоустановки (для ТЭЦ, например), в которой затрачивается тепловая мощность $Q_т$ и внешним потребителям отпускается $Q_т^0$, расход теплоты Q_0 может быть определен как сумма $W_i + Q_к + Q_т$. Обычно рассчитывают следующие показатели тепловой экономичности:

КПД по производству электроэнергии

$$\eta_э = N_э/(Q_0 - Q_т); \qquad (3.90)$$

КПД по отпуску тепловой энергии

$$\eta_т = Q_т^0/Q_т; \qquad (3.91)$$

полный КПД (оценивающий общую тепловую экономичность)

$$\eta_{э.т} = \left(N_э + Q_т^0\right)/Q_0; \qquad (3.92)$$

удельную выработку электрической мощности на тепловом потреблении

$$э = N_э^т/Q_т, \qquad (3.93)$$

где $N_э^т$ — электрическая мощность, развиваемая потоками пара, которые не проходят в конденсатор, а выводятся из турбины для выработки $Q_т$.

В случае использования в схеме вспомогательных приводных турбин их мощность $N_{т.п}$ должна быть прибавлена к $N_э$ в уравнениях (3.86), (3.88), (3.90) и (3.92).

При расчете Q_0 для турбоустановки без промежуточного перегрева пара можно воспользоваться формулой

$$Q_0 = D_0 (h_0 - h_{п.в}).$$

Для турбоустановки с промежуточным перегревом пара в котле, реакторе или теплоносителем 1-го контура на двухконтурной АЭС

$$Q_0 = D_0 (h_0 - h_{п.в}) + D_{п.п} \left(h_0' - h_р\right).$$

В этих формулах h_0 — энтальпия пара, поступающего в турбину; $h_{п.в}$ — энтальпия питательной воды (после системы регенеративного подогрева); $D_{п.п}$ — расход пара через промежуточный перегреватель; h_0' — энтальпия этого пара после промежуточного перегрева; $h_р$ — энтальпия пара, отводимого от турбины в промежуточный перегреватель.

3.12.3. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ НА ЭВМ

Расчет одного варианта тепловой схемы — достаточно трудоемкий процесс. Количество рассчитываемых вариантов при проектировании установки (оптимизация параметров, анализ работы при различных режимах) может быть велико. Это обстоятельство, а также широкое распространение ЭВМ стимулировали разработку математических моделей теплоэнергетических установок. Наиболее значительные работы в этом направлении проведены и проводятся в СЭИ СО АН СССР, ЦНИИКА, ИПМ АН СССР [6, 26, 30] и др.

Математическая модель — это формализованное описание расчетов установки (совокупность математических соотношений).

Модель, предназначенную для расчетов группы установок, разнообразных по своему составу, структуре и характеристикам, называют *универсальной*.

В данном параграфе некоторые вопросы и принципы кодирования схем и расчетов рассматриваются на примере математической модели, разработанной в МЭИ.

Расчет тепловой схемы на ЭВМ заключается в решении системы уравнений, с помощью которых описываются физические процессы в элементах схемы, а также термодинамическое состояние теплоносителей. Входящие в эти уравнения энергетические, термодинамические, расходные и конструктивные параметры и характеристики, относящиеся к различным элементам схемы установки, называются *физическими параметрами*. Порядок решения уравнений системы, использование в них заданных или вычисленных физических величин описываются обычно с помощью констант (чаще всего целочисленных), которые принято называть *логическими параметрами*. Исходную информацию — физические и логические параметры, записанную в определенной форме для ЭВМ, называют *расчетным кодом*. Логические параметры обычно подразделяют на *параметры связи*, определяющие взаимосвязь физических параметров (входных и выходных на границах смежных частей схемы), и *признаки*, обозначающие особенности расчета.

Для кодирования и последующего расчета на ЭВМ тепловая схема из технологической преобразуется в *расчетную*, в которой выделяются отдельные расчетные единицы — *узлы*.

В математической модели *узел* — это часть расчетной схемы, для которой проводится комплекс логических и арифметических операций, являющихся частью общего расчета. Расчетный узел соответствует какому-либо технологическому элементу исходной схемы установки, его части или группе взаимосвязанных элементов. Расчетный узел может не иметь прообраза в исходной схеме установки и вводиться для проведения необходимых расчетно-логических операций. Совокупность физических и логических параметров, соответствующих порядковому номеру узла в расчетной схеме, составляет *код узла*.

Узлам, имеющим общий алгоритм расчета, присваивается один и тот же число-

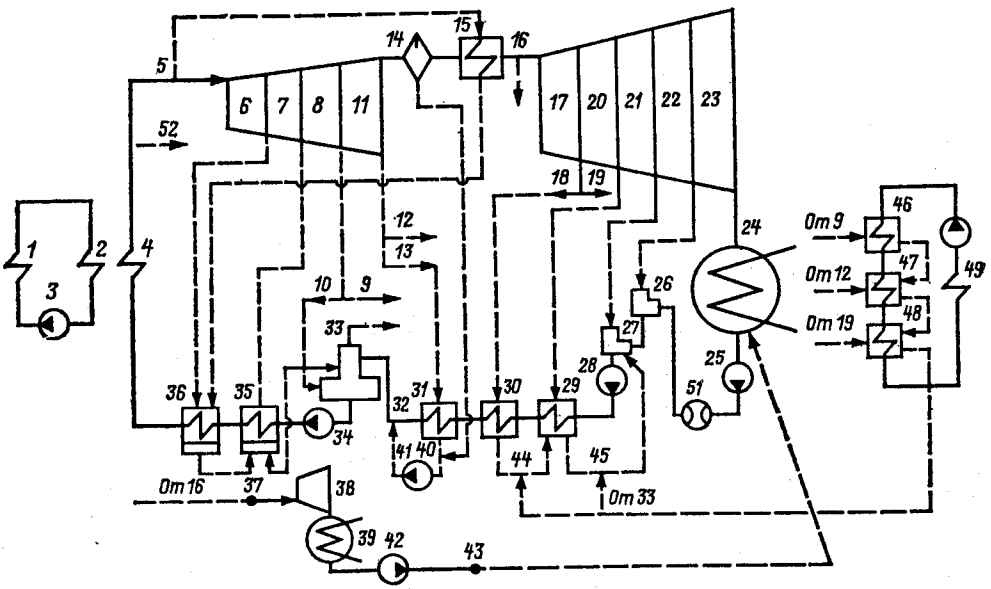


Рис. 3.86. Расчетная схема блока двухконтурной АЭС с турбиной К-1000

вой признак *типа узла*. С помощью типов узлов и параметров связи кодируется структура рассчитываемой схемы установки.

На рис. 3.86 в соответствии с правилами, принятыми в рассматриваемой модели, изображена расчетная схема, соответствующая несколько упрощенной тепловой схеме двухконтурной АЭС с турбоустановкой К-1000-60/3000. В модели принято потоки воды и пара подразделять на два вида, обозначаемых *Т* (сплошные линии на рисунке и *К* (штриховые линии). Для этих потоков, выходящих из какого-либо узла с номером *J*, вводятся различные обозначения расходов, давлений, температур, энтальпий и степени сухости (для пара): *GT(J)*, *PT(J)*, *TT(J)*, *HT(J)*, *XT(J)* и *GK(J)*, *PK(J)*, *TK(J)*, *HK(J)*. *XK(J)*. Совокупность этих и других параметров, объединенных индексом *J*, составляют код *J*-го узла.

Логические и физические параметры, задаваемые для расчета на ЭВМ варианта тепловой схемы, составляют код расчета; такой код для рис. 3.86 представлен в табл. 3.36, в которой каждая строка соответствует одной перфокарте или строке на экране дисплея. Код расчета состоит из блоков данных, включающих упорядоченные наборы значений параметров, а в некоторых случаях — и списки индексов. Блок данных может состоять из одной или нескольких перфокарт. Номера блоков данных общего характера обозначены римскими цифрами (I—V), а номера блоков, содержащих параметры узлов — арабскими.

Блок I включает значения КПД генератора (в программе обозначен *EFG*; в рассматриваемом примере принят равным 0,988), механического КПД турбины (*EFM*; 0,99) и условия окончания итерационных расчетов: относительную точность определения давлений (*BOP*; 0,001), точность для расходов (*EG*; 0,01 кг/с) и энтальпий (*EH*; 0,05 кДж/кг) потоков *Т*, точность определения электрической мощности установки (*EW*; 0,02 МВт).

Блок II включает следующие семь логических параметров: *NN* — признак, указывающий на особенности окончания расчета очередного варианта (или группы вариантов при $NV > 0$); при $NN = 0$ — останов; при $NN = 1$ или $NN = 2$ рассчитывается следующий вариант, причем при $NN = 1$ параметры рассчитанного варианта схемы будут использоваться как номинальные значения, что необходимо, например, при расчете переменных режимов;

NY — наибольший номер расчетного узла, является ограничивающим признаком при вводе параметров узлов, организации расчетных итераций, при печати результатов;

NM — количество номеров в массиве *NO* (блок V);

NB — условный признак, определяющий цель расчета (при $NB > 0$ определяется расход пара на турбину при заданной электрической мощности установки и обязательна перфокарта блока IV со значением этой мощности; при $NB = 0$ эта перфокарта должна отсутствовать и

Таблица 3.36. Код расчета варианта тепловой схемы (рис. 3.86)

№ блока данных	Содержание массива	Номера позиций перфокарт (строк дисплея)																									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
I	См. текст	0	.	9	8	8				0	.	9	9					0	.	0	0	1				0	.
II				2		5	2		4	9			4			1											
IV	*WEL*	1	0	0	0	.																					
V	*NO*		4	5	2		5		6		7		8	1	1	1	4	1	5	1	6	1	7	2	0	2	1
		4	8	4	9	5	0	1	0	1	3	1	9		2		3		1								
VI	*KBB*	5	2	5	2	3	0	1	1		4		1		1	1	3		4				1	2	9		8
1	*IND (J)*		1		1		9		1		8		4		4		4	1	0	1	0		4	1	0	1	0
			9		9	1	1		8		8		6		6		6		1		9		2		8		
2	*NT (J)*		3		1		2	3	6	5	2		5		6		7						8				
				3	9	4	2					4	7	4	8	5	0	4	6	4	9	2	5		4		
3	*J*		9	1	0	1	2	1	3	1	5	1	8	1	9	2	4	2	6	2	7	2	9	3	0	3	1
	NK1 (J)		8		9	1	1	1	2		5	1	7	1	8	4	3	2	2	2	1	2	0	1	8	1	3
4	*J*	2	7	2	9	3	3	3	5	3	6	4	0	4	4	4	5	4	7	4	8	2	4				
	NK2 (J)	4	5	4	4	3	5	3	6	1	5	1	4	4	8	3	3	4	6	4	7	5	2				
5	*J*		4		1	4	9	3	4																		
	NW (J)		2	—	1	—	2	3	8																		
6	*J*	5	2																								
	NA (J)		4																								
7	*J*		4																								
	NG (J)		1																								

Продолжение табл. 3.36

№ блока данных	Содержание массива	Номера позиций перфокарт (строк дисплея)																												
		27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53		
I	См. текст	0	1					0	.	0	5					0	.	0	2											
II																														
IV	*WEL*																													
V	*NO*	2	2	2	3	2	4	2	5	5	1	2	6	2	7	2	8	2	9	3	0	3	1	3	2	3	3	3		
VI	*KBB*		1	5	2				3		3		1		1								9		2		4	1		
1	*IND (J)*		3		6		8		4	1	0	1	0		4		4		4		4		5		9		7			
2	*NT (J)*	1	1	1	4	1	5	1	6					1	7	2	0	2	1	2	2	2	3	2	4	5	1	2		
3	*J*	3	2	3	3	3	5	3	6	3	7	3	8	4	0	4	1	4	4	4	5	4	6	4	7	4	8			
	NK1 (J)	4	1	1	0		7		6	1	6	3	7	3	1	4	0	3	0	2	9		9	1	2	1	9			
4	*J*																													
	NK2 (J)																													
5	*J*																													
	NW (J)																													
6	*J*																													
	NA (J)																													
7	*J*																													
	NG (J)																													

Продолжение табл. 3.36

№ блока данных	Содержание массива	Номера позиций перфокарт (строк дисплея)																											
		54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
I	См. текст																											
II																												
IV	*WEL*																											
V	*NO*	4	3	5	3	6	3	7	3	8	3	9	4	2	4	3	4	0	4	1	4	4	4	5	4	6	4	7
VI	*KBB*	2																										
1	*IND (J)*	7		9		6		6		6		8		7		9		6		6	1	1		4		5		8
2	*NT (J)*	6	2	7	2	8	2	9	3	0	3	1	3	2	3	3	3	4	3	5			3	7	3	8		
3	*J*																											
	NK1 (J)																											
4	*J*																											
	NK2 (J)																											
5	*J*																											
	NW (J)																											
6	*J*																											
	NA (J)																											
7	*J*																											
	NG (J)																											

Продолжение табл. 3.36

№ блока данных	Содержание массива	Номера позиций перфокарт (строк дисплея)																									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
8	*J*	1	5	2	6	2	7	2	9	3	0	3	1	3	3	3	5	3	6	4	0	4	6	4	7	4	8
	NTK (J)		5	2	2	2	1	2	0	1	7	1	1		8		7		6	1	1		8	1	1	1	7
9	*J*	1	4	1	5	1	6	2	4																		
	NP (J)		2		2		2	—	2																	.	
11	*J*	4	9																								
	W (J)	2	0	0	.																						
12	*J*		6		7		8	1	1	1	7	2	0	2	1	2	2	2	3	3	8	1	5	2	6	2	7
	EE (J)	0	.	8	8					0	.	8	7					0	.	8	5					0	.
		0	.	9	9	4				0	.	9	9	9				0	.	9	9	8				0	.
		0	.	9	9	5				0	.	9	9	4				0	.	8	2					0	.
13	*J*		3	2	5	2	8	3	4	4	1	4	2	5	0	5	2										
	EFA (J)	0	.	8	6					0	.	8	6					0	.	8	6					0	.
14	*J*		4																								
	GT (J)	1	6	0	0	.																					
15	*PT (J)*	1	5	.	5					1	5	.	0					1	6	.	0					6	.
		0	.	5	9																						
		0	.	0	5	4				0	.	0	1	9				0	.	0	5					0	.
		1	.	4						1	.	3						0	.	8						9	.
										0	.	0	1														
		0																									

Продолжение табл. 3.36

№ блока данных	Содержание массива	Номера позиций перфокарт (строк дисплея)																												
		27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53		
8	*J*																													
	NTK (J)																													
9	*J*																													
	NP (J)																													
11	*J*																													
	W (J)																													
12	*J*	2	9	3	0	3	1	3	3	3	5	3	6	4	6	4	7	4	8		3	2	5	2	8	3	4	4		
	EE (J)	8	3					0	.	8	9					0	.	8	8					0	.	8	5			
		9	9	7				0	.	9	9	6				0	.	9	9	5				0	.	9	9	4		
		7	6					0	.	7	6					0	.	8	2					0	.	7	6			
13	*J*																													
	EFA (J)	8	6					0	.	8	6					0	.	8	6					0	.	8	6			
14	*J*																													
	GT (J)																													
15	*PT (J)*	5						5	.	8	8					2	.	3	6					1	.	5	2			
																								0	.	2	5			
		0	5					0	.	0	8																			
		5						8	.	5						7	.	5												

Продолжение табл. 3.36

№ блока данных	Содержание массива	Номера позиций перфокарт (строк дисплея)																											
		54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
8	*J*																											
	NTK (J)																											
9	*J*																											
	NP (J)																											
11	*J*																											
	W (J)																											
12	*J*	1	4	2	5	0																						
	EE (J)				0	.	8						0	.	7	2					0	.	8	5				
					0	.	9	9	3				0	.	9	9	2				0	.	9	9	4			
					0	.	7	6					0	.	8	2												
13	*J*																											
	EFA (J)				0	.	0	2																				
14	*J*																											
	GT (J)																											
15	*PT (J)*				0	.	9	6													0	.	1	2				
					2	.	0						1	.	8						1	.	6					
					0	.	0	0	5				0	.	0	0	5											
													0	.	1						2	.	0					

Продолжение табл. 3.36

№ блока данных	Содержание массива	Номера позиций перфокарт (строк дисплея)																									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
17	*J*		1		2	4	9																				
	TT (J)	3	2	2	.					2	8	9	.					7	0	.							
18	*J*		4	1	4	1	5																				
	XT (J)	0	.	9	9	5				0	.	9	9					2	.								
19	*J*	3	3																								
	GK (J)	2	.	5																							
20	*J*	5	1																								
	HK (J)	9	.	0																							
24	*J*	1	5	2	9	3	0	3	1	3	5	3	6	4	6	4	7	4	8								
	DTT (J)	1	6	.	0					3	.	0						3	.	5						4	.
25	*J*	3	5	3	6																						
	DTK (J)	5	.	0						5	.	0															
26	*J*	1	4	1	5	1	6	2	4																		
	EPT (J)	0	.	0	3					0	.	0	2					0	.	0	1					0	.
27	*EPK (J)*	1	5	2	6	2	7	2	9	3	0	3	1	3	5	3	6	4	6	4	7	4	8	4	9		
		0	.	0	2					0	.	1						0	.	0	9					0	.
		0	.	0	6					0	.	0	7														
		0																									

Продолжение табл. 3.36

№ блока данных	Содержание массива	Номера позиций перфокарт (строк дисплея)																												
		27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53		
17	*J*																													
	TT (J)																													
18	*J*																													
	XT (J)																													
19	*J*																													
	GK (J)																													
20	*J*																													
	HK (J)																													
24	*J*																													
	DTT (J)	0						5	.	0						5	.	0						6	.	0				
25	*J*																													
	DTK (J)																													
26	*J*																													
	EPT (J)	0	1																											
27	*EPK (J)*	0	8					0	.	0	7					0	.	0	6			-		0	.	0	4			

Продолжение табл. 3.36

№ блока данных	Содержание массива	Номера позиций перфокарт (строк дисплея)																											
		54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
17	*J*																											
	TT (J)																											
18	*J*																											
	XT (J)																											
19	*J*																											
	GK (J)																											
20	*J*																											
	HK (J)																											
24	*J*																											
	DTT (J)				5	.	0						5	.	0													
25	*J*																											
	DTK (J)																											
26	*J*																											
	EPT (J)																											
27	*EPK (J)*				0	.	0	3					0	.	0	6					0		0	5				

электрическая мощность является искомой величиной);

$NWR1$ — указывает количество распечаток промежуточных результатов (после 1-й, 2-й и т. д. итераций);

$NWR2$ — определяет вид печати окончательных результатов (при $NWR2 = 0$ печатается таблица параметров узлов с номерами 1, 2, ..., NY); значения механической мощности турбины, электрической мощности генератора, тепловой мощности, подводимой к установке извне — в реакторе, например, а также отводимой для внешнего потребления; КПД электрический брутто и нетто; при $NWR2 \geqslant 0$ производится печать параметров лишь тех узлов, индексы которых в количестве, равном значению $NWR2$, указаны в блоке III; соответствующая перфокарта должна отсутствовать при $NWR2 \leqslant 0$ (при $NWR2 = -1$ таблица параметров узлов не печатается);

NV — количество вариантов расчета с изменением значений $W(J)$, $GT(J)$, $PT(J)$, $HT(J)$ или $TT(J)$ с заданным шагом (блоки 32—38).

В блоке IV указывается значение электрической мощности, МВт.

Блок V содержит массив $N0$ — двузначные номера узлов в расчетной схеме, в порядке которых решаются уравнения соответствующих узлов.

Блок VI содержит массив $KBB(L)$, указывающий количество вводимых чисел в блоке L; $L = 1, 2, \ldots, 40$ — номера блоков параметров узлов; при $KBB(L) = 0$ блок L должен отсутствовать (блоки 10, 16, 21, 22, 23, 28—40 в табл. 3.36); при $KBB(L) = NY$ блок L содержит значения параметра в узлах 1, 2, ..., NY; при $KBB(L) < NY$ в начале блока должны быть перфокарты с индексами, а после них — со значениями параметров узлов, номера которых соответствуют указанным индексам. Количество перфокарт в блоке L определяется количеством чисел, заданным в $KBB(L)$, и числом знаков, отводимых для каждого числа: два знака — для индекса, восемь — для физического параметра. Массив $KBB(L)$ обеспечивает компактность кода расчета.

Блоки данных 1—10 предназначены для логических параметров узлов; их физические параметры вводятся в ЭВМ, начиная с 11-го блока.

В модели предусмотрены следующие 11 типов узлов: 1 — подвод или отвод теплоты (узлы *1, 2, 4, 49* на рис. 3.86); 2 — приращение энтальпии (узел *51*); 3 — сепаратор (*14*); 4 — отсек турбины (*6—8, 11, 17, 20—23, 38*); 5 — конденсатор (*24, 39*); 6 — поверхностный теплообменник (*15, 29, 30, 31, 35, 36, 46—48*); 7 — теплообменник смешивающий, деаэратор (*26, 27, 33*); 8 — массообмен (*16, 32, 40, 44, 45, 52*); 9 — насос (*3, 25, 28, 34, 41, 42, 50*); 10 — ответвление (*5, 9, 10, 12, 13, 18, 19*); 11 — преобразование параметров (*37, 43*). Номера типов узлов указываются массивом $IND(J)$ в блоке 1.

В результате решения уравнений массовых и энергетических балансов, соответствующих типу узла, определяются значения входных или выходных параметров теплоносителя, а для отдельных типов — тепловая или электрическая мощность.

Для любого узла приняты ограничения: не более одного выходящего потока T и K, не более одного T и двух K входящих. При моделировании технологического узла дефицит входов и выходов покрывается за счет введения узлов 8-го (узлы *40, 44, 45* на рис. 3.86) или 10-го типов. Для моделирования одного теплообменника (например, парогенератора) могут использоваться два узла 1-го типа (*2* и *4*).

Кроме типов расчетных узлов, моделирующих какие-либо процессы, происходящие в технологических узлах, применены типы, имеющие лишь расчетно-логический смысл. Это в первую очередь 11-й тип (*37, 43*), который применяется для стыковки потоков T и K в расчетной схеме. Если в этом узле на входе задан поток T (или K), то на выходе будет поток K (или T) с теми же значениями параметров теплоносителя. Узел 2-го типа используется, когда вместо решения уравнений, описывающих процессы в том или ином технологическом узле, допустимо и в данном конкретном случае учитывается лишь приращение энтальпий теплоносителя, заранее вычисленное или принятое.

Группа узлов 10-го типа обычно вводится при расчете суммарного расхода от какого-либо элемента тепловой схемы, например расхода греющего пара, отбираемого от турбины.

При решении уравнений, соответствующих каждому типу узла, предусмотрены обращения к подпрограммам расчета теплофизических свойств теплоносителя.

Общий метод расчета тепловой схемы соответствует методу, приведенному в п. 3.12.2. Для сходимости значений параметров, вычисляемых для каждого узла, применен метод простых итераций.

При расчете J-го узла кроме физических параметров, задаваемых в коде этого узла, используются также параметры теплоносителя с индексами, задаваемыми указателями связей $NT(J)$, $NK1(J)$ и $NK2(J)$ — блоки 2—4. Эти указатели содержат номера узлов, из которых выходящие потоки T или K являются входящими в узел J.

Блок 5 содержит номера узлов J и $NW(J)$, между которыми происходит передача тепловой (узлы *2* и *4* на рис. 3.86) или механической (*38* и *34*) энергии. Значение $NW < 0$ означает подвод энергии из-

вне ($NW = -1$) или отвод внешнему потребителю ($NW = -2$).

С помощью блоков данных 1—5 кодируются состав и структура тепловой схемы.

В блоках 6 и 7 указываются признаки, определяющие особенности расчета расхода (например, против потока теплоносителя), а в блоках 8 и 9 — особенности расчета давлений.

Блок 10 предназначен для признаков связи с внешними подпрограммами (это могут быть номера подпрограмм), что расширяет возможности данной модели. Например, внутренние относительные КПД отсеков турбины могут задаваться (блок 12), а могут рассчитываться для номинальных и переменных режимов по специальным подпрограммам, реализующим, в частности, методику, приведенную в [42].

В блоке 11 указываются мощности (тепловая, электрическая или механическая) узлов, в блоке 12 — КПД: внутренний относительный для отсеков турбины, гидравлический для насосов, учитывающий тепловые потери — для теплообменников, в блоке 13 — КПД приводов насосов, в блоках 14—23 — расходы, давления, температуры, энтальпии, степени сухости теплоносителей, в блоках 24, 25 — минимальные температурные напоры (недогревы) в теплообменниках, в блоках 28—31 — номинальные значения параметров рассчитываемой схемы, в блоках 32—38 — приращения изменяемых параметров при вариантных расчетах, блоки 39 и 40 резервные и используются при расширении модели, например, для номинальных значений внутренних относительных КПД отсеков турбины при расчете частичных режимов.

Для сокращения расчетного кода в модели применяется принцип *совмещения функций параметров*. Например, нулевое значение логического параметра $NT(J)$ для узлов 8-го и 9-го типов указывает на отсутствие выходного потока T (узлы *40*, *41*), $NT(J) > 0$ — на его наличие (*28*, *32*), а в узлах 11-го типа (*37*, *43*) — наоборот. Отдельные физические параметры могут выполнять функции логических. Например, параметры $XT(J)$ выполняют роль признака агрегатного состояния: $XT(J) = 0$ — вода; $0 < XT(J) \leqslant 1$ — пароводяная смесь; $XT(J) = 2$ — пар; параметры $XK(J)$ — то же. Для узла 6-го типа (*15*) $XT(J) = 2$ означает, что этот узел является пароперегревателем, а $XT(J) = 0$ — подогревателем воды. В узле этого же типа значения минимальных температурных напоров $DTT(J)$ и $DTK(J)$ определяют разновидности решения узла. При $DTT(J) \neq 0$ рассчитывается расход потока с индексом $NK1(J)$, а при $DTT(J) = 0$ этот расход считается известным. Если $DTK(J) = 0$, то $HK(J)$ принимается равным энтальпии насыщенной воды (узлы *15*, *30*, *31*), если же $DTK(J) > 0$, это значит, что конденсат греющего пара подогревателя охлаждается в охладителе дренажа (*35*, *36*).

Для узла 1-го типа возможны три варианта расчета с определением мощности $W(J)$, расхода $GT(J)$ или выходной энтальпии $HT(J)$. Если какой-либо из этих параметров в исходном коде расчета равен нулю, значит, этот параметр будет определяться по двум остальным и входной энтальпии.

Если пользователь не планирует коррекцию кода расчета после ввода его в ЭВМ, то последней перфокартой этого кода является пустая (или нуль в первой позиции последней строки дисплея — см. табл. 3.36); в противном случае в первой позиции должна быть единица. Корректирующая информация вводится по той же схеме, начиная с блока VI, при этом остальные исходные данные остаются прежними.

Могут быть отмечены следующие преимущества рассмотренной модели:

расчетная схема незначительно отличается от принципиальной тепловой схемы;

количество логических параметров расчетного кода сведено к минимуму вследствие отсутствия всякого дублирования, объединения функций логических параметров и передачи части функций логических параметров физическим;

система ввода обеспечивает компактность расчетного кода.

Расчет свойств воды и водяного пара производится с помощью специальных подпрограмм, которые легко могут быть заменены. Использовалась система уравнений [46], результаты расчета по которым хорошо согласуются со значениями в современных таблицах свойств воды и водяного пара (см. ГСССД 98-86).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Абрамов В. И., Филиппов Г. А., Фролов В. В.** Тепловой расчет турбин. М.: Машиностроение, 1974.

2. **Аронов Б. М., Жуковский М. И., Журавлев В. А.** Профилирование лопаток авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1975.

3. **Бартлетт Р. Л.** Тепловая экономичность и экономика паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1963.

4. **Блюдов В. П.** Конденсационные устройства паровых турбин. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1951.

5. **Бененсон Е. И., Иоффе Л. С.** Теплофикационные турбины. М.: Энергоатомиздат, 1986.

6. **Вульман Ф. А., Корягин А. В., Кривошей М. З.** Математическое моделирование тепловых схем паротурбинных

установок на ЭВМ. М.: Машиностроение, 1985.

7. **ГОСТ 3618-82.** Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов. Типы и основные параметры. М.: Изд-во стандартов, 1982.

8. **Дейч М. Е.** Техническая газодинамика. М.: Энергия, 1976.

9. **Дейч М. Е., Трояновский Б. М.** Исследования и расчеты ступеней осевых турбин. М.: Машиностроение, 1964.

10. **Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я.** Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение, 1965.

11. **Елизаров Д. П.** Теплоэнергетические установки электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1982.

12. **Ефимочкин Г. И.** Совершенствование регенеративной схемы паровых турбин современных энергоблоков//Теплоэнергетика, 1984. № 7. С. 46—51.

13. **Зорин В. М., Альтшуллер М. А.** О выборе температурных напоров в регенеративных теплообменниках турбоустановок АЭС//Теплоэнергетика. 1976. № 2. С. 36—38.

14. **Капелович Б. Э.** Эксплуатация паротурбинных установок. М.: Энергоатомиздат, 1985.

15. **Кирсанов И. Н.** Конденсационные установки. М.: Энергия, 1965.

16. **Коновалов Г. И., Кирш А. К., Канаев В. Д.** Тепловые испытания конденсаторов паровых турбин мощностью 300 МВт//Теплоэнергетика. 1970. № 9. С. 12—16.

17. **Костюк А. Г., Шерстюк А. Н.** Газотурбинные установки. М.: Высшая школа, 1979.

18. **Кроль А. Я.** Эксплуатация блочных турбинных установок большой мощности. М.: Энергия, 1971.

19. **Маргулова Т. Х.** Атомные электрические станции. М.: Высшая школа, 1984.

20. **Морозов Г. Н., Зорин В. М.** К вопросу совершенствования тепловой схемы АЭС с водоохлаждаемыми реакторами// Теплоэнергетика, 1972. № 3. С. 4—8.

21. **Нормы** технологического проектирования атомных электрических станций /ВНТП-80/. М.: Минэнерго СССР, 1981.

22. **Нормы** технологического проектирования тепловых электрических станций /ВНТП-81/. М.: Минэнерго СССР, 1981.

23. **ОСТ 24.271.28-81.** Подогреватели поверхностные низкого и высокого давления систем регенерации стационарных паровых турбин АЭС. Технические условия. Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1980.

24. **ОСТ 108.271.17-76.** Подогреватели поверхностные низкого и высокого давления для системы регенерации стационарных паровых турбин. Типы и основные параметры. Технические требования. М.: Минэнергомаш, 1977.

25. **ОСТ 108.301.01-79.** Сепараторы-пароперегреватели для турбин АЭС. Общие технические условия. М.: Минэнергомаш, 1980.

26. **Палагин А. А.** Автоматизация проектирования тепловых схем турбоустановок. Киев: Наукова думка, 1983.

27. **Паровые** и газовые турбины/Под ред. А. Г. Костюка и В. В. Фролова. М.: Энергоатомиздат, 1985.

28. **Паротурбинные** установки атомных электростанций/Под ред. Ю. Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.

29. **Печеник В. Н., Хатетовский Г. И.** Питательные агрегаты мощных энергоблоков. М.: Энергия, 1978.

30. **Попырин Л. С.** Математическое моделирование и оптимизация атомных электростанций. М.: Наука, 1984.

31. **Прейскурант** 19-05. Оптовые цены на котельно-турбинное оборудование. М.: Прейскурантгиз, 1980.

32. **РТМ 24.271.23-74.** Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления. М.: НТЭ и ТМ, 1974.

33. **РТМ 108.038.01-76.** Расчет и проектирование смешивающих подогревателей низкого давления и схемы их включения. Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1977.

34. **Рыжкин В. Я.** Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976.

35. **Рыжкин В. Я., Кузнецов А. М.** Анализ тепловых схем мощных конденсационных блоков. М.: Энергия, 1972.

36. **СНИП** II-Г.10-73* (П-36-73*). Тепловые сети. Нормы проектирования. Госстрой СССР. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1985.

37. **Стерман Л. С., Покровский В. Н.** Химические и термические методы обработки воды на ТЭС. М.: Энергия, 1981.

38. **Теплообменное** оборудование паротурбинных установок. Отраслевой каталог. М.: НИИЭинформэнергомаш, 1984.

39. **Технико-экономические** основы выбора параметров конденсационных электрических станций/Под ред. Л. С. Стермана. М.: Высшая школа, 1970.

40. **Типовая** энергетическая характеристика турбоагрегата К-500-240-2 ХТГЗ. М.: Союзтехэнерго, 1985.

41. **Типовая** энергетическая характеристика турбоагрегата К-800-240-3 ЛМЗ. М.: Союзтехэнерго, 1980.

42. **Трояновский Б. М., Филиппов Г. А., Булкин А. Е.** Паровые и газовые турбины атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1985.

43. **Филиппов Г. А., Поваров О. А., Пряхин В. В.** Исследования и расчеты

турбин влажного пара. М.: Энергия, 1973.

44. **Шкловер Г. Г., Мильман О. О.** Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1985.

45. **Щегляев А. В.** Паровые турбины. М.: Энергия, 1976.

46. **Юза Я.** Уравнения для термодинамических свойств воды и водяного пара, предназначенные для вычислительных машин//Теплоэнергетика, 1967. № 1. С. 80—86.

47. **Расчетные** зависимости теплообменных процессов в ПВД и ПНД современных паротурбинных установок/В. М. Марушкин, К. С. Стрелкова, В. И. Васильев, Г. Т. Школьник; **Бездеаэраторная** тепловая схема турбины К-800-240-5 ПОТ ЛМЗ/Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий, Л. Е. Апатовский, В. М. Беренштейн, В. Т. Гусев/Теплоэнергетика. 1987. № 2. С. 33—37, 41—46.

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

ГАЗОТУРБИННЫЕ И КОМБИНИРОВАННЫЕ УСТАНОВКИ

4.1. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ (ГТУ)

4.1.1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, СХЕМЫ, КЛАССИФИКАЦИЯ ГТУ, ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Газотурбинная установка — тепловой двигатель, рабочее тело в котором остается газообразным во всех точках теплового цикла; состоит из турбин, компрессоров, устройств подвода (камер сгорания) и отвода теплоты, объединенных общей гидромеханической системой.

Газотурбинные установки могут быть осуществлены по тепловым циклам: с постоянным давлением сгорания ($p = \text{const}$), со сгоранием при постоянном объеме ($v = \text{const}$). Практическое применение получили установки по циклу $p = \text{const}$. В зависимости от способа передачи части теплоты холодному источнику ГТУ разделяют на ГТУ открытого и замкнутого циклов.

Газотурбинная установка открытого цикла — ГТУ, в которой рабочее тело поступает из атмосферы, однократно проходит через все элементы ГТУ и выбрасывается в атмосферу.

Газотурбинная установка замкнутого цикла (замкнутая ГТУ) — ГТУ, рабочее тело которой непрерывно циркулирует по замкнутому контуру, а отвод теплоты осуществляется в специальных теплообменниках.

Рабочим телом ГТУ открытого цикла служит атмосферный воздух и продукты сгорания органического топлива, а в замкнутых ГТУ — воздух, гелий, азот, углекислый газ и т. п.

Для удовлетворения различным эксплуатационным и технико-экономическим требованиям (мощность, экономичность, маневренность, режим работы, уровень автоматизации управления, ресурс и т. п.) ГТУ выполняются одновальными и многовальными.

Газотурбинные установки открытого цикла выполняются по простому циклу и по сложным циклам.

Одновальные ГТУ по простому циклу (простые ГТУ) состоят из воздушного компрессора (ВК), газовой турбины (ГТ), камеры сгорания и нагрузочного устройства (рис. 4.1, *а*). Двухвальные ГТУ по простому циклу состоят из компрессорного вала, приводимого турбиной высокого давления (ТВД) (рис. 4.2, *а*) или турбиной низкого давления (ТНД), и вала полезной мощности. Трехвальная ГТУ по простому циклу позволяет осуществить большое число различных схем. Наибольшее распространение получила схема рис. 4.2, *г*, позволяющая разместить все турбины и компрессоры внутри общего корпуса.

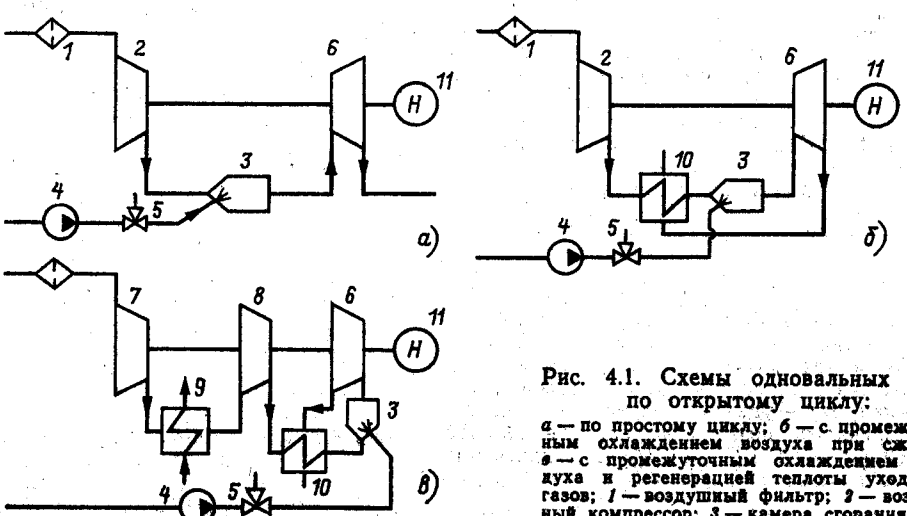


Рис. 4.1. Схемы одновальных ГТУ по открытому циклу:

а — по простому циклу; *б* — с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии; *в* — с промежуточным охлаждением воздуха и регенерацией теплоты уходящих газов; *1* — воздушный фильтр; *2* — воздушный компрессор; *3* — камера сгорания; *4* — топливный насос; *5* — стопорно-регулирующий клапан; *6* — газовая турбина; *7* — КНД; *8* — КВД; *9* — промежуточный воздухоохладитель; *10* — регенератор; *11* — нагрузочное устройство

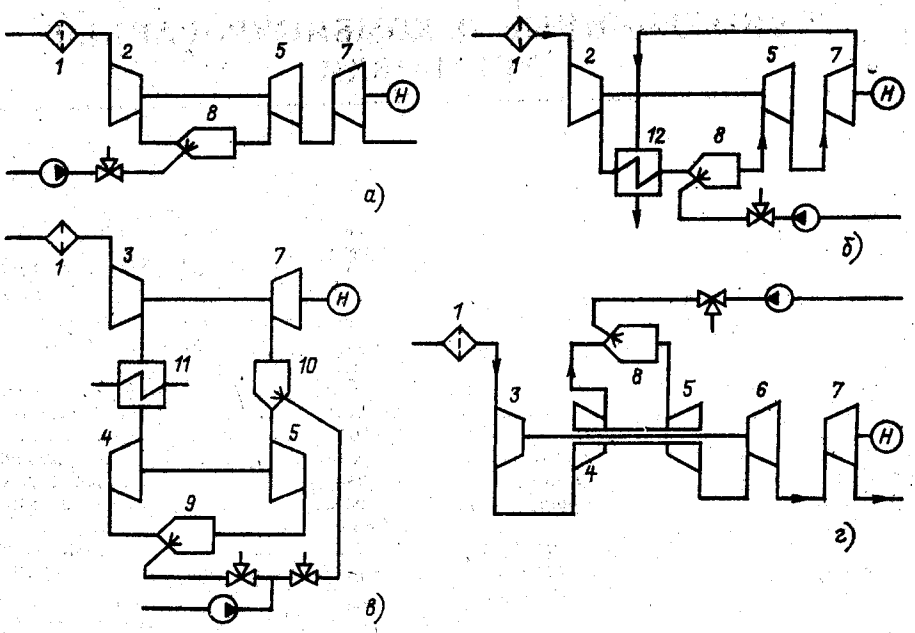


Рис. 4.2. Типовые схемы многовальных ГТУ открытого цикла:

а — двухвальная по простому циклу с независимой турбиной полезной мощности; *б* — то же с регенерацией теплоты; *в* — двухвальная с разделенным компрессором, промежуточными охлаждением воздуха и подводом теплоты и КНД на валу полезной мощности; *г* — трехвальная прямоточная ГТУ (КНД + ТСД, КВД + ТВД, ТНД + нагрузка) с однократным подводом теплоты; *1* — воздушный фильтр; *2* — ВК; *3* — КНД; *4* — КВД; *5* — ТВД; *6* — ТСД; *7* — ТНД; *8* — КС; *9* — КСВД; *10* — КСНД; *11* — ВО; *12* — регенератор

Газотурбинная установка с регенерацией теплоты (рис. 4.1, *б*; 4.2, *б*) имеет поверхностный теплообменник (регенератор), в котором осуществляется утилизация теплоты уходящих газов путем подогрева воздуха перед его подачей в камеру сгорания (КС).

Цикл ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов характеризуется степенью регенерации σ, представляющей собой отношение количества теплоты, полученной воздухом, к предельному количеству теплоты, которую можно получить от уходящих газов ГТУ при охлаждении в максимально возможном интервале температур:

$$\sigma = \frac{G_в (h_{вf} - h_{вb})}{G_г (h_{гd} - h_{гb})}, \qquad (4.1)$$

где $G_в$, $G_г$ — расход воздуха и газов; $h_{вf}$, $h_{вb}$ — удельные энтальпии воздуха соответственно на выходе и входе в теплообменник; $h_{гd}$ — удельная энтальпия газов за турбиной; $h_{гb}$ — удельная энтальпия газов при температуре воздуха на входе в теплообменник. Для ГТУ на жидком дистиллятном топливе и природном газе $G_г \approx G_в$ и

$$\sigma = \frac{c_{pв} (t_{вf} - t_{вb})}{c_{pг} (t_{гd} - t_{вb})}. \qquad (4.2)$$

Газотурбинные установки по сложным циклам включают одну или несколько ступеней промежуточного охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре, две и более ступени подвода теплоты (рис. 4.1, *в*, 4.2, *в*). Такие ГТУ позволяют осуществить большое количество схем соединения турбин и ком-

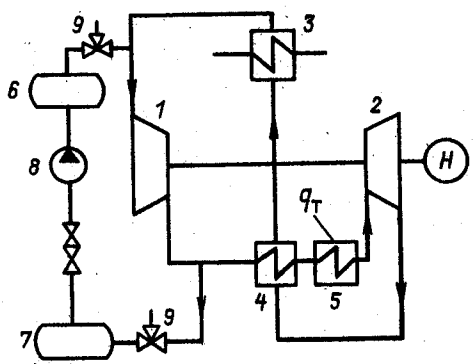


Рис. 4.3. Принципиальная схема ГТУ замкнутого цикла:

1 — компрессор; *2* — газовая турбина; *3* — охладитель газа; *4* — регенератор; *5* — нагреватель газа; *6*, *7* — газгольдеры высокого и низкого давлений; *8* — перекачивающий компрессор; *9* — управляющий клапан

Таблица 4.1. Режимы работы энергетических ГТУ

Режим использования энергетической ГТУ	Продолжительность пуска и нагружения, мин	Продолжительность работы, ч/год	Периодичность капитальных ремонтов, ч
Базовый	До 35	Не менее 6 000	30 000—50 000
Полупиковый	15—20	2 000—6 000	10 000—30 000
Пиковый	10—15	600—2 000	3 000—4 000 (или более 300 пусков)
Оперативного резерва	2—5	Менее 600	В зависимости от использования

прессоров, схем включения воздухоохладителей (ВО) и КС [10, 11, 25].

Замкнутая ГТУ (рис. 4.3) состоит из газового компрессора *1*, турбины *2*, регенератора *4*, газоохладителей *3*. Подвод теплоты от внешнего источника производится в теплообменнике *5*. Регулирование мощности ГТУ производится за счет изменения количества рабочего тела, циркулирующего в контуре. При постоянных значениях температуры газа перед газовой турбиной (ГТ) и компрессором расход газа прямо пропорционален давлению в соответствующих точках контура. Изменение давления в контуре обеспечивается соединением контура ГТУ с емкостями высокого *6* и низкого давления *7*. Между емкостями установлен перекачивающий компрессор *8*.

По назначению ГТУ разделяются на:

энергетические — для привода электрических генераторов;

приводные — для привода компрессоров газоперекачивающих станций (ГПС), металлургических и химических производств, насосов систем пожаротушения и перекачки нефти и т. п.; *транспортные* — в качестве двигателей в авиации, водном, железнодорожном и автомобильном транспорте.

Энергетические ГТУ в зависимости от продолжительности работы под нагрузкой в течение года разделяются на базовые, полупиковые, пиковые ГТУ и ГТУ аварийного резерва. Осредненные показатели использования и некоторые основные технические требования, характерные для энергетических ГТУ, представлены в табл. 4.1.

Режим использования приводных ГТУ зависит от области применения. ГТУ для привода компрессоров ГПС используются около 6000 ч/год со средней наработкой на пуск свыше 300 ч.

4.1.2. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРИВОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ

Основные тепломеханические характеристики ГТУ для привода электрических генераторов, изготовленных или спроектированных турбостроительной промышленностью СССР, представлены в табл. 4.2.

Характерной особенностью ГТУ первого поколения (ГТ-100-750-2, ГТ-700-12М, ГТ-25-700-1), спроектированных до 1969 г., является применение схем с промежуточным охлаждением воздуха, регенерацией теплоты, промежуточным подводом теплоты в процессе расширения. Некоторые ГТУ выполнялись двухвальными. Предназначены для работы в базовом или полупиковом и пиковом режимах.

Газотурбинные установки второго поколения (ГТЭ-125, ГТЭ-150, ГТ-45-850) спроектированы как одновальные блочно-транспортабельные агрегаты по простейшей схеме. Предназначены для несения базовой (в основном в составе ПГУ) и пиковой (в автономном режиме) нагрузок. Предусматривается включение в схему теплофикационных подогревателей и других теплообменных аппаратов для утилизации теплоты уходящих газов. Начальные температуры газов перед турбиной в пиковых режимах достигают 1300—1373 К, в перспективных ГТУ — до 1500 К. Начальную температуру газов в базовом режиме (в том числе при работе в составе ПГУ) снижают на 50—80 К.

В конструктивных схемах преобладает размещение турбин и компрессоров в едином осесимметричном корпусе, устанавливаемом на общей жесткой раме, применение трехопорных жестких роторов, камер сгорания, встроенных в переходный между компрессором и турбиной участок корпуса, с теплонапряженностью объема до 70 МВт/(м³·МПа). КС ГТУ большой мощности — секционные, число пламенных труб 8—14.

Некоторые зарубежные фирмы («Броун Бовери», «Сталь-Лаваль» и др.) отдают предпочтение выносным КС, размещаемым вне корпуса турбогруппы. ГТУ, предназначенные для работы в ПГУ с высоконапорным парогенератором, также выполняются с автономными выносными КС. Характерны тщательная аэродинамическая проработка проточных частей турбин и компрессоров, применение высокоэффективных диффузорных переходных и выхлопных патрубков с коэффициентом восстановления энергии 60—70 %, высокий уровень автоматизации оборудования, применение микропроцессо-

Таблица 4.2. **Характеристики энергетических ГТУ**

Типоразмер	Назначение	Завод-изготовитель	Мощность $N_э$, МВт	Температура газа $T_с$, К	Общая степень повышения давления ε	Расход воздуха через КПД $G_к$, кг/с	Число валов z
ГТ-700-12М	Базовая	ПО НЗЛ	11	973	6,3	92,0	1
ГТ-25-700-1	Полупиковая	ПО ЛМЗ	25	973	10,0	190	1
ГТ-35/44-770 *	Базовая	ПО ХТЗ	34,71 32,20	1043	6,4/6,6	213/215	1
ГТ-100-750-2	Пиковая	ПО ЛМЗ	91	1023/1023	29,3	427	2
ГТ-100-3М	»	То же	105,0	1023	26,0	460	2
ГТЭ-125	»	» »	128,0	1223	12,7	630	1
ГТЭ-150	»	» »	157,0	1373	14,0	630	1
ГТ-45-850 *	Базовая	ПО ХТЗ	46/44	1123	8,1/8,2	267	1
ГТГ-4	Полупиковая	—	4,0	1015	8,6	33,2	3
ГТГ-12	»	—	12,0	1060	10,6	86,6	3

Продолжение табл. 4.2

Типоразмер	Частота вращения, $с^{-1}$		КПД ГТУ $\eta_э$, %	Степень регенерации σ	Топливо	КПД, %	
	Компрессорный вал	Вал полезной мощности				ТВД/ТНД	КВД/КНД
ГТ-700-12М	—	50	26,0	0,65	ПГ	86,0	88/89
ГТ-25-700-1	—	50	25,0	0,80	ПГ, С	88,0	86/84,5
ГТ-35/44-770 *	—	50	26,5	—	ПГ, ГТ	89,0	86
ГТ-100-750-2	67	50	27,5	—	ПГ, ГТ	89/88	88/86,5
ГТ-100-3М	67	50	29,0	—	ГТ, ПГ	88/87,5	88/86,7
ГТЭ-125	—	50	29,5	—	ПГ, ГТ	89,0	86,5
ГТЭ-150	—	50	31,0	—	ПГ, ГТ	89,0	86,5
ГТ-45-850 *	—	50	28,5	—	ПГ, ГТ	88,0	87
ГТГ-4	—	50	25,0	—	С, К	—	—
ГТГ-12	—	50	27,2	—	С, К	—	—

* В числителе — характеристики ГТУ при работе в составе ПГУ, в знаменателе — при автономной работе; КПД $\eta_э$ приведен только для автономного режима с номинальной нагрузкой; ПГ — природный газ; ГТ — газотурбинное топливо; С — соляр; К — керосин.

ров в системах контроля, защит и автоматического регулирования.

Для энергоснабжения труднодоступных районов с неравномерным уровнем энергопотребления и слабой ремонтной базой выпускаются агрегаты, разработанные на базе авиационных и судовых двигателей. Наибольшее распространение получили агрегаты ГТГ-4 (для передвижных энергопоездов) и ГТГ-12 (устанавливаются на плавучих электростанциях «Северное сияние»). Установки этого типа отличаются хорошей ремонтопригодностью, высокой надежностью, низкими эксплуатационными расходами. При использовании котлов-утилизаторов можно получить от каждой установки ГТГ-12 до 8 т/ч пара для нужд теплофикации.

Капитальные затраты на постройку передвижных электростанций окупаются в течение 2—4 лет. Имеется успешный опыт эксплуатации ГТУ типа ГТА-18, созданной на базе авиационного двигателя АИ-20. При температуре газов перед турбиной 1273 К КПД установки равен 21,1 %. Однако ресурс ее вдвое ниже, чем у агрегатов ГТГ-12. Установленная мощность ГТУ в энергетике СССР достигла в 1985 г. 2 млн. кВт. Наиболее крупной является ГТУ ГТ-100-750, на долю которой приходится около 0,9 млн. кВт. С 1989 г. на электростанции начнет поступать ГТЭ-150, а с 1992 г. — ее улучшенный, модернизированный вариант — ГТЭ-200.

Сравнение проектных показателей ГТЭ-200 с лучшими зарубежными аналогами приведено в табл. 4.3.

ГТ-100-750-2 [18]. Двухвальная ГТУ выполнена по сложному циклу — с промежуточным охлаждением воздуха и про-

Таблица 4.3. Сравнение показателей и параметров стационарных энергетических ГТУ в базовом режиме

Показатель	M9001E	ГТЭ-200	W501D (50 Гц)	V94,2
	Изготовитель			
	«Дженерал Электрик» (США)	ПОТ ЛМЗ СССР	«Вестингауз» (США), ФИАТ (Италия)	«Крафтверкунион» (ФРГ)
Год выпуска	1979	Проект	1981	1974
Мощность на зажимах генератора, МВт	109,3	172	95,2	130,6
Температура газа перед турбиной, К	1358	1523	1403	1373
Степень повышения давления в компрессоре	11,6	15,6	14,2	10,5
Расход воздуха через компрессор, кг/с	401	630	359	487
Электрический КПД установки, %	31,9	33,5	31,3	32
Удельная масса турбогруппы, кг/кВт	2,70	1,12	1,75	2,12

межуточным подводом теплоты (см. рис. 4.2, *в*). В выхлопном тракте предусмотрена возможность подключения теплофикационного водоподогревателя. Обе турбины: высокого (ТВД) и низкого давлений (ТНД), камеры сгорания высокого (КСВД) и низкого (КСНД) давлений, а также компрессор высокого давления (КВД) расположены в общем корпусе длиной 12,5 м и массой 123 т (рис. 4.4). КНД выполнен в отдельном корпусе. Трехступенчатая ТВД вращает 13-ступенчатый КВД, а 5-ступенчатая ТНД — 8-ступенчатый КНД и электрический генератор. Роторы ТВД и ТНД — дисковые, сболченные. Охлаждение дисков и хвостовиков рабочих лопаток производится продувкой воздуха через щелевые зазоры в хвостовом соединении. Ротор КНД гибкий, выполнен с насадными дисками, $n_{кр} = 30$ с$^{-1}$, имеет постоянный наружный диаметр $d = 2{,}07$ м, высота рабочей лопатки первой ступени 520 мм. Ротор КВД барабанного типа, соединен с ротором ТВД жестким фланцевым соединением. Барабан и концевые части ротора КВД выполнены из стали 34ХН3М, рабочие лопатки кованые, из стали 20Х13.

Камеры сгорания высокого и низкого давлений — секционные, имеют по 12 пламенных труб из стали ЭИ435, концентрично расположенных вокруг ротора, каждая пламенная труба имеет индивидуальную систему зажигания.

Между ТВД и ТНД установлен блок опорных подшипников. Обойма подшипников соединена с наружным корпусом 10 ребрами. С внешней стороны обойма омывается газами после ТВД с температурой 500 °С, с внутренней — охлаждающим воздухом.

Корпус ТВД и ТНД, а также узлы переходного корпуса, в котором размещена КСНД, выполнены из перлитной стали. Выхлопной патрубок ТНД и газоходы выполнены из углеродистой стали.

Для запуска ГТУ используется быстроходная 2-венечная паровая турбина, через редуктор и обгонную муфту соединенная с валом высокого давления.

Система автоматического регулирования — электрогидравлическая. Управление агрегатом — дистанционное с программным устройством для автоматического запуска ГТУ. В системах контроля некоторых ГТУ (Краснодарская ТЭЦ) используется ЭВМ «Комплекс-4».

ГТЭ-150. Одновальная газотурбинная установка по простому циклу показана на рис. 4.5. Компрессор, камера сгорания и турбина имеют общий осесимметричный корпус с одним горизонтальным и пятью вертикальными разъемами, из которых три технологических. Компрессор — 14-ступенчатый, расход воздуха 630 кг/с, в периферийных сечениях первой ступени сверхзвуковая скорость потока.

Входной направляющий аппарат выполнен поворотным, за 5-й и 9-й ступенями предусмотрены антипомпажные сбросы воздуха. Ротор турбокомпрессора — дисковый, сболченный с центральной стяжкой. Центровка дисков и передача крутящего момента обеспечивается радиальными штифтами (ротор компрессора) и хиртовым шлицевым соединением (ротор турбины). Ротор турбокомпрессора — трехопорный, средний

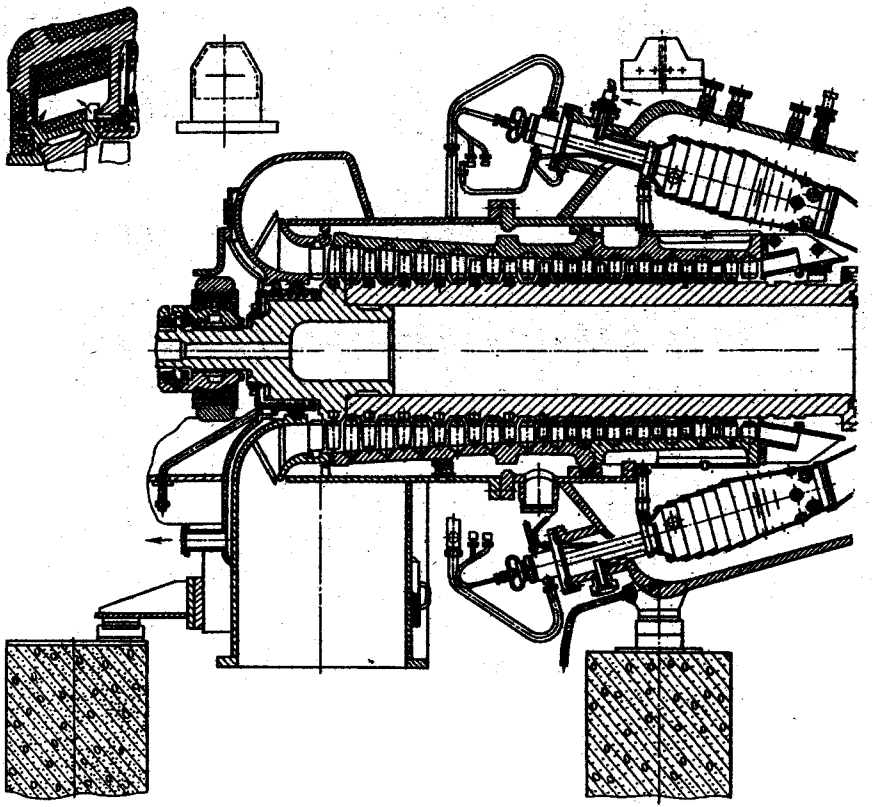


Рис. 4.4. Продольный разрез ГТ-100-750-2 (компрессор высокого давления, камеры сгорания высокого давления)

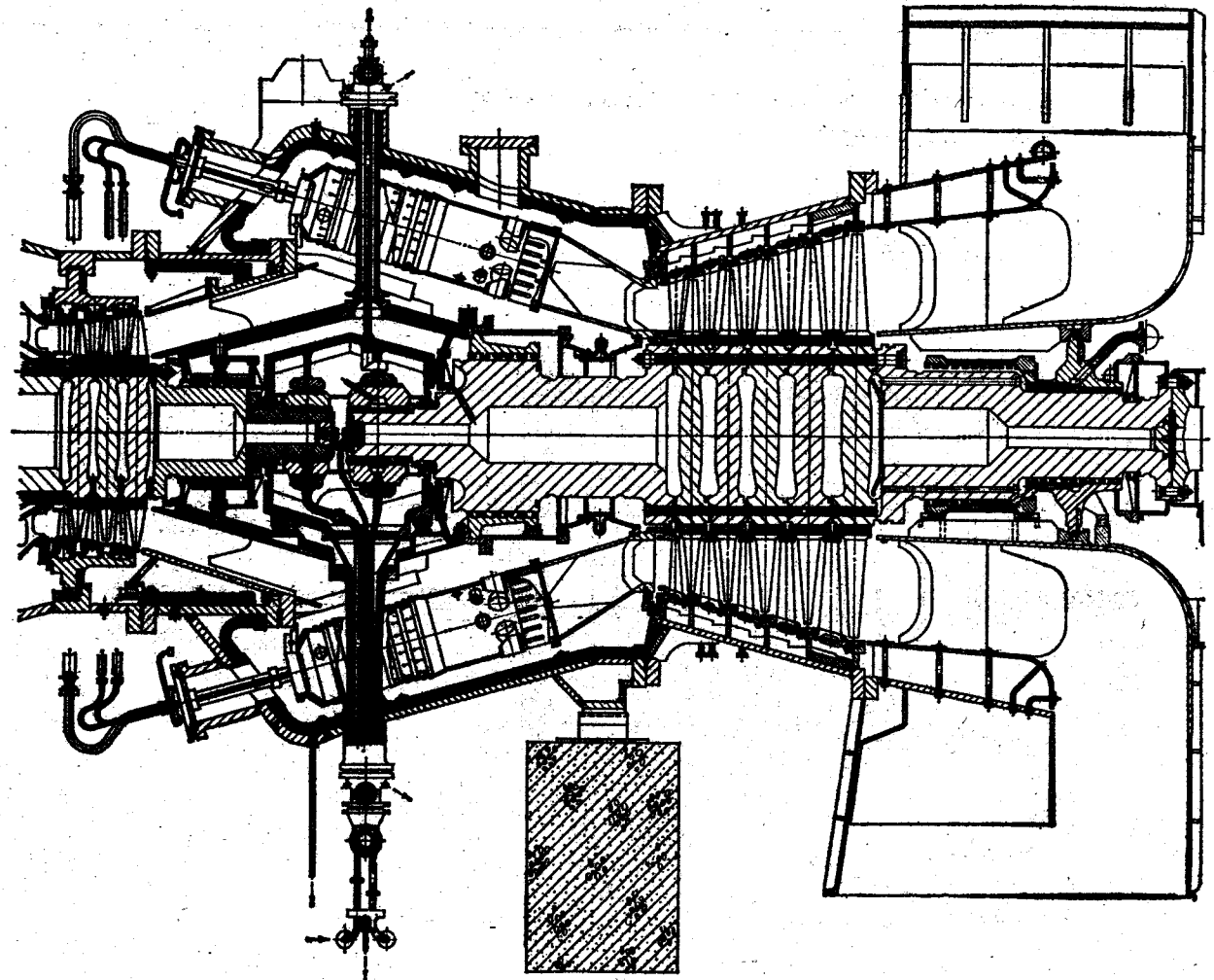


Рис. 4.4. Продольный разрез ГТ-100-750-2 (турбины высокого и низкого давлений, камеры сгорания низкого давления)

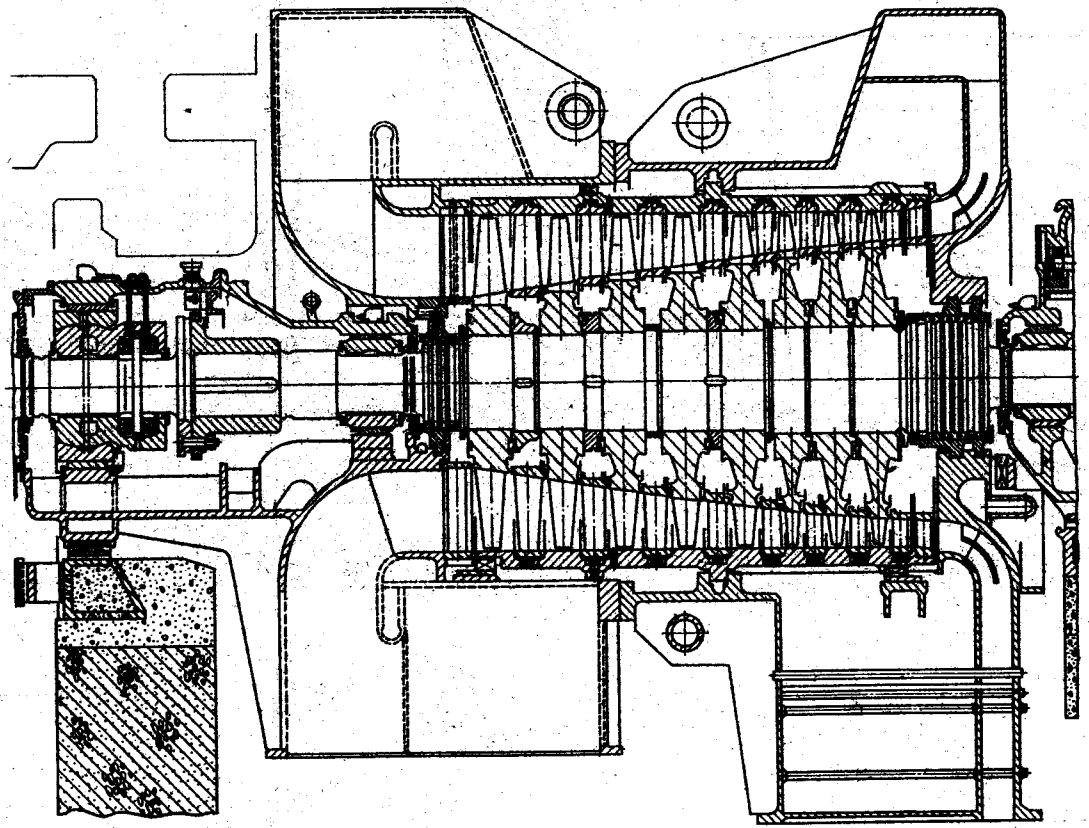


Рис. 4.4. Продольный разрез ГТ-100-750-2 (компрессор низкого давления)

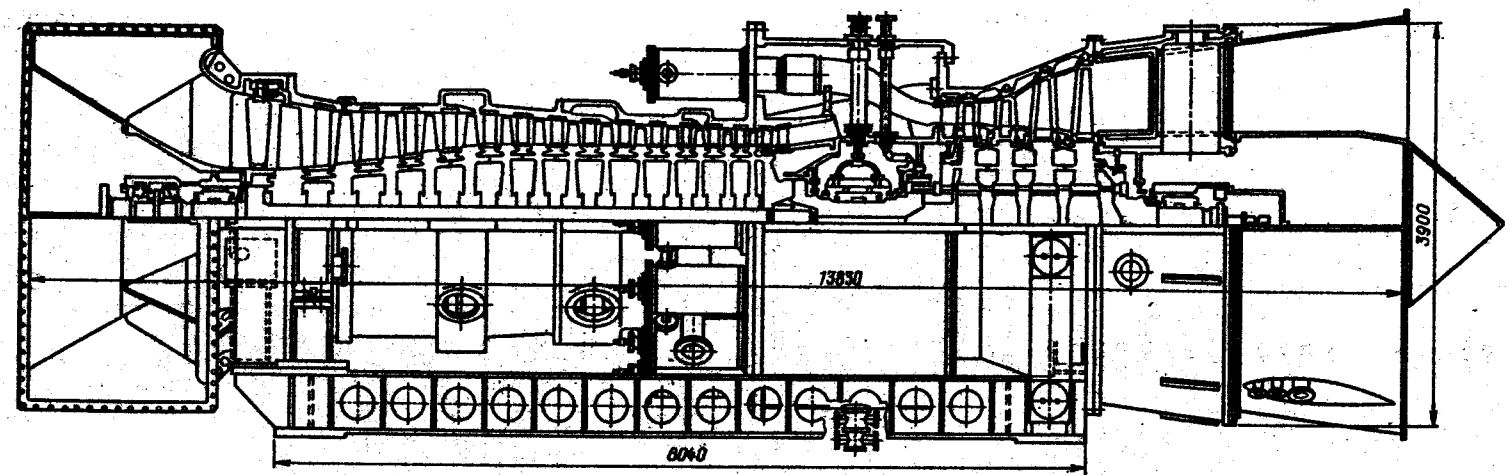


Рис. 4.5. Продольный разрез ГТЭ-150 ПОТ ЛМЗ

подшипник размещен во внутреннем осесимметричном корпусе ГТУ, соединенном с внешним корпусом 12 радиальными ребрами, два из которых выполнены пустотелыми для подвода и отвода масла и охлаждающего воздуха.

Камера сгорания — секционная, имеет 14 пламенных труб, расположенных концентрично вокруг вала в переходном корпусе между компрессором и турбиной. Наличие у каждой пламенной трубы индивидуального силового корпуса, соединенного фланцем с вертикальной торцевой стенкой переходного корпуса, позволяет заменять пламенные трубы без вскрытия корпуса турбины. Между КС имеются пламеперебросные патрубки. Горелочные устройства рассчитаны на газообразное и жидкое (газотурбинное) топливо. Переход с одного вида топлива на другой — без остановки ГТУ.

Генератор установлен со стороны входного патрубка компрессора. ГТУ (без генератора) монтируется на единой жесткой раме. Масса турбоблока без патрубка 180 т, допускается транспортировка по железной дороге.

Воздушно-аккумулирующие ГТУ (ВАГТУ). Электрические станции, оснащенные воздушно-аккумулирующими ГТУ (ВАЭС), рассматриваются как перспективный способ аккумулирования и последующей выработки энергии для покрытия пиковых нагрузок в энергосистемах с большими колебаниями уровней дневной и ночной нагрузок, особенно при значительной доле АЭС в составе генерирующих мощностей. ВАГТУ отличаются от традиционных ГТУ тремя основными особенностями: 1) процессы сжатия воздуха в компрессорах и расширения в турбине осуществляются независимо друг от друга и в общем случае не совпадают по времени; 2) расходы воздуха через компрессор и газовую турбину могут отличаться в несколько раз; 3) повышенный уровень гидравлических сопротивлений в трактах, соединяющих воздушный аккумулятор с воздушным компрессором и турбиной (включая изменение давления в ВА из-за нагрева или охлаждения воздуха).

Воздух в аккумуляторы ВАЭС закачивается компрессорами с электроприводом в часы глубоких провалов потребления энергии в энергосистемах, что позволяет стабилизировать режим работы генерирующих мощностей. В период пика энергопотребления воздух из ВА поступает в КС газовой турбины, где сгорает жидкое или газообразное топливо. Количество энергии, отдаваемой ВАЭС в энергетическую сеть, в 1,4—2,0 раза превышает затраты энергии на закачку воздуха в ВА.

Принципиальная схема ВАГТУ представлена на рис. 4.6, *а*. Привод компрессоров осуществляется электродвигателями, закачка воздуха в ВА происходит в часы ночного провала электрической нагрузки. Существенный экономический эффект в схеме ВАГТУ дает использование многоступенчатого сжатия в компрессорах с промежуточным охлаждением и многократный

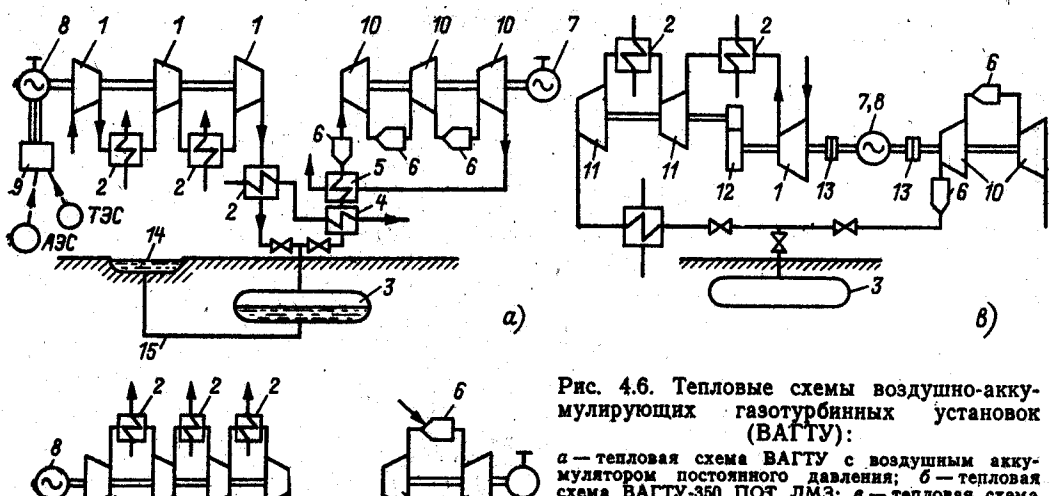


Рис. 4.6. Тепловые схемы воздушно-аккумулирующих газотурбинных установок (ВАГТУ):

а — тепловая схема ВАГТУ с воздушным аккумулятором постоянного давления; *б* — тепловая схема ВАГТУ-350 ПОТ ЛМЗ; *в* — тепловая схема ВАГТУ-290 электрической станции «Хунторф» (ФРГ); *1* — воздушные компрессоры; *2* — воздухоохладители (ВО); *3* — воздушный аккумулятор; *4* — водяной подогреватель воздуха; *5* — регенератор; *6* — камера сгорания (КС); *7* — электрический генератор; *8* — электродвигатель; *9* — электроподстанция; *10* — газовые турбины; *11* — центробежные компрессоры; *12* — редуктор-мультипликатор; *13* — управляемые сцепные муфты; *14* — наземное водохранилище; *15* — водяной затвор

подвод теплоты при расширении газа в турбине. В зависимости от способа регулирования различают ВА с постоянным объемом и ВА с постоянным давлением (по принципу работы гидрозатвора, рис. 4.6, *а*).

ВАГТУ-350, разработанная ПОТ ЛМЗ (рис. 4.6, *б*), включает 4-ступенчатую компрессорную группу с тремя промежуточными ВО и электроприводом, а также газовую, приводящую электрогенератор, турбину с двумя ступенями подвода теплоты. Турбогруппа выполнена на базе турбогруппы ТНД ГТ-100-3М.

Проектное значение удельного расхода топлива составляет 185—195 г/кВт для турбоустановки без регенерации теплоты уходящих газов и 150—165 г/(кВт·ч) — для установки с регенерацией.

Расчетная производительность компрессорной группы $G_к = 207$ кг/с, степень повышения давления $\varepsilon = 6{,}8$, температура воздуха на выходе из промежуточных ВО 303 К и на выходе из концевого ВО 323 К. На номинальном режиме работы газовой турбины в КСВД поступает 460 кг/с воздуха и 8 кг/с жидкого топлива, 4 кг/с топлива поступает в КСНД. Температура газов перед обеими турбинами равна 1023 К, мощность на зажимах генератора $N_э = 350$ МВт. В установке применяется воздушный аккумулятор постоянного объема.

ВАГТУ-500 разработана на базе газовой турбины ГТЭ-150. Компрессорная группа — 3-ступенчатая, с двумя промежуточными и одним концевым ВО, турбогруппа — с двукратным подводом теплоты. Для работы газотурбинной части установки с мощностью 500 МВт в течение 1 ч требуется аккумулятор постоянного давления объемом 50 тыс. м³ (или постоянного объема — 200 тыс. м³).

Тепловая схема первой и единственной действующей ВАГТУ на ТЭС «Хунторф» (ФРГ) мощностью 290 МВт представлена на рис. 4.6, *в*. Установка успешно эксплуатируется с 1978 г. и отличается от установок по схеме ЛМЗ наличием только одной электрической машины (мотор-генератора), с помощью сцепных муфт соединяющейся поочередно с компрессорным или турбинным валом.

4.1.3. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЙ (ГПС)

Газотурбинные установки для привода компрессоров ГПС должны обеспечить требуемый диапазон регулирования производительности газопровода.

Это достигается применением двухвальной (иногда трехвальной) конструкции агрегата с выделенным компрессором. Удаленность от баз ремонта, условия транспортировки и монтажа агрегата в труднодоступных районах обусловили выполнение ГТУ в блочно-транспортабельной конструкции и использование в пусковой турбине энергии расширения газа из газопровода.

В связи с относительно стабильным режимом работы ГТУ ГПС часто применяются циклы с регенерацией теплоты уходящих газов.

В 1985 г. общая мощность газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом (ГГПА) достигла в СССР 27 500 МВт (80 % общей мощности газопроводного транспорта). Применяются агрегаты единичной мощностью 4—25 МВт, 70 % из них составляют двухвальные ГТУ с регенерацией теплоты, позволяющие при низких начальных температурах газа (973—1030 К) достичь КПД 26—27,5 %. Осредненный КПД парка ГГПА составил в 1985 г. 26,3 %.

Дальнейший рост мощностей ГПС обеспечивается за счет ГГПА второго поколения с начальной температурой газов 1173—1273 К, в двухвальном или трехвальном исполнении (на базе авиационных и судовых ГТД), без регенерации, в блочно-транспортабельной компоновке единичной мощностью 16—25 МВт, с эффективным КПД ГТУ стационарного типа 30—32 % (ГТН-16, ГТН-25) и 27—29 % — авиационного типа (ГПА-Ц-16).

К концу 12-й пятилетки осредненный КПД парка ГГПА должен возрасти до 27,2 %.

Удельный расход газа компрессорных ГТУ на ГПС на 15—20 % выше проектных значений. Причины — ухудшение состояния проточных частей ГТУ в процессе эксплуатации, неоптимальные способы регулирования режимов работы нагнетателей газа, применение на ряде ГПС последовательно-параллельной схемы включения агрегатов, не позволяющей останова ГТУ при глубоких провалах нагрузки.

Основные тепломеханические характеристики ГТУ для ГПС приведены в табл. 4.4 [3, 10, 21].

ГТК-10-4(ПО НЗЛ) — двухвальная ГТУ открытого цикла с регенерацией (см. рис. 4.2, *б*). Конструктивное исполнение — блочное: блок турбогруппы, камеры сгорания, регенератора, системы регулирования, вспомогательных систем. Агрегаты турбоблока — осевой компрессор, ТВД, ТНД и пусковой турбодетандер — смонтированы на общей раме. Блок массой 56 т допускает транспортировку по железной дороге или автоприцепом. Корпус компрессора — чугунный, имеет горизонтальный и вертикальный технологический разъемы. Корпуса подшипников ротора компрессора — ТВД отлиты заодно с корпусом компрессора (рис. 4.7). Выхлоп из компрессора (нижний) с целью облегчения трассировки воздухопроводов — раздвоенный. Ротор компрессора — бара-

Таблица 4.4. Основные характеристики ГПА с газотурбинным приводом

Типоразмер ГТУ	Мощность N_e, МВт	Завод-изготовитель	Температура газа перед турбиной $T_г$, К	Расход воздуха через компрессор $G_к$, кг/с	Степень повышения давления компрессора ε	Число валов
ГТ-6-750	6,0	ПО ТМЗ	1023	45,5	6,0	2
ГТ-750-6	6,0	ПО НЗЛ	1023	55,5	4,6	2
ГТН-9-750	9,0	ПО ЛМЗ	1023	78,0	5,6	2
ГТК-10-4	10,0	ПО НЗЛ	1053	86,0	4,6	2
ГТК-16	16,0	ПО ТМЗ	1083	100,0	7,6	2
ГТН-16	16,0	То же	1173	85,0	11,5	2
ГТК-25	25,0	ПО НЗЛ	1173	175,0	12,1	2
ГТН-25	25,0	ПО ТМЗ	1293	103,0	13,3	2
ГТН-40	40,0	ПО НЗЛ (проект)	1223	206,0	15,0	3
ГПА-Ц-6,3	6,3	СЗТК	1083	56,2	7,6	2

Продолжение табл. 4.4

Типоразмер ГТУ	Частота вращения вала, 1/с		КПД ГТУ η_e, %	Степень регенерации σ	Давление нагнетания природного газа, МПа	Производительность, м³/сут	Удельная масса агрегата, кг/кВт
	компрессорного	силового					
ГТ-6-750	103,2	102,3	24,0	—	5,49	19,0	11,1
ГТ-750-6	86,6	88,3	27,0	0,65	5,49	19,8	19,6
ГТН-9-750	66,6	83,3	23,6	0,65	5,49	34,0	27,5
ГТК-10-4	86,6	80,0	29,0	0,70	7,45	37,0	14,0
ГТК-16	81,7	76,7	25,0	0	7,37	51,0	10,3
ГТН-16	115,4	108,3	29,0	0	7,45	51,0	7,5
ГТК-25	91,7	61,7	29,0	0	5,49/7,45	53,0	9,6
ГТН-25	118,3	91,7	31,0	0	7,45	45,0	6,2
ГТН-40	72,8/85	65,0	30,6	0	7,45	—	5,1
ГПА-Ц-6,3	155,0	136,7	21,0	0	5,49	21,0	11,1

банный, 10-ступенчатый. Концевая часть ротора компрессора (со стороны всасывающего патрубка) соединена с барабаном горячей прессовой посадкой и фиксируется радиальными штифтами. На другом конце ротора, откованном заодно с барабаном, консольно насажен диск одноступенчатой ТВД. Передача крутящего момента с диска ТВД на вал и их соосность в процессе работы обеспечиваются радиальными штифтами. Направляющие и рабочие лопатки ТВД выполнены соответственно из сталей ЖС6К и ЭИ893 [3].

Ротор ТНД — двухопорный, одноступенчатый, консольный. Крепления лопаток и диска на валу выполнены аналогично ротору ТВД.

Обе турбины расположены в общем корпусе, имеющем горизонтальный и вертикальный технологические разъемы. Часть высокого давления (ЧВД) — литая, низкого (ЧНД) — сварная. ЧВД имеет патрубок, через который поступает газ из камеры сгорания, ЧНД имеет раздвоенный патрубок для присоединения выхлопных трубопроводов. В корпусе установлена сварно-штампованная внутренняя вставка из аустенитной стали толщиной 4 мм. Между вставкой и наружным корпусом из низколегированной стали уложена изоляция. Охлаждение наружного корпуса производится до уровня температуры выхлопной части компрессора. Это дало возможность жестко соединить корпуса турбин и компрессора.

4.1.4. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ГТУ

Целью расчета тепловой схемы ГТУ является определение расходов воздуха и топлива, мощности турбин и компрессоров, КПД, давлений и температур рабочего тела в характерных точках.

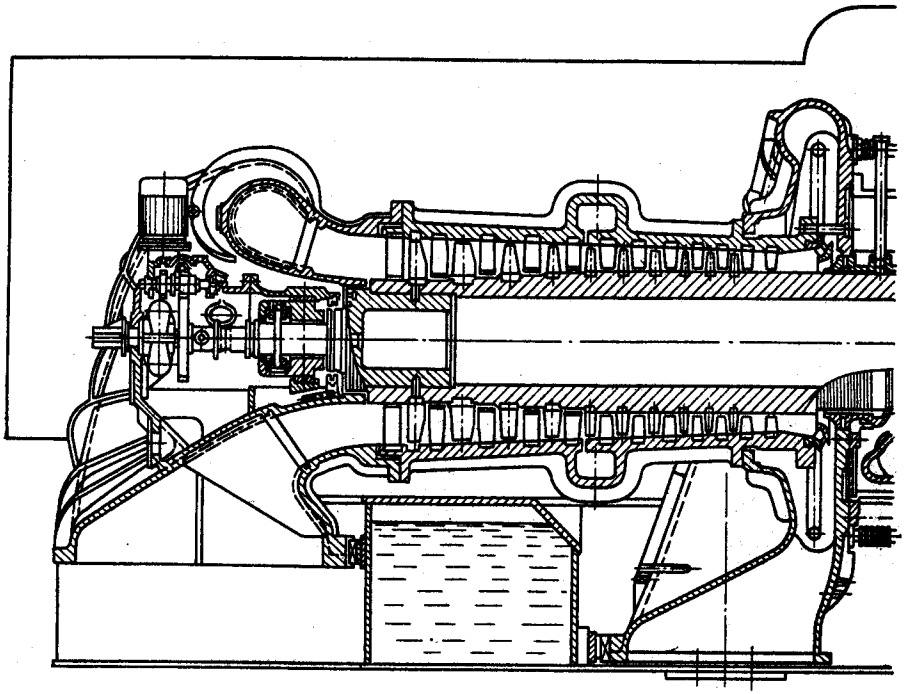


Рис. 4.7. Продольный

Исходные данные: 1) параметры воздуха на всасе компрессора — температура T_a и давление p_a; 2) температура газов перед турбиной T_c; 3) состав и характеристики топлива (если ГТУ предназначена для работы на нескольких видах топлива, расчет выполняют для так называемого стандартного топлива, содержащего 85 % C и 15 % H_2); 4) тепловая схема ГТУ и степень регенерации теплоты σ; 5) мощность ГТУ на муфте N_e; 6) степень повышения давления в компрессоре ε (рис. 4.8); 7) сопротивление газовоздушных трактов — $\sum\zeta$; 8) внутренний относительный КПД турбин $\eta_т$; 9) адиабатический КПД компрессоров $\eta_к$.

1. *Определение коэффициента избытка воздуха* производится с помощью уравнений баланса теплоты в камерах сгорания ГТУ, которые можно записать в виде [3]:

$$g_в = \left[Q_р^н \eta_{к.с} + h_т + \frac{L_0 h_{вb}}{\chi_в} - \right.$$

$$\left. - \left(\frac{L_0}{\chi_в} + 1\right) h_{пс}\right] / (h_{вс} - h_{вb}); \quad (4.3)$$

$$\chi_в = L_0 (\alpha_{i-1} - 1)/(\alpha_{i-1} L_0 + 1), \quad (4.4)$$

где $g_в$ — относительное количество воздуха, содержащегося в продуктах сгорания за данной камерой сгорания; L_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, кг/кг; α_{i-1} — коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания предыдущей камеры сгорания; $h_т$ — энтальпия топлива на входе

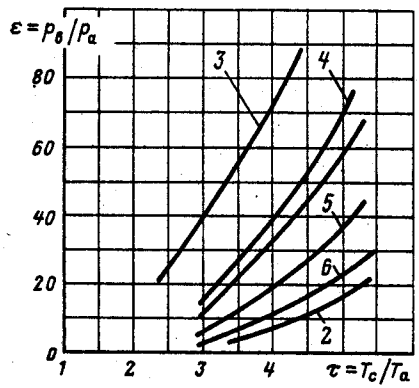
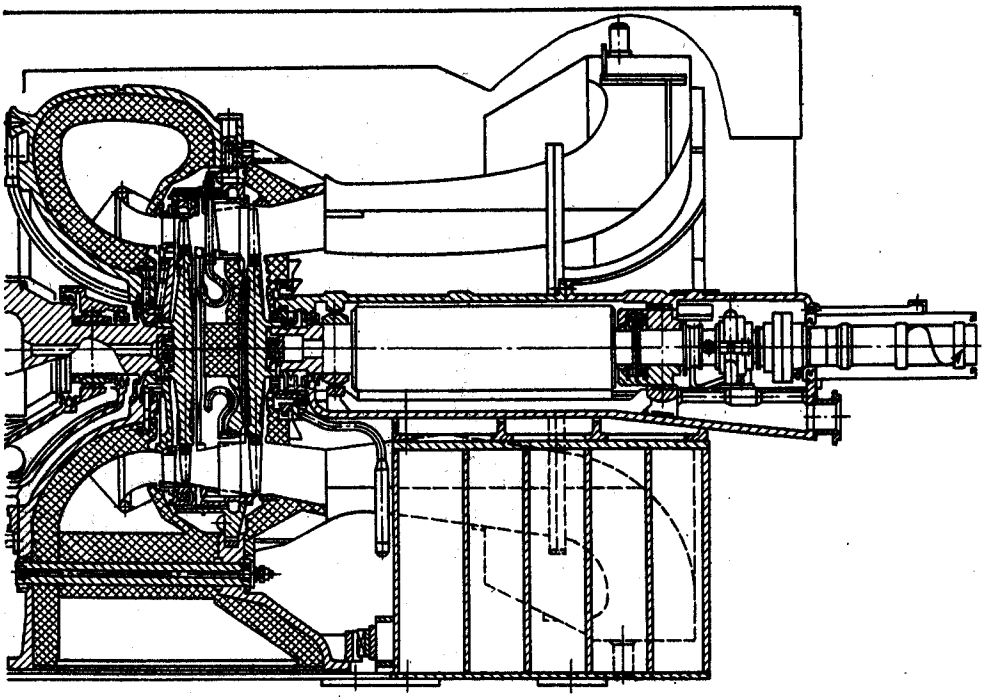


Рис. 4.8. Зависимость оптимальных степеней повышения давления ε_η и ε_h для различных циклов ГТУ ($\eta_т = 0{,}87$, $\eta_к = 0{,}85$, $q_т = 0{,}02$):

6, 2 — ε_η и ε_h соответственно для простой ГТУ; *3, 4* — ε_η и ε_h для ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха и промежуточным подводом теплоты; *1, 5* — ε_η и ε_h для ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии



разрез ГТК-10 ПО НЗЛ

в КС (обычно принимается $h_т = 0$; $h_{вb}$ — энтальпия воздуха на входе в камеру сгорания; $h_{пс}$ — энтальпия сухих продуктов сгорания (при $\alpha = 1$) при температуре T_c на выходе из камеры сгорания; $h_{вс}$ — энтальпия воздуха при температуре газов T_c на выходе из камеры сгорания; $\eta_{к.с}$ — КПД камеры сгорания ($\eta_{к.с} = 0{,}995$ при работе на газообразном и дистиллятном жидком топливе, $\eta_{к.с} = 0{,}99$ на мазуте и доменном газе); $Q_р^н$ — низшая теплота сгорания топлива.

Значения L_0, $Q_р^н$ определяются по таблицам и формулам, приведенным в кн. 2, разд. 7.

Для одиночной камеры сгорания (или первой камеры при многократном подводе теплоты) при $\chi_в = 1$

$$g_в = \left[Q_р^н \eta_{к.с} + h_т + L_0 h_{вb} - (L_0 + 1) \times \right.$$
$$\left. \times h_{пс}\right] / (h_{вс} - h_{вb}) \qquad (4.5)$$

и коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = (L_0 + q_в)/L_0. \qquad (4.6)$$

2. *Определение удельных работ турбины $\Delta H_т$ и компрессора $\Delta H_к$* производится с помощью таблиц термодинамических свойств газов и πT — диаграмм воздуха и продуктов сгорания топлив [22]

$$\Delta H_т = \frac{h_{гc} - h_{гdt}}{\mu_г} \eta_т; \qquad (4.7)$$

$$\Delta H_к = \frac{h_{вbt} - h_{вa}}{\mu_в \eta_к}, \qquad (4.8)$$

где $h_{гc}$, $h_{г\,dt}$ — энтальпии газов в начале и конце изоэнтропного расширения в турбине, кДж/(кг·моль); $h_{вa}$, $h_{в\,bt}$ — энтальпия воздуха в начале и конце изоэнтропного сжатия в компрессоре, кДж/(кг·моль); $\mu_г$, $\mu_в$ — молекулярные массы газов и воздуха:

$$\mu_г = \mu_{п.с} \frac{1 + L_0}{1 + \alpha L_0} + \mu_в \frac{(\alpha - 1) L_0}{1 + \alpha L_0}. \qquad (4.9)$$

3. *Определение расхода воздуха, топлива и КПД ГТУ.* Расход воздуха через компрессор, кг/с,

$$G_к = N_e / [(1 + \zeta_т)(1 - \zeta_у) \Delta H_т \eta_м - \Delta H_к], \qquad (4.10)$$

где $\zeta_т$, $\zeta_у$ — массовая доля топлива и расхода воздуха на охлаждение и утечку (обычно $\zeta_т = 0{,}015 \div 0{,}03$ для жидких и высококалорийных газообразных топлив; $\zeta_у = 0{,}02 \div 0{,}05$ для $T_c = 700 \div 800$ °С и $\zeta_у = 0{,}04 \div 0{,}10$ для $T_c = 950 \div 1100$ °С).

Расход топлива в камере сгорания, кг/с,

$$B_т = \frac{G_к(1-\zeta_у)(h_{гс}-h_{вb})}{Q^н_р\eta_{к.с}+h_т-h_{гс}}. \quad (4.11)$$

Эффективный КПД ГТУ

$$\eta_e = N_e/B_т\left(Q^н_р + h_т\right). \quad (4.12)$$

Удельный расход условного топлива, кг/кДж,

$$b_{у.т} = \frac{B_т Q^н_р}{29{,}308\cdot 10^3 N_e}, \quad (4.13)$$

где $\left(Q^н_р\right)_{у.т} = 29\,308$ кДж/кг.

4.1.5. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ, КОМПОНОВКИ И ПУСКОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ГТУ

Воздухоохладители ГТУ выполняются как теплообменники поверхностного типа с трубчатой поверхностью по противоточной или перекрестно-противоточной схеме.

Воздухоохладитель (ВО) ГТ-100-750-2— вертикальный, цилиндрический, диаметр корпуса около 2 м, двухсекционный с последовательным включением секций по воздуху. Поверхность охлаждения с водяной стороны 535 м², с воздушной 6500 м², выполнена из биметаллических трубок, внутренних из томпака, на которые надета внешняя оребренная алюминиевая рубашка. Расход охлаждающей воды 3000 м³/ч, сопротивление по воздуху 7,5 кПа, относительные потери мощности из-за гидравлического сопротивления ВО 2 %, КПД 1,8 %. За ВО установлены жалюзийные сепараторы для отделения сконденсированной влаги. Температуры воздуха: на входе 170—180, на выходе 25—35 °С.

ВО ГТ-25-700 (ПОТ ЛМЗ) — трубчатый, двухсекционный с параллельным включением по воде. Поверхность охлаждения по воздушной стороне 3400 м², гидравлическое сопротивление 11,9 кПа, потеря мощности ГТУ из-за гидравлического сопротивления 6,9 %, снижение КПД 4,95 %. Температура воздуха на входе 150—160, на выходе 25—35 °С. Трубки — латунные, с медным проволочным оребрением.

Воздухоподогреватели (ВП) ГТУ выполняются как теплообменники с трубчатой поверхностью или с поверхностью из профилированных штампованных листов.

ВП ГТ-25-700-1 — гладкотрубный, перекрестно-противоточный. Число ходов по воздуху 4, по газу 1. Подогрев воздуха в ВП составляет 95—100 °С, гидравлическое сопротивление по воздуху 2,5 (24 кПа), по газу 2,8 % (2,9 кПа).

ВП ГТК-5 — секционный, противоточный. Поверхность охлаждения выполнена из штампованных гофрированных листов размером 686 × 384 мм, толщиной 1 мм, материал — сталь 12Х18Н9Т. Поверхность охлаждения 1620 м², гидравлическое сопротивление 5 %. Утечка воздуха через неплотности составляет 0,002—0,02 кг/с, подогрев воздуха от 197 до 300—400 °С.

Газотурбинные установки ПО НЗЛ для газоперекачивающих станций устанавливаются в закрытом машинном зале. Установка имеет два воздухоподогревателя, расположенных вне машинного зала. Между всасывающим трубопроводом и входным патрубком компрессора, а также между входным патрубком турбины и трубопроводом горячего газа установлены гибкие компенсаторы. Турбогруппа и нагнетатель природного газа установлены на отметке 4,8—5,1 м. В подвальном помещении размещены камера сгорания, винтовые насосы системы уплотнения нагнетателя, система трубопроводов. Ячейка машинного зала имеет размеры 12 × 12 м для ГТУ мощностью до 5 МВт и 15 × 18 м для ГТУ мощностью 6—10 МВт.

Компоновка ГТ-100-750 (Краснодарская ТЭЦ) выполнена по подвальной схеме. На площадке обслуживания высотой 6,6 м расположены турбогруппа, электрогенератор с возбудителем, пусковая паровая турбина. В подвальном помещении расположены всасывающие и выхлопные газоходы, а также маслобаки систем смазки и регулирования, маслоохладители, циркуляционные насосы, подающие воду в два параллельно выполненные ВО, расположенные на нулевой отметке. Агрегаты системы регулирования размещены на площадке обслуживания ГТУ. Выхлопные газы из ТНД отводятся к дымовой трубе высотой 80 м. Пролет здания, в котором установлены две ГТУ, составляет 42 м, длина 84 м, высота 20,6 м. В здании установлен один мостовой кран грузоподъемностью 125/20 т.

На высоте отметки обслуживания напротив турбогруппы расположен бокс, в котором размещается блочный щит управления ГТУ и ЭВМ, работающая в регистрационно-информационном режиме.

Пусковые двигатели (ПД) ГТУ предназначены для вывода агрегата на режим самохода — скорости вращения, начиная с которой ее увеличение достигается только за счет изменения расхода топлива в КС.

Режим самоходности одновальных и двухвальных ГТУ, выполненных по прямым схемам, достигается при частоте вращения $n_с = (0{,}6 \div 0{,}7)n_{ном}$. В двухвальных и многовальных ГТУ по перекрестным схемам режим самоходности реализуется при более высокой частоте вращения [$n_с = (0{,}8 \div 0{,}95)n_{ном}$].

В качестве ПД применяются электродвигатели постоянного тока, паровые или газовые турбины, турбины, использующие энергию расширения воздуха или газа, сжатого до высокого давления (турбодетанде-

ры), двигатели внутреннего сгорания (ДВС). В некоторых ГТУ применяются синхронные двигатели переменного тока с частотными преобразователями. Мощность ПД составляет 0,8—2,0 % мощности, потребляемой компрессором на номинальном режиме работы ГТУ, или 1,5—2,5 % мощности установки на номинальном режиме.

Запуск двухвальных ГТУ производится обычно путем раскрутки вала турбокомпрессора высокого давления, мощность пускового двигателя при этом заметно снижается. В двухвальных ГТУ прямых схем с разделенным компрессором и приводом КВД турбиной высокого давления мощность пускового устройства не превышает 1 % номинальной мощности установки.

При наличии поворотных направляющих аппаратов в первых ступенях компрессора мощность пускового двигателя уменьшается до $\frac{N_{\text{п.д}}}{N_{\text{к0}}} \cdot 100\ \% = 0{,}9 - 1{,}3\ \%$, так как расширяется диапазон устойчивой работы и сокращаются сбросы воздуха через антипомпажный клапан.

ГТУ для привода компрессоров ГПС, выпущенные до 1985 г., имеют турбодетандерные ПД. Расход газа на пуск одной установки мощностью 5—10 МВт равен 1500—3000 м³ природного газа. Общие потери газа на пуски турбин ГПС составляют до $50 \cdot 10^6$ м³/год. Новые ГТУ ГПС проектируются с дизельными или газотурбинными ПД.

4.1.6. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ГТУ

Применение охлаждения деталей ГТУ (дисков, лопаток, корпусов и пр.) позволяет существенно повысить начальную температуру газов и термический КПД цикла. Однако полезная работа ГТУ с охлаждаемой проточной частью уменьшается по сравнению с неохлаждаемой ГТУ с той же начальной температурой вследствие уменьшения располагаемого теплоперепада при отводе теплоты от газа и уменьшения расхода газа в проточной части турбины из-за отбора воздуха на охлаждение.

Предельная начальная температура T_c ГТУ с неохлаждаемыми рабочими лопатками определяется условием прочности рабочих лопаток первой ступени. По данным НПО ЦКТИ направляющие лопатки из сплава ЖС6К без защитных покрытий при температуре газа 1100—1130 К имеют ресурс 30 тыс. ч на газовом и 15—20 тыс. ч на жидком дистиллятном топливе. Ресурс рабочих лопаток на газовом топливе до 50 тыс. ч при $T_c = 930$ К обеспечивает сплав на никелевой основе ЭИ-893, при $T_c = 1050 \div 1100$ К — сплав ЭИ-929 [3].

Для современных ГТУ характерна следующая осредненная зависимость числа охлаждаемых венцов турбины от начальной температуры газов T_c: $T_c = 1150 \div 1200$ К — сопловой аппарат первой ступени; $T_c = 1350 \div 1400$ К — сопловые лопатки первой и второй ступеней и рабочие лопатки первой ступени; $T_c = 1450 \div 1550$ К — сопловые и рабочие лопатки первой и второй ступеней.

Коэффициент полезного действия ГТУ с охлаждаемой проточной частью можно оценить с помощью соотношения [11]

$$(\eta_i)_{\text{охл}} = \eta_{i0}(1 - \Delta\eta_i/\eta_{i0});$$

$$\Delta\eta_i/\eta_{i0} = \bar{G}_{\text{в}}\left(\frac{\Delta H_{\text{т}}}{\Delta H_{\text{т}} - \Delta H_{\text{к}}} - \right.$$

$$\left. - \frac{\Delta H_{\text{т}}}{\Delta H_{\text{т}} - \Delta H_{\text{к}}} \frac{z - z_{\text{охл}}}{z} \frac{T_{\text{в2}}}{T_{\text{г2}}}\right) +$$

$$+ \beta \frac{\Delta H_{\text{т}}}{\Delta H_{\text{т}} - \Delta H_{\text{к}}},$$

где η_{i0} — внутренний КПД неохлаждаемой ГТУ при одинаковой с охлаждаемой ГТУ температуре газов перед турбиной; $\bar{G}_{\text{в}} = G_{\text{в}}/G_{\text{к}}$ — относительная доля воздуха на охлаждение проточной части; z, $z_{\text{охл}}$ — соответственно общее число ступеней турбины и число ступеней с охлаждаемыми венцами сопловых и рабочих лопаток; $T_{\text{в2}}$ — температура охлаждающего воздуха при сбросе его в проточную часть турбины; $T_{\text{г2}}$ — температура полного торможения газов перед ступенью, следующей за охлаждаемой; β — коэффициент, учитывающий снижение располагаемого теплоперепада турбины; $\beta = 0{,}015 \div 0{,}02$ при $T_c = 1350 \div 1500$ К и $\beta = 0{,}01 \div 0{,}015$ при $T_c = 1200 \div 1300$ К.

При закрытой системе охлаждения, когда воздух не смешивается с потоком газов в проточной части турбины,

$$\Delta\eta/\eta_{i0} = \left(\bar{G}_{\text{в}} + \beta\right)\frac{\Delta H_{\text{к}}}{\Delta H_{\text{т}} - \Delta H_{\text{к}}}.$$

Температуру воздуха $T_{\text{в2}}$ можно оценить с помощью следующей зависимости:

$$h_{\text{в2}} = \frac{z_{\text{л}} F_{\text{л}} \alpha_{\text{г}}}{c_{p\text{в}} G_{\text{к}} \bar{G}_{\text{в}}}\left(T_{\text{г}}^{*} - T_{\text{ст}}\right) + T_{\text{в1}},$$

где $T_{\text{ст}}$ — температура стенки охлаждаемой лопатки, К; $T_{\text{г}}^{*} - T_{\text{ст}}$ — глубина охлаждения лопаток (определяется в зависимости от $\bar{G}_{\text{в}}$ по данным табл. 4.5); $\alpha_{\text{г}}$ — коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке, кВт/(кг·К); $F_{\text{л}}$ — площадь поверхности лопатки, омываемая потоком газа, м²; $c_{p\text{в}}$ — средняя теплоемкость воздуха в интервале температур $T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}}$, кДж/(кг·К); $T_{\text{в1}}$ — начальная температура охлаждающего воздуха, К; $z_{\text{л}}$ — число рабочих лопаток.

В качестве температуры газов $T_{\text{г}}^{*}$ обычно принимают температуру полного торможения, равную для сопловых лопаток температуре полного торможения перед охлаждаемой ступенью $T_{0\text{п}}$. В частности, для ох-

Таблица 4.5. **Глубина охлаждения лопаток ГТУ в зависимости от конструкции и способа охлаждения**

Тип теплообмена	Способ охлаждения	Начальная температура газа T_c, К	Теплоноситель	Область применения	Снижение температуры поверхности лопатки, К, при расходе охлаждающего воздуха $\bar{G}_в = 1$ %
Внешний	Парциальный обдув (через один сегмент сопл поступает охлаждающий воздух)	1000—1150	Воздух	Рабочие лопатки ГТУ турбонадувных ДВС	10—20
Внешний	Обдув хвостовой части лопатки через монтажные зазоры между хвостовиком и диском	1050—1150	»	Рабочие лопатки энергетических, транспортных и приводных ГТУ	50—60 (вблизи корневого сечения)
Внешний	Пленочное, путем создания на поверхности лопатки холодной пленки	До 1650	Воздух, вода	Сопловые лопатки (рис. 4.9, *г*)	200—250 — водяная пленка; 80—100 — воздушная пленка (при комбинации с конвективным — 90—120)
Внутренний проточный	Конвективный, продувкой охладителя через продольные каналы различной формы	До 1500	Воздух	Рабочие лопатки (рис. 4.9, *а—в*)	100—120
		До 1600	Вода	Рис. 4.9, *е*	300
	Конвективный, продувкой воздуха между центральной несущей вставкой и оболочкой	До 1500	Воздух	Сопла и рабочие лопатки (рис. 4.9, *в, д*)	90—120
	Конвективный, вихревой продувкой воздуха через систему внутренних пересекающихся каналов	До 1550	Воздух	Рабочие и сопловые лопатки (рис. 4.9, *а*)	90—130
Комбинированный	Замкнутая конвективная циркуляция теплоносителя в лопатке. Внешний отвод теплоты через радиатор	> 1600	Вода, натрий	Рабочие и сопловые лопатки (рис. 4.9, *ж*)	> 400

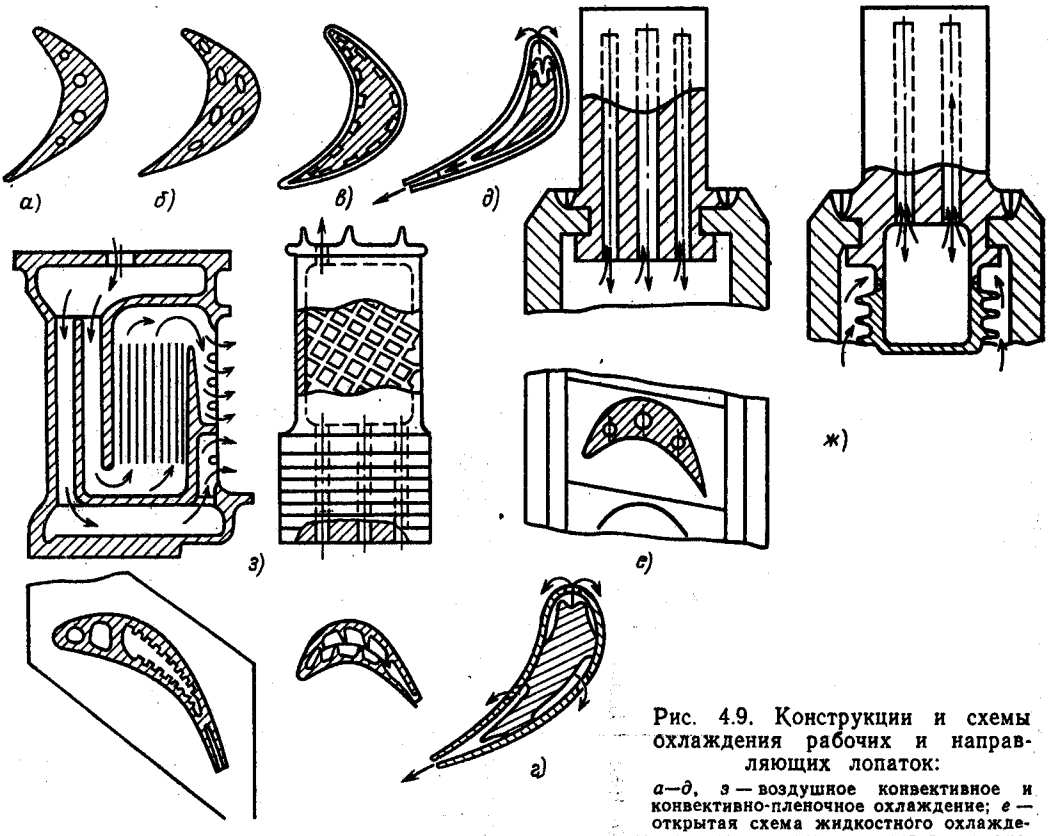


Рис. 4.9. Конструкции и схемы охлаждения рабочих и направляющих лопаток:

а—д, з — воздушное конвективное и конвективно-пленочное охлаждение; *е* — открытая схема жидкостного охлаждения; *ж* — закрытая схема жидкостного охлаждения с применением во внутреннем контуре жидкометаллического теплоносителя

лаждаемого соплового аппарата n-й ступени

$$T_{0n} = T_c - \left(\sum_1^{n-1} \Delta h_i\right) \Big/ c_{pr},$$

где Δh_i — использованный внутренний теплоперепад ступени.

Для рабочей лопатки n-й ступени

$$T^*_{rn} = T_{0n} - \frac{u_к^2}{2c_{pr}} \times$$

$$\times \left(\frac{2}{x_{фк}} \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho_к} - 1\right),$$

где $u_к$, $x_{фк} = (u_к/c_{фк})$, $\rho_к$ — соответственно окружная скорость, отношение скоростей и степень реактивности n-й ступени.

Осредненное значение коэффициента теплоотдачи от газа к лопатке α_r определяют по формуле В. И. Локая [24]

$$\mathrm{Nu} = 0{,}206\, \mathrm{Re}^{0{,}66}\, \mathrm{Sr}^{-0{,}58},$$

где $\mathrm{Nu} = a_r b / \lambda_r$ — число Нуссельта; $\mathrm{Re} = w_2 b_2 \rho_2 / \eta_2$ — число Рейнольдса;

$$\mathrm{Sr} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \times$$

$$\times \sqrt{2b_2/[t_2 \sin(\beta_1 + \beta_2) \cos^2(\beta_1 - \beta_2)/2] - 1}$$

— геометрический фактор, учитывающий влияние размеров и угла поворота потока в решетке; b_2, t_2 — хорда и шаг решетки; w_2, ρ_2, η_2, λ_r — соответственно скорость, плотность, динамическая вязкость и теплопроводность потока в выходном сечении решетки; β_1, β_2 — расчетные углы входа и выхода потока в решетке.

Схемы охлаждения ГТУ зависят от начальной температуры газа, расчетного ресурса работы деталей, конструкции турбины и т. п. Характерной для многоступенчатых турбин с начальной температурой газа $T_c = 750 \div 800$ °С является *схема охлаждения ТВД ГТ-100-750-2* (рис. 4.10). Ротор ТВД охлаждается воздухом после КВД. Воздух входит с торца ротора и течет через щелевые зазоры между хвостовиками рабочих лопаток и гребнями дисков и через щелевые зазоры между защитными встав-

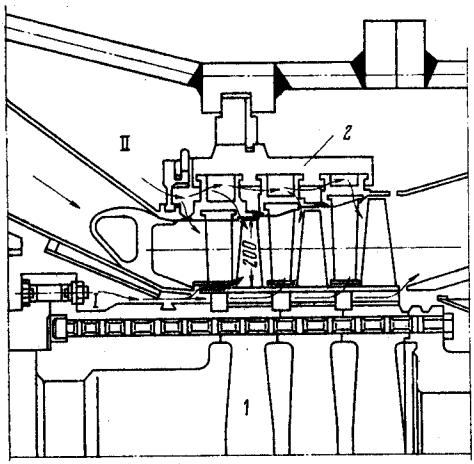


Рис. 4.10. Схема охлаждения проточной части низкотемпературной ГТУ (ТВД ГТ-100-750-2):

I — ротор ТВД; *2* — обойма диафрагм; *I* — подвод воздуха на охлаждение ротора; *II* — подвод воздуха на охлаждение сегментов сопл и обоймы диафрагм

ками, установленными между гребнями дисков и дисками. Часть воздуха сбрасывается в выходной диффузор, а часть воздуха последовательно подмешивается к газам в проточной части, протекая через зазоры между дисками и вставками. Воздух на охлаждение обоймы диафрагм поступает из той же камеры и имеет аналогичную организацию течения. Температура хвостовиков рабочих лопаток не превышает 400 °С, центральной части дисков 280—300 °С и наиболее нагретой задней концевой части ротора 390 °С. Температура обоймы составляет 250—290 °С в зоне первой и 390—420 °С в зоне последней ступени. Расход воздуха на охлаждение сопловых сегментов равен 1 %, на охлаждение ротора ТВД 0,6 %. Аналогичные показатели для ТНД при той же начальной температуре равны соответственно 1,5 и 0,65 %.

Охлаждение ГТЭ-150 при $T_c = 1150$ °С выполнено более рационально (рис. 4.11). Воздух на охлаждение передней концевой части ротора и диска первой ступени поступает после 12-й ступени компрессора при давлении 0,8 МПа охлажденным до температуры 200 °С. Этот воздух обтекает боковую поверхность периферийной зоны диска, проходит через зазоры в хвостовом соединении лопаток и гребня диска и далее смешивается с частью воздуха, охлаждающего сегменты сопл второй ступени. На охлаждение сегментов сопл каждой ступени воздух забирается из разных отсеков компрессора. Общий расход воздуха на охлаждение ротора, сопловых лопаток первой и второй ступеней, рабочих лопаток первой ступени составляет 9 %. Около 0,5 % расходуется на охлаждение и уплотнение внутреннего и заднего подшипников ГТУ, а также ребер подвески обоймы подшипников. Подвод выполнен двусторонним, часть воздуха поступает из объема обтекателя заднего подшипника ГТУ.

4.1.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГТУ ПРИ НЕРАСЧЕТНЫХ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

Эксплуатационные показатели ГТУ, особенно пиковых ГТУ, существенно зависят от их характеристик на переменном режиме.

Характеристики переменного режима: КПД, температура газа перед турбиной, расходы воздуха и топлива — зависят от внешних условий (давления и температуры воздуха на входе в компрессор, нагрузки на валу полезной мощности), а также от теплового цикла, схемы соединения турбин и компрессоров, расчетной степени повышения давления ε.

Установившийся режим работы любой ГТУ на переменном (в том числе номинальном) режиме работы может быть однозначно описан системой уравнений [12,25]: характеристики компрессоров $\eta_к$ и $\varepsilon = f(G_к\sqrt{T_a}/p_a, n_к)$; характеристики турбин $\eta_т$, $\delta = f(G_т\sqrt{T_c}/p_c, n_т)$; связей между расходами и давлениями $\delta = \varepsilon\left(1 - \sum \zeta_i\right)$; $G_т = G_к(1 - \zeta_у - \zeta_{ох}) + B_т$, балансов мощности на валах и балансов теплоты в КС. Расчет параметров ГТУ на переменном режиме необходим не только для оценки экономических характеристик, но и для проверки антипомпажного запаса во всех рабочих точках.

Основные характеристики энергетических ГТУ на переменных режимах: относительный КПД $\bar{\eta} = \eta/\eta_0$, относительная температура газа перед турбиной $\bar{T} = T_c/T_{c0}$, относительный расход воздуха $\bar{G}_к = G_к/G_{к0}$, относительный расход теплоты в камере сгорания $\Delta\bar{Q} = \Delta Q/\Delta Q_0$ при постоянных (расчетных) параметрах воздуха на всасе компрессора — приведены на рис. 4.12. Величины с индексом 0 относятся к расчетному (номинальному) режиму, величины без индекса — к нерасчетному (переменному) режиму.

Наибольшее снижение КПД в режимах частичных нагрузок характерно для одновальных ГТУ, выполненных по простому циклу, в том числе с регенерацией.

В простых одновальных ГТУ ($n =$ const) при переменной нагрузке расход воздуха через компрессор изменяется незначительно. Уменьшение расхода топлива сопровождается значительным снижением температуры газов перед турбиной и снижением КПД цикла. Расход топлива в одновальных ГТУ при $n =$ const на холостом ходу достигает 40—55 % расхода топлива на номинальном режиме.

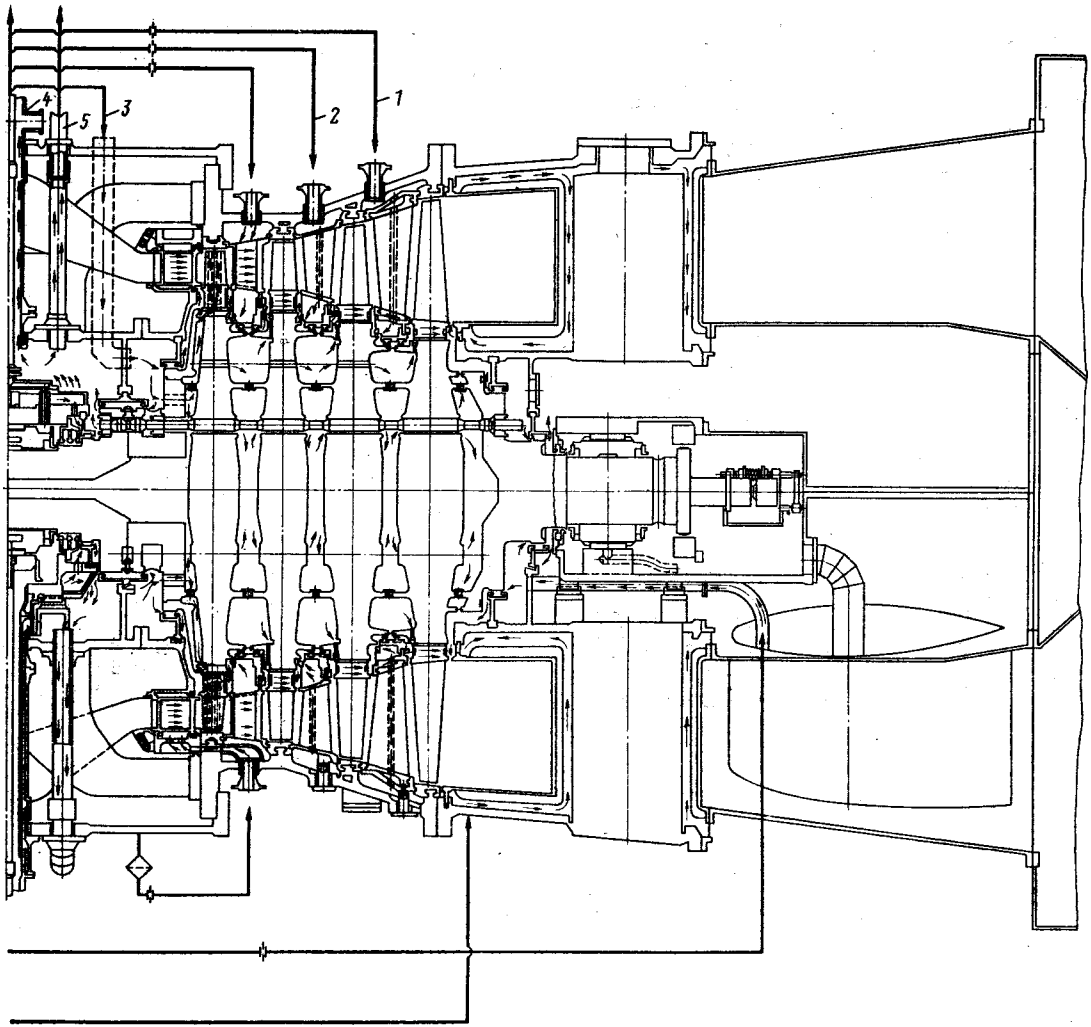


Рис. 4.11. Схема охлаждения проточной части высокотемпературной ГТУ (ГТЭ-150):

1 — воздух из-за 5-й ступени компрессора; *2* — воздух из-за 9-й ступени компрессора; *3* — воздух из-за 12-й ступени компрессора; *4* — отсос воздуха и масляных паров из картера среднего подшипника; *5* — отсос воздуха из камеры уплотнения

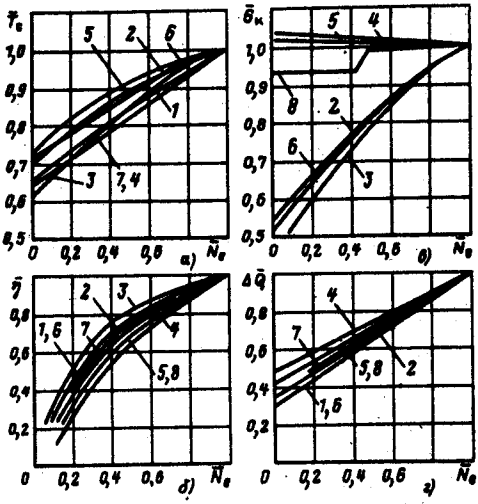


Рис. 4.12. Относительные характеристики ГТУ на переменных режимах:

а — температура газов перед ТВД; *б* — КПД ГТУ; *в* — расход воздуха через компрессор; *г* — расход топлива; *1* — ГТ-35; *2* — ГТН-9 с регенератором; *3* — ГТН-9 без регенератора; *4* — ГТ-12М; *5* — ГТ-25; *6* — ГТ-12-3; *7* — ГТУ-50 (ПОАТ ХТЗ); *8* — ГТ-100-750-2

В двух- и трехвальных ГТУ с выделенной силовой турбиной скорость вращения компрессорного вала и расход воздуха снижаются при уменьшении внешней нагрузки. При этом температура газа перед турбиной и соответственно КПД цикла выше, чем в простых энергетических ГТУ (n = const). ГТУ такого типа применяются для привода агрегатов, длительное время работающих в режимах частичных нагрузок, в частности для привода компрессоров ГПС. В ГТУ с промежуточным подводом теплоты КПД на частичных нагрузках можно повысить, сохраняя максимально высокую температуру газа перед одной из турбин (обычно перед турбиной, приводящей КВД).

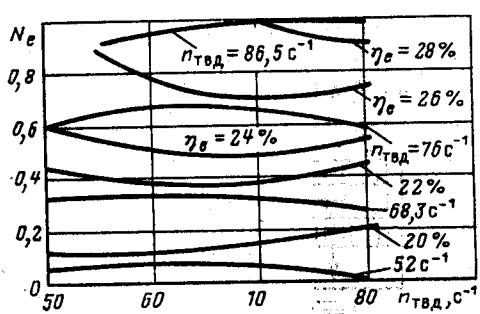


Рис. 4.13. Характеристики ГТК-10 ПО НЗЛ при давлении на всасе p_a = 0,1 МПа и T_a = 288 К:

$\bar{N}_e$ — относительная мощность; $n_{твд}$ — частота вращения турбины полезной мощности; η_e — эффективный КПД

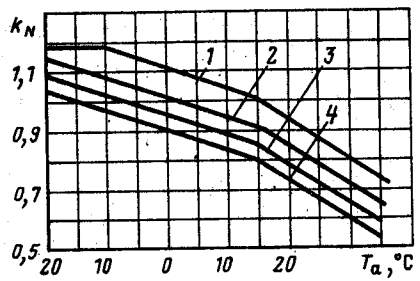


Рис. 4.14. Поправочные коэффициенты k_N на мощность ГТК-10 ПО НЗЛ в зависимости от температуры воздуха на всасе компрессора T_a, °С, и давления p_a, МПа: *1—4* — p_a соответственно 0,1; 0,09; 0,085; 0,080 МПа

Регулирование работы ГТУ газоперекачивающих станций обычно осуществляется изменением скорости вращения вала полезной мощности (вала нагнетателя) и компрессорного вала. Характеристика ГТК-10 НЗЛ для нормальных условий на всасе ГТУ приведена на рис. 4.13. Изменение температуры T_a и давления p_a воздуха на всасе заметно сказывается на мощности и КПД ГТУ (рис. 4.14).

Характеристики ГТУ для переменных внешних условий и переменных частот вращения валов обычно представляют в виде критериальных зависимостей (универсальных характеристик) [11, 17].

4.2. КОМБИНИРОВАННЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

4.2.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И СООТНОШЕНИЯ

Отличительной особенностью тепловых циклов *комбинированных энергетических установок* (КЭУ) с двумя тепловыми двигателями (кн. 2, разд. 2) является полное или частичное использование теплоты, отводимой от одного из двигателей, называемого *верхним* (*надстройкой*), для нагрева рабочего тела другого двигателя, называемого *нижним*.

В качестве надстройки могут использоваться двигатели, работающие как по *закрытому циклу* (с циркуляцией одной и той же массы рабочего тела), так и по *открытому* (с возобновляемым рабочим телом). Нижним двигателем всех рассматриваемых типов КЭУ является паровая турбина.

На рис. 4.15, *а* показан тепловой баланс комбинированных энергетических установок с надстройкой закрытого цикла по рис. 4.16.

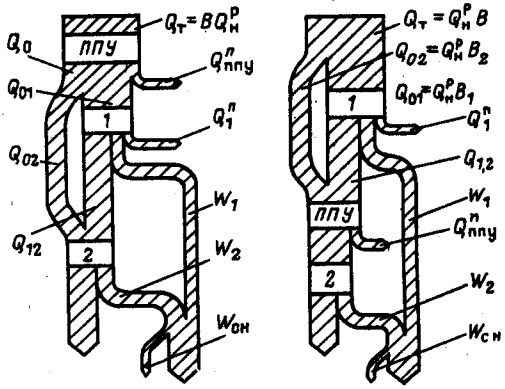


Рис. 4.15. Энергетический баланс КЭУ с надстройками закрытого (*а*) и открытого (*б*) циклов:

1 — высокотемпературная надстройка; *2* — паротурбинная установка

Теплота сжигаемого в них топлива $Q_т = Q_р^н B_т$ ($B_т$ — расход топлива) за вычетом потерь $Q_{ППУ}^п$, т. е. в количестве $Q_0 = Q_т - Q_{ППУ}^п$, воспринимается в паропроизводящей установке (ППУ) рабочим телом надстройки Q_{01} и паротурбинной установки (ПТУ) $Q_{02} = Q_0 - Q_{01}$. Надстройка, имеющая КПД η_1, совершает работу $W_1 = Q_{01}\eta_1$, часть неиспользованной теплоты $(Q_1^п)$ теряется, а остаток $Q_{1,2} = Q_{01} - W_1 - Q_1^п$ передается воде и пару и вместе с теплотой Q_{02} используется в ПТУ, имеющей КПД η_2, для получения работы $W_2 = \eta_2 (Q_{02} + Q_{1,2})$. *КПД-нетто КЭУ с надстройкой закрытого цикла*

$$\eta = \frac{W_1 + W_2}{Q_р^н B_т} = [\varphi\eta_1 + \eta_2 (1 - \varphi\eta_1 - \varphi\zeta_1] \times$$

$$\times \eta_{ППУ}\eta_{т.\,п} (1 - \overline{W}_{сн}), \qquad (4.14)$$

где $\eta_{ППУ} = 1 - Q_{ППУ}^п / Q_т$ — КПД ППУ; $\varphi = Q_{01}/(\Delta Q_{01} + \Delta Q_{02})$ — доля теплоты, воспринимаемая рабочим телом надстройки; $\eta_{т.\,п}$ — КПД теплового потока, учитывающий потери в коммуникациях, при пусковых и нерасчетных режимах, допуски к гарантиям и т. п.; $\zeta_1 = Q_1^п / Q_{01}$ — коэффициент потерь в надстройке, учитывающий диссипацию энергии в подшипниках, генераторе, от протечек, охлаждения и т. п.; $\overline{W}_{сн}$ — расход электроэнергии в долях от выработанной на механизмы, не учтенные при определении η_1 и η_2.

Тепловой баланс КЭУ с надстройками открытого цикла — газовыми турбинами (рис. 4.17) и МГД-генераторами (рис. 4.18) — показан на рис. 4.15, *б*. Их КПД-нетто равен:

$$\eta = [\varphi\eta_1 + \eta_2 (1 - \varphi\eta_1 - \varphi\zeta_1)\,\eta_{ППУ}] \times$$

$$\times \eta_{т.\,п} (1 - \overline{W}_{сн}), \qquad (4.15)$$

где $\varphi = B_1/(B_1 + B_2) = B_1/B_т$; B_1 — расход топлива, необходимого для автономной работы надстройки; B_2 — расход дополнительного топлива на ППУ; $\eta_{ППУ} = 1 - Q_{ППУ}^п / (Q_{12} + B_2 Q_р^н)$ — КПД ППУ. Остальные обозначения прежние. Отличие (4.14) от

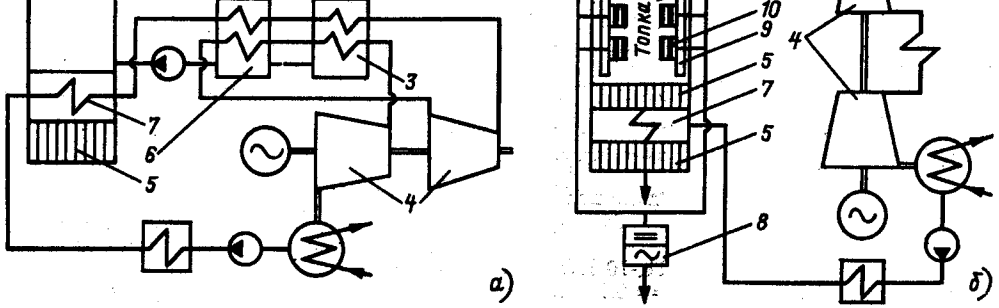
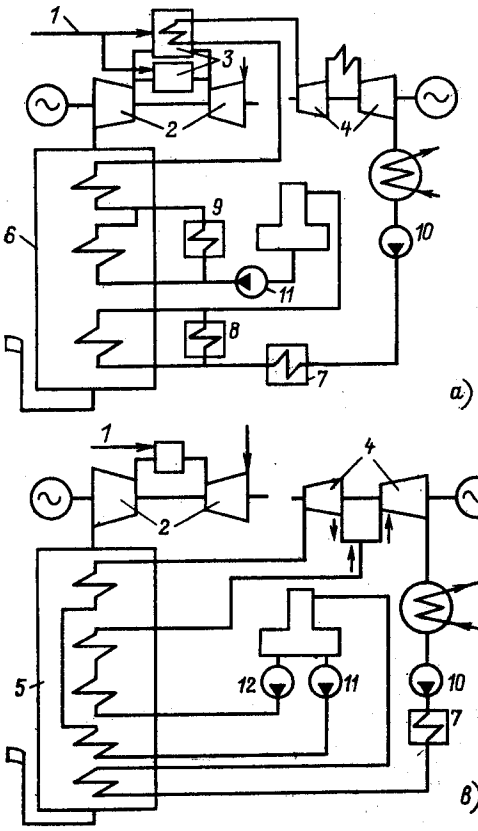


Рис. 4.16. Схемы КЭУ с надстройками закрытого цикла:

а — с металлопаровой надстройкой; *б* — с термоэмиссионными преобразователями; *1* — ППУ; *2* — калиевая турбина; *3* — пароперегреватель на отборном паре калия; *4* — паровая турбина; *5* — воздухоподогреватель; *6* — конденсатор-испаритель; *7* — экономайзер; *8* — инвертор; *9* — настенные экраны топки; *10* — термоэмиссионные преобразователи



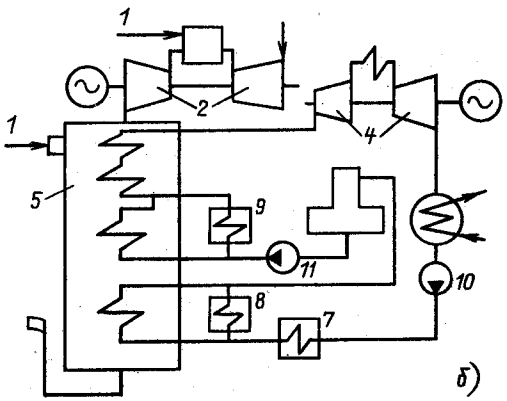


Рис. 4.17. Схемы парогазовых установок: *а* — с высоконапорной ППУ; *б* — с низконапорной ППУ; *в* — с дополнительным паровым контуром низкого давления; *1* — подвод топлива; *2* — газовая турбина; *3* — высоконапорная ППУ и пускорегулирующая камера сгорания; *4* — паровая турбина; *5* — низконапорная ППУ; *6* — газоход с пароводяными поверхностями нагрева; *7* — ПНД1; *8, 9* — группы ПНД и ПВД; *10* — конденсатный насос; *11* — питательный насос; *12* — питательный насос дополнительного контура

(4.15) обусловлено различными функциями ППУ при закрытом и открытом циклах.

Величина φ, характеризующая распределение использованной теплоты (топлива) между надстройкой и ПТУ, называется *коэффициентом бинарности.*

При $\varphi = 1$ ($Q_{02} = 0$) цикл превращается в бинарный, а когда $\varphi \to 0$ ($Q_{01} \to 0$), он вырождается в простую паротурбинную установку. Если же $0 < \varphi < 1$, то цикл является *частично бинарным,* поскольку лишь часть теплоты участвует в двухступенчатом процессе преобразования энергии.

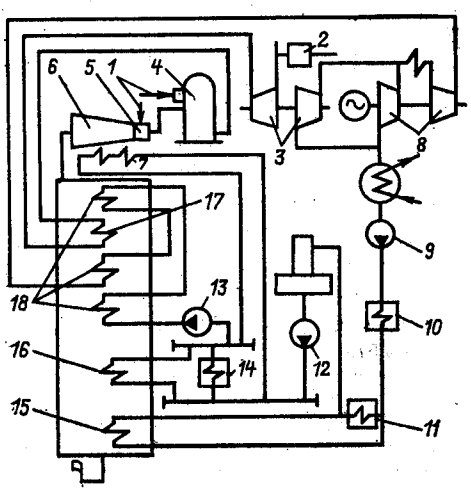


Рис. 4.18. Схема КЭУ с МГД-установкой: *1* — подвод топлива; *2* — воздухоразделительная установка; *3* — компрессор с паротурбинным приводом; *4* — автономный нагреватель окислителя; *5* — камера сгорания; *6* — МГД-генератор; *7* — система охлаждения к поз. *5* и *6*; *8* — паровая турбина; *9* — конденсатный насос; *10* — ПНД1; *11* — группа ПНД; *12, 13* — питательные насосы 1-го и 2-го подъемов; *14* — группа ПВД; *15* — экономайзер низкого давления; *16* — предвключенный экономайзер; *17* — регенеративный нагреватель окислителя; *18* — экономайзерная, испарительная и пароперегревательная поверхности нагрева

4.2.2. КЭУ С НАДСТРОЙКАМИ ЗАКРЫТОГО ЦИКЛА

В КЭУ этого типа в качестве надстроек рассматриваются турбины на парах ртути

и щелочных металлов, а также термоэмиссионные преобразователи.

КЭУ с металлопаровыми надстройками. Комбинированная ртутно-водяная энергетическая установка была впервые создана в 1914 г. К 1950 г. суммарная мощность ртутно-водяных КЭУ составила около 240 МВт [7]. Из-за дефицитности и токсичности ртути они распространения не получили и как их альтернатива в литературе рассматриваются надстройки на парах калия [6], распространенного нетоксичного элемента с невысокой для металла температурой кипения (760—1000 °С) при $p = 0{,}1 \div 0{,}65$ МПа.

В этом интервале параметров наибольший КПД КЭУ может быть достигнут в установках, использующих насыщенный пар калия (рис. 4.16, *а*). Калиевая турбина должна иметь турбинный сепаратор и отбор пара с температурой 560—570 °С для перегрева водяного пара до стандартной температуры 545 °С. По схеме рис. 4.16, *а* отработавший пар калия с параметрами $p_к$, $t_к$ поступает в конденсатор-испаритель, где отдает теплоту конденсации воде и ее пару. Значение $t_к$ должно оптимизироваться [ориентировочно $t_к = (530 \pm 20)$ °С]. Конденсат калия с температурой $t_к$ поступает в ППУ, в которой он охлаждает газы до $t_г = [t_к + (40 \div 60)] \approx 580$ °С. Далее газы охлаждаются питательной водой и дутьевым воздухом. Чем выше температура нагрева воздуха $t_в$, тем меньше теплоты воспринимается водой и тем выше коэффициент бинарности: $\varphi = 0{,}90 \div 0{,}93$ при $t_в = 300 \div 450$ °С.

Надстройки на парах калия с начальной температурой 800—850 °С позволили бы (по расчету) уменьшить удельный расход топлива на 12—14 %. Однако их создание связано с решением сложных инженерных проблем, обусловленных высокой температурой и химической активностью калия, а также его большим объемным расходом из-за низкого давления.

КЭУ с термоэмиссионными преобразователями (ТЭП). [9]. Возможная схема применения ТЭП в качестве надстройки к ПТУ показана на рис. 4.16, *б*. Термоэмиссионные преобразователи должны крепиться к топочным экранам так, чтобы между коллектором (анодом) и металлом экранных труб имелся хороший тепловой контакт, а эмиттер (катод) был обращен к огневому объему топки. Для эффективной работы ТЭП с КПД 0,2—0,22, а в перспективе 0,24—0,26 коллектор должен иметь температуру не более 480—500 °С, а эмиттер не менее 1250 °С. Для этого необходимо, чтобы температура среды в трубах, к которым крепятся ТЭП, не превышала примерно 450 °С, а температура газов в зоне размещения ТЭП была не менее 1400 °С.

Ограниченность температурной зоны, пригодной для размещения ТЭП, снижает долю воспринимаемой ими теплоты и, следовательно, уменьшает коэффициент бинарности. Его можно несколько увеличить за счет повышения температуры подогрева дутьевого воздуха $t_в$ от $\varphi = 0{,}32$ (при $t_в = 300$ °С) до $\varphi \approx 0{,}32 + 0{,}45 \cdot 10^{-3}$ ($t_в$ — — 300) (при повышении $t_в$). В котле с двухступенчатым воздухоподогревателем обычно $t_в = 450$ °С и тогда $\varphi \approx 0{,}4$, а удельный расход теплоты при указанных значениях η_1 и φ будет на 7—10 % меньше, чем на традиционных ГРЭС.

4.2.3. КЭУ С НАДСТРОЙКАМИ ОТКРЫТОГО ЦИКЛА

В надстройках открытого цикла с использованием газовых турбин и МГД-генераторов технически достижим более высокий уровень начальной температуры, чем в КЭУ с надстройками закрытого цикла.

Парогазовые установки [1, 8, 19, 20]. В парогазовых установках по схеме на рис. 4.17, *а* камера сгорания ГТУ и часть поверхностей нагрева совмещены *в высоконапорной паропроизводящей установке* (*ВНППУ*), а остальная часть поверхностей нагрева размещена в газоходе за ГТУ. Пуск и регулирование установки осуществляются специально предусмотренной камерой сгорания, включенной параллельно ВНППУ.

Расход топлива на ПГУ ВНППУ больше, чем на ГТУ при ее автономной работе B_1, на значение B_2, необходимое для получения требуемого количества пара D_0. В схеме по рис. 4.17, *б* с *низконапорной паропроизводящей установкой* (*ННППУ*) у ГТУ сохраняется собственная камера сгорания на расход топлива B_1. Дополнительное топливо сжигается в ННППУ с использованием для горения остаточного кислорода выхлопных газов ГТУ, концентрация которого 14—17 %. Это усложняет организацию горения, особенно при использовании низкореакционных углей АШ, Т и др.

Подача воздуха компрессорами газовых турбин $G_{1к}$ при их автономной работе и работе в составе ПГУ практически одинаковая. Количество топлива, сжигаемого в этом воздухе в режиме ПГУ, в $(B_1 + B_2)/B_1 = 1/\varphi$ раз больше, и, следовательно, избыток воздуха уменьшается в $\alpha_{ПГУ}/\alpha_{ГТУ} = \varphi$ раз, т. е.

$$\alpha_{ПГУ} = \varphi \alpha_{ГТУ} \qquad (4.16)$$

(для современных газовых турбин $\alpha_{ГТУ} = 3{,}3 \div 4{,}5$).

При увеличении коэффициента бинарности увеличивается термодинамический КПД ПГУ. Одновременно в соответствии с (4.16) возрастает избыток воздуха в уходящих газах и, следовательно, потери теплоты с ними, которые могут достигнуть

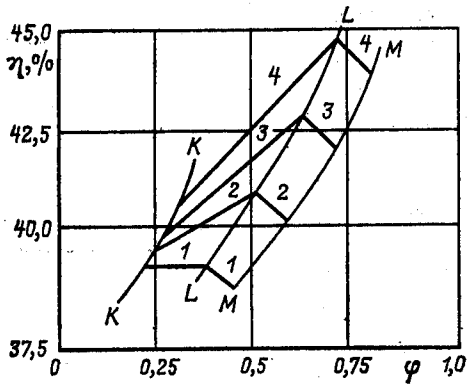


Рис. 4.19. КПД ПГУ с газовыми турбинами на начальную температуру:
1 — 770—800 °С; *2* — 950 °С; *3* — 1100 °С; *4* — 1250 °С

20 % против 6—8 % в традиционных ПТ установках. Чтобы уменьшить эти потери, уходящие газы охлаждают питательной водой в предвключенном экономайзере (ПЭК) и затем в экономайзере низкого давления (ЭНД). Вода в ЭНД поступает после нагрева в ПНД1 до температуры 70 °С, что необходимо для предотвращения выпадения росы из газового потока на трубы. При такой температуре воды газы могут быть охлаждены до $t_г = 120$ °С при условии, что ее расход через экономайзеры будет не менее

$$G_{эк}^{мин} = \frac{c_{рг}}{c_{рв}}(G_{1к} + B_1 + B_2), \quad (4.17)$$

где $c_{рг}$, $c_{рв}$ — теплоемкости продуктов сгорания и воды, $c_{рг}/c_{рв} \approx 0{,}25$. На рис. 4.19 показана зависимость среднегодового эксплуатационного КПД ПГУ с ВНППУ и ННППУ от коэффициента бинарности для установок с ГТ различного типа.

Линия *LL* соответствует установкам, в которых расход пара равен $G_{эк}^{мин}$, т. е. $D_0 = 0{,}25(G_{1к} + B_1 + B_2)$, при этом вся питательная вода проходит через экономайзер, а регенеративные подогреватели (кроме ПНД-1) отключены. В области левее *LL* расход топлива на блок $B = B_1/\varphi$ и расход пара на турбину возрастают, т. е. $D_0 > G_{эк}^{мин}$. Левая граница области — линия *KK* соответствует наибольшему расходу топлива и наибольшей паропроизводительности ППУ, что достигается при $\alpha_{ПГУ} = 1{,}05$. В этой области часть воды, равная $G_0 = D_0 - G_{эк}^{мин}$, нагревается в системе паровой регенерации.

Кроме того, в области между линиями *LL* и *KK* при любых φ может выдерживаться условие (4.17), а это позволяет поддерживать температуру уходящих газов на одном уровне, например $t_г = 120$ °С. Однако из-за увеличения избытка воздуха с ростом коэффициента бинарности φ потери с уходящими газами возрастают. В ПГУ с высокоэкономичными ГТУ на $t_c = 950 \div 1250$ °С эти потери перекрываются увеличением степени бинарности и КПД установок растет. В ПГУ с менее экономичными турбинами ($t_c = 770 \div 800$ °С) эти факторы примерно компенсируют друг друга.

Правее линии *LL* расход топлива на ПГУ $B = B_1/\varphi$ снижается настолько, что $D_0 < G_{эк}^{мин}$ и условие (4.17) не может быть выдержано. Здесь потери с уходящими газами возрастают не только из-за увеличения $\alpha_{ПГУ}$, но и из-за увеличения температуры уходящих газов, что и приводит к уменьшению КПД, несмотря на возрастание коэффициента бинарности.

В области правее линии *MM* из-за большего избытка воздуха адиабатная температура горения в ННППУ ниже 700 °С, что практически исключает получение пара с температурой 545/545 °С.

Увеличить коэффициент бинарности и в то же время не допустить повышения температуры уходящих газов можно в установках по схеме на рис. 4.17, *в* с дополнительным паровым контуром, в котором генерируется пар низкого давления ($p = 0{,}2 \div 0{,}3$ МПа), подаваемый в ЦНД. Поверхности нагрева этого контура размещаются в зоне температур газов $130 \div 150 < t_г < 300 \div 350$ °С, что достаточно для нагрева воды и получения пара 0,2—0,3 МПа и позволяет удерживать температуру уходящих газов на невысоком уровне.

МГД-установки [13, 14]. В КЭУ с МГД-генераторами (рис. 4.18), как и с ГТУ, преобразование энергии осуществляется по циклу Брайтона — Ренкина. Для экономичной работы МГДГ температура плазмы на входе/выходе должна составлять 2800—2900/2000—2100 К, а оптимальное начальное давление 0,8—1,2 МПа. Возможны следующие способы достижения высокой начальной температуры плазмы: нагрев воздуха для горения до 650—1000 °С уходящими газами в сочетании с обогащением его кислородом до 35 % и более; регенеративный нагрев воздуха до 450—650 °С в сочетании с последующим высокотемпературным нагревом в автономном нагревателе до 1700 °С и выше; высокотемпературный регенеративный нагрев до 1500—1700 °С — наиболее экономичный, но технически сложный способ.

Возможно также сочетание высокотемпературного подогрева воздуха с обогащением его кислородом до 45—55 %. В этом случае начальное давление плазмы должно быть увеличено до 2—2,5 МПа. В МГД-установках может сжигаться газ, мазут, а также каменный уголь. Для сжигания угля необходимы двухступенчатые КС с циклонным предтопком для удаления 80—90 %

золы. Перспективна внутрицикловая газификация угля за счет проведения эндотермических реакций типа

$$C + CO_2 + 173 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{моль)} = 2CO$$

с использованием теплоты выхлопных газов МГДГ (термохимическая регенерация). Высокая температура выхлопных газов позволяет генерировать пар стандартных сверхкритических параметров в количестве 0,95—1,05 кг/кг продуктов сгорания при регенеративном нагреве окислителя до 650 °С и около 0,7 кг/кг до 1500—1600 °С. Часть питательной воды (около 0,2—0,3 кг/кг) используется для охлаждения уходящих газов. Для охлаждения высокотемпературных элементов МГД-канала и камеры сгорания используется питательная вода после деаэратора в количестве до 0,4 кг/кг. Для уменьшения давления воды, проходящей через системы охлаждения КС и МГД-канала, предусмотрена ее двухступенчатая перекачка с разделительным давлением 10 МПа.

Использование питательной воды для охлаждения уходящих газов и высокотемпературных элементов приводит к частичному вытеснению паровой регенерации, в результате чего удельный расход теплоты на паровую турбину повышается примерно на 5 % в сравнении со штатной ПТ-установкой.

Цикл КЭУ с МГД-установкой практически полностью бинарный. КПД МГДУ зависит от схемы подготовки окислителя и топлива и экономичности МГД-генератора. Характерные значения КПД: 45—50 % при внешнем нагреве окислителя до 1970 К и максимальном магнитном поле МГДГ, равном 6 Тл; 52—54 % при регенеративном нагреве окислителя до 1970 К и максимальном магнитном после МГДГ, равном 6 Тл; 55—58 % при регенеративном нагреве окислителя до 2270 К, термохимической регенерации и максимальном магнитном поле МГДГ, равном 8 Тл.

4.2.4. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Наиболее распространенным типом ПГУ в стационарной энергетике являются ПГУ с ННППУ и ПГУ с котлом-утилизатором (ПГУ КУ). Большинство из 25 мощных блоков ПГУ ННППУ, эксплуатируемых в различных странах мира, введены в действие до 1975 г. и характеризуются следующими показателями [17], приведенными ниже:

Единичная мощность ПГУ, МВт	350—510
Мощность ГТУ, МВт	50—65
Давление пара перед паровой турбиной (ПТ), МПа	18—25
Температура пара перед ПТ, К	808—815
Температура газов перед ГТУ, К	1073—1193
Температура уходящих газов, К	380—430
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	1,15—1,30
Расход теплоты на ННППУ от общего расхода на ПГУ, %	65—80
КПД ПГУ (нетто), %	41,7—44,8

Особо высокой эффективностью отличаются построенные в Японии электрические станции на природном газе с ПГУ ННППУ с коэффициентом бинарности, равным 1. Единичная мощность станции колеблется от 500 до 1090 МВт. Станции мощностью 1090 МВт оборудуются шестью ГТУ типа MW701D номинальной мощностью 120 МВт, одним котлом-утилизатором без сжигания дополнительного топлива и двумя паровыми турбинами по 170 МВт. Проектное значение КПД станции равно 47 %. Высокий уровень КПД обеспечит большая доля мощности, вырабатываемая в газотурбинной надстройке. Вытеснение паровой регенерации в цикле ПТУ не столь существенно влияет на показатели ПГУ, так как доля теплоты, преобразуемой в электрическую энергию, в нижней части цикла мала. Расчетная температура газов перед ГТУ $T_г = 1323$ К.

В СССР на Молдавской ГРЭС длительно эксплуатируются две ПГУ ННППУ единичной мощностью 250 МВт, выполненные по схеме 4.17, *б* на базе ГТ-35 и паровой турбины К-200-130. Установки работают на жидком топливе и имеют с целью предотвращения сернистой коррозии поверхностей нагрева экономайзера повышенную (до 140 °С) температуру уходящих газов. Расчетный КПД (нетто) равен 37,4 %.

На рис. 4.20 представлена принципиальная тепловая схема ПГУ с ННППУ-800, которую предназначается ввести в эксплуатацию в 1992 г. ПГУ выполнена по схеме ВТИ с использованием турбин с минимальным уровнем изменения проточной части по сравнению с серийными образцами. Установка включает две газотурбинные установки ГТЭ-150, две ННППУ на параметры пара $p_0 = 16$ МПа и $T_0 = 515$ °С с промежуточным перегревом, паровую турбину К-500-166. Коэффициент бинарности цикла ПГУ ННППУ-800 может достигать 75 %.

Стоимость 1 кВт установленной мощности ПГУ ННППУ-800 на 20 % ниже, чем у паротурбинных блоков К-800-240, экономия условного топлива по расчетным данным 35—40 г/(кВт·ч).

Сооружение 10 ПГУ с ННППУ-800 позволит сэкономить около 250 млн. руб. капитальных вложений и 2,5—3 млн. т в год условного топлива [17].

В ПГУ с высоконапорной парогенерирующей установкой (ПГУ с ВНППУ) воздух после компрессора поступает в топку кот-

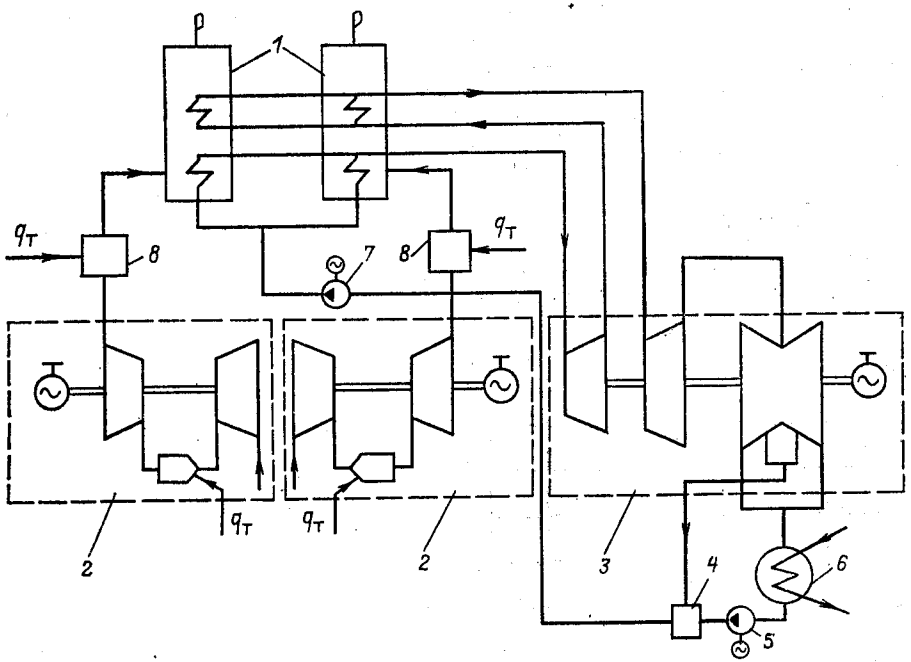


Рис. 4.20. Тепловая схема ПГУ ННППУ-800:

1 — низконапорные ППУ; *2* — газотурбинные установки ГТЭ-150; *3* — паровая турбина К-500-166; *4* — смешивающий подогреватель низкого давления; *5* — конденсатный насос; *6* — паровой конденсатор; *7* — питательный насос; *8* — сжигание дополнительного топлива

ла. Горение топлива осуществляется при давлении 0,2—1,0 МПа. После пароперегревателя газы поступают в газовую турбину и затем в экономайзер. Топливо — газообразное или жидкое (газотурбинное).

Уменьшение капитальных затрат в блоках ПГУ с ВНППУ по сравнению с обычными ПТУ составляет 10—25 % при снижении удельного расхода топлива на 4—6 %.

На Невинномысской ГРЭС с 1972 г. эксплуатируется ПГУ-200 с ВНППУ по схеме рис. 4.17, *а*, выполненная на базе ГТ-35/44-770 и ПТУ К-160-130. Топливо — природный газ или газотурбинное (в том числе смесь обоих топлив 50 : 50). Общая наработка блока к 1986 г. составила около 60 тыс. ч со среднегодовым расходом условного топлива 344 г/(кВт·ч) и максимальной нагрузкой 170 МВт [19].

В ПГУ с подогревом питательной воды с отключением ПВД паротурбинной установки газотурбинная установка используется для подогрева питательной воды. Паровая турбина — серийная, допускающая увеличенный пропуск в конденсатор при отключении регенеративных ПВД. Газотурбинная установка выполняется по простой схеме без регенерации теплоты и промежуточного охлаждения. Схема ПГУ допускает автономную работу ПТУ и ГТУ с независимым изменением нагрузки. Мощность ГТУ в циклах с промежуточным перегревом составляет 30—40 % мощности ПТУ.

На рис. 4.21 представлена схема пиковой ПГУ-450 на базе паровой турбины К-300-240 и ГТЭ-125 ЛМЗ. В режиме пиковой нагрузки производится запуск ГТУ и отключение ПВД *VI—VIII* от паровой турбины и включение газоводяного подогревателя. При номинальном расходе пара мощность паровой турбины на зажимах генератора увеличивается до $N_э$=348 МВт. При снижении нагрузки ПВД переключают на регенеративные отборы паровой турбины.

При отключении ПВД на 20—30 % возрастают изгибные напряжения в лопатках последней ступени ЦНД. Паровые турбины большой мощности, выпускаемые с 1978 г., выполнены с такими запасами прочности лопаток последней ступени, которые допускают отключение всех отборов ЦВД и ЦСД. Возможность отключения отборов предусматривается в модернизированном варианте турбины К-300-240 ПО ЛМЗ с двухпоточным ЦНД, к выпуску которой завод приступил в 12 пятилетке.

При безрегенеративной схеме паротурбинной установки подогрев питательной воды может производиться в газоводяном подогревателе, из которого питательная

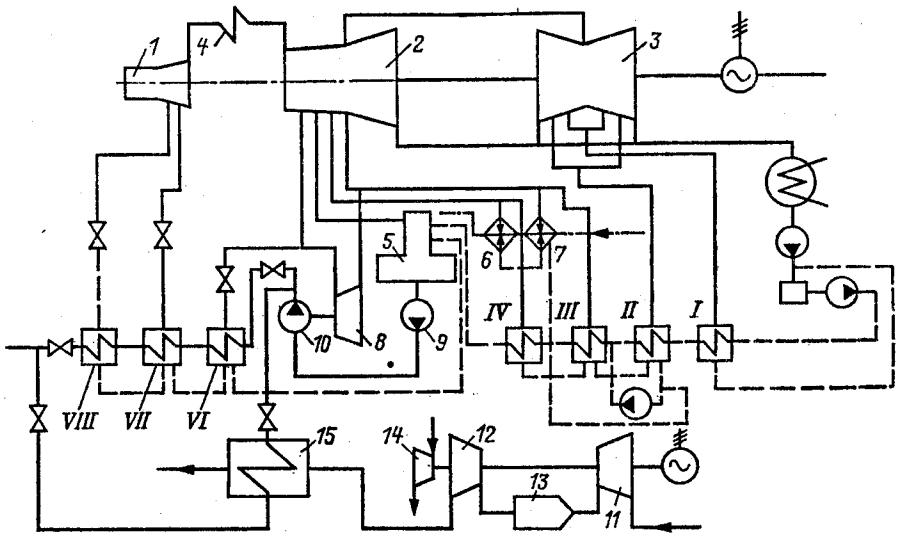


Рис. 4.21. Принципиальная тепловая схема ПГУ-450 с пиковой ГТУ:

1—3 — соответственно ЦВД, ЦСД и ЦНД паровой турбины К-300-240; *4* — промежуточный пароперегреватель; *5* — деаэратор; *6, 7* — бойлеры; *8* — ПТ привода питательного насоса; *9, 10* — насосы первого и второго подъема; *I—IV* — ПНД; *VI—VIII* — ПВД; *11* — ВК ГТУ; *12* — ГТ; *13* — КС; *14* — пусковая паровая турбина; *15* — газоводяной подогреватель высокого давления

вода поступает в экономайзер парового котла. При такой схеме увеличение мощности паровой турбины составляет 15—35 % мощности ГТУ, а для установок высокого давления ($p_0 = 12{,}5 \div 17{,}5$ МПа) — до 65 % мощности ГТУ.

ПГУ с внутрицикловой газификацией угля рассматриваются как перспективное направление по снижению удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии, потребления природного газа и высококачественного жидкого топлива. Принципиальная схема ПГУ с внутрицикловой газификацией угля представлена на рис. 4.22.

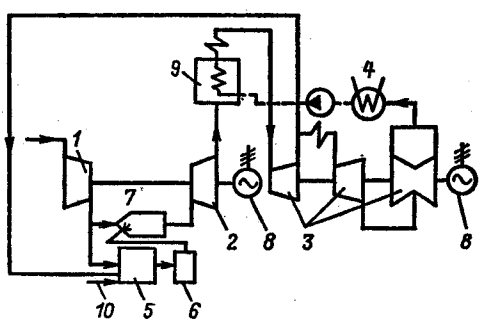


Рис. 4.22. Схема ПГУ с внутрицикловой газификацией угля:

1 — воздушный компрессор; *2* — ГТ; *3* — ПТ; *4* — конденсатор; *5* — газогенератор; *6* — система очистки генераторного газа; *7* — КС ГТУ; *8* — электрогенератор; *9* — КУ; *10* — топливо

Газификация угля производится либо на воздушном дутье за счет использования части воздуха, сжимаемого компрессором ГТУ, либо на кислородном дутье от дополнительного кислородного компрессора. В зависимости от способа газификации теплота сгорания газа на воздушном дутье составляет $(4 \div 7) \cdot 10^3$ кДж/кг, на кислородном $(11 \div 13) \cdot 10^3$ кДж/кг. Установка может быть выполнена с ВНППУ или с котлом-утилизатором. Газ после газогенератора (ГГ) содержит твердые частицы угля и золы, смолистые и газообразные (в частности, сернистые) соединения, оказывающие коррозионное и эрозионное воздействие на проточную часть ГТУ. Наиболее освоена холодная, мокрая промывка генераторного газа, приводящая к большой потери теплоты. Удельный расход теплоты в ПГУ ВЦГУ на 15—20 % выше, чем в предыдущих схемах ПГУ, что объясняется потерей теплоты при холодной промывке (в том числе за счет конденсации паров, содержащихся в газе), уносом частиц угля, потерей теплоты при загрузке газогенератора и удалении шлака, химическими потерями (на образование H_2S и NH_3).

Направление поисковых работ в настоящее время — разработка ГГ большой производительности, систем высокотемпературной очистки газа, утилизация технологических потоков теплоты.

В СССР создается первая ПГУ ВЦГУ мощностью 250 МВт по схеме, предложенной НПО ЦКТИ им. Ползунова [17].

4.3. ТОПЛИВО ГТУ И ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

В энергетических ГТУ используются жидкие дистиллятные топлива прямой перегонки нефти (реактивные и дизельные), дистиллятные вторичной перегонки (газотурбинные), природные и попутные нефтяные газы. В ПГУ и ГТУ технологического назначения имеется успешный опыт сжигания искусственных газов: доменного, коксового, генераторного и др. [23].

Сжигание тяжелых остаточных топлив (моторные, мазуты) требует развитой системы подготовки топлива, т. е. ввода антикоррозионных присадок, промывки и электрообессоливания. Характеристики реактивных (ГОСТ 10227-62 и 16564-71, ТУ 38-1-257-69), дизельных (ГОСТ 4749-73 и ГОСТ 305-82), газотурбинных (ГОСТ 10433-75, ТУ 3810-1858-80), моторных (ГОСТ 1667-68) топлив приведены в табл. 4.6, характеристики мазутов и природных газов — в кн. 2, разд. 7.

Кроме конъюнктурных соображений, допустимость применения конкретного топлива в ГТУ и ПГУ определяется коррозионно-механическим воздействием на элементы проточной части, теплообменных поверхностей и уровнем загрязнения окружающей среды. Жидкие топлива, особенно моторные и мазуты, содержат различные органические соединения серы, а также соли и оксиды металлов (Na, K, V, Ni, Ca, Al). Соединения некоторых металлов (Pb, Na) попадают в топливо при переработке, хранении и пр. В процессе сгорания топлива образуются легкоплавкие соединения V, Na, K, вызывающие высокотемпературную коррозию лопаток и других элементов ГТУ (при температуре >950 K), а также трудноудалимые твердые отложения Ca. Стандартами на топлива ГТУ установлено следующее содержание коррозионно-агрессивных и шлакующих элементов, мг/кг: $V \leqslant 0{,}5$; $Na + K \leqslant 1$; $Pb \leqslant 2$; $Ca \leqslant 1 \div 5$.

Столь глубокая очистка топлив резко повышает их стоимость. В настоящее время успешно разрабатываются способы сжигания жидких топлив со значительным (3—5 мг/кг) содержанием V и Na путем введения химически активных присадок, предотвращающих коррозию (содержащих Cr, Si, Mg).

Соединения серы, входящие в состав газообразных и жидких топлив, вызывают загрязнение атмосферы агрессивными кислотообразующими оксидами SO_2 и SO_3, коррозию низкотемпературных поверхностей нагрева (теплофикационные подогреватели,

Таблица 4.6. **Свойства жидких топлив для ГТУ**

Показатель	Легкие дистилляты		Тяжелые дистилляты			Остаточное, моторное
	Реактивное	Дизельное	ТГВК *	ТГ **	ТУ 3810-1858-80	
Кинематическая вязкость, °ВУ при температуре:						
$T = 293$ K	1,2—1,5	1,5—8,0	—	—	—	—
$T = 323$ K	—	—	3	3	1,6	3—5
Температура застывания, K (не выше)	213—218	213—263	278	278	278	268
Температура вспышки, K (не ниже)	301—318	308—363	338	334	338	338—343
Зольность не более, %	0,003	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02—0,04
Плотность при 293 K, г/см^3	0,785—0,830	0,81—0,88	0,935	0,935	0,885	0,93
Содержание серы, %	0,1—0,26	0,15—0,5	1,0	2,5	1,8	0,50—1,5
Содержание металлов:						
V	—	0,3	2	4	0,5	5—35
Na	—	0,5	2	—	—	—
Na + K	—	—	5	—	2	—
Ca	—	—	10	—	5	—
Pb	—	—	—	—	1	—
Содержание углерода, %	85—87,5	85,6—86,3	85,9—87	85,9—87	—	86,5
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	43—43,5	42,5—42,8	41	42	—	41,5

* ТГВК — топливо газотурбинное улучшенное.
** ТГ — топливо газотурбинное.

экономайзеры ПГУ). В стационарных ГТУ тяжелые сорта нефтяного топлива перед сжиганием в камерах сгорания подвергаются водной промывке с последующей сепарацией воды с растворенными в ней солями в центробежных сепараторах или электродегидраторах [17, 23].

ГТУ являются источником загрязнения атмосферы оксидами азота NO_x, причем основная доля оксидов образуется при термическом окислении азота в КС. Концентрация оксидов азота в продуктах сгорания изменяется прямо пропорционально времени пребывания газов при высокой температуре. Изменение температуры факела на каждые 100 К увеличивает содержание NO_x в 8—10 раз. По данным [17]

$$\lg [NO_x/(NO_x)_0] = (T_ф - T_{ф0})/100,$$

где NO_x, $(NO_x)_0$ — объемные концентрации оксидов азота при температурах факела $T_ф$ и $T_{ф0}$.

Объемная концентрация двуокиси азота NO_2 может быть вычислена по формуле [17]

$$NO_2 = A\,(NO_x)_{\alpha=1},$$

где $A = 28{,}6 \cdot 10^{-3}$ при работе на природном газе и $A = 24{,}2 \cdot 10^{-3}$ при работе на жидком топливе: $(NO_x)_{\alpha=1}$ — объемная концентрация оксидов азота при стехиометрическом горении топлива. В зависимости от типа горелочных устройств КС $(NO_x)_{\alpha=1}$ составляет от $(300 \div 850) \cdot 10^{-3}$ %.

Снижение температуры факела достигается увеличением коэффициента избытка воздуха в зоне горения до 2—2,5, впрыском пара или воды. При этом снижается теоретическая температура горения и затрудняется образование оксидов азота. Впрыск воды термодинамически менее выгоден из-за невозможности использовать в цикле ГТУ теплоту, которая расходуется на испарение.

Сокращение времени пребывания газа в зоне высоких температур обеспечивается при использовании принципа микрофакельного сгорания.

Направление исследований по снижению выбросов NO_x: создание камер сгорания с предварительным образованием гомогенной топливовоздушной смеси с коэффициентом избытка воздуха 2—2,5; двухступенчатое сгорание: переобогащенной смеси в первой и обедненной смеси при низкой температуре во второй ступени; низкотемпературное сжигание при наличии катализаторов (оксиды Cr, Co, Ni, Pd); химические способы нейтрализации NO_x путем введения в выхлопной тракт аммиака NH_3 и пероксида H_2O_2 (эффективны при $T_d > 780$ К).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Безлепкин В. П.** Парогазовые установки со сбросом газов в котел. Л.: Машиностроение, 1974.

2. **Бодров И. С., Огурцов А. П., Резниченко В. Я.** Энергетическая газотурбинная установка мощностью 150 МВт//Теплоэнергетика, 1979. № 11. С. 11—17.

3. **Газотурбинные** установки: Справочное пособие/Под ред. Л. В. Арсеньева, В. Г. Тырышкина. Л.: Машиностроение, 1978.

4. **Газотурбинные** установки: Конструкция и расчет/Ф. С. Бедчер, И. А. Богов, Е. Е. Левин и др. Л.: Машиностроение, 1978.

5. **ГОСТ** 21199-82. Установки газотурбинные. Общие технические требования. М.: Изд-во стандартов. 1983.

6. **Грюнц Р. Д.** Жидкометаллический первичный цикл Ренкина паросиловой установки//Ракетная техника и космонавтика. 1967. Т. 5, № 8.

7. **Канаев А. А., Копп И. З.** Неводяные пары в энергетике. Л.: Машиностроение, 1973.

8. **Канаев А. А., Корнеев М. И.** Парогазовые установки. Л.: Машиностроение, 1974.

9. **Каретников Д. В., Смолин А. Л.** Термоэмиссионные надстройки к тепловым электростанциям. Препринт — ИАЭ им. И. В. Курчатова, 1977.

10. **Конструкции** и схемы газотурбинных установок. Атлас. М.: Машиностроение, 1976.

11. **Костюк А. Г., Шерстюк А. Н.** Газотурбинные установки. М.: Машиностроение. 1979.

12. **Котляр И. В.** Переменный режим работы газотурбинных установок. Киев: Машгиз. 1961.

13. **Магнитогидродинамическое** преобразование энергии. Открытый цикл. Совместное сов.-амер. изд./Под ред. Б. Я. Шумяцкого (СССР), М. Петрика (США). М.: Наука, 1979.

14. **Магнитогидродинамическое** преобразование энергии. Физико-технические проблемы/Под ред. В. А. Кириллина, А. Е. Шейндлина. М.: Наука, 1983.

15. **Манушин Э. А., Михальцев В. Е., Чернобровкин А. П.** Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1977.

16. **Некоторые** итоги эксплуатации и испытаний головной газотурбинной установки мощностью 100 тыс. кВт/Г. Г. Ольховский, И. С. Бодров. Электрические станции. 1975. № 1. С. 9—13.

17. **Ольховский Г. Г.** Энергетические газотурбинные установки. М.: Энергоатомиздат, 1985.

18. **Опыт** эксплуатации пиковых газотурбинных установок типа ГТ-100 на элек-

тростанциях Минэнерго СССР/Г. Г. Ольховский, И. С. Бодров, А. М. Механиков и др.//Промышленная теплоэнергетика. 1980. Т. 2. С. 108—116.

19. **Освоение** парогазового энергоблока мощностью 200 МВт и перспективы применения в энергетике парогазовых установок большой мощности/Н. М. Марков, Е. И. Прутковский, В. М. Крылов и др.// Теплоэнергетика. 1975. № 6, с. 27—30.

20. **Освоение** головного парогазового блока мощностью 250 МВт//В. П. Ботвинов, Г. П. Киор и др.//Теплоэнергетика. 1984. № 10. С. 40—44.

21. **Поршаков В. П.** Газотурбинные установки для транспорта газа и бурения скважин. М.: Недра, 1982.

22. **Ривкин С. Л.** Термодинамические свойства газов. М.: Машиностроение, 1970.

23. **Топлива** для станционных и судовых газовых турбин/Б. В. Лосиков, А. Д. Фатьянов и др. М.: Химия, 1970.

24. **Швец И. Т., Дыбан Е. Н.** Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. Киев: Наукова думка, 1974.

25. **Шнеэ Я. И., Капинос В. М., Котляр И. В.** Газовые турбины. Киев: Вища школа, 1976. Т. 1.

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

НАСОСЫ И ГАЗОДУВНЫЕ МАШИНЫ

5.1. НАСОСЫ

5.1.1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

Машины, предназначенные для перемещения жидкостей и сообщения им энергии, называются насосами и по принципу действия делятся на *объемные* (поршневые, плунжерные), *ротационные* (зубчатые, пластинчатые, винтовые), *лопастные* (центробежные, вихревые, осевые) и *струйные* (эжекторы, инжекторы, гидроэлеваторы и др.).

Комплекс — насос, приводной двигатель и коммуникации — образует *насосную установку* (рис. 5.1).

Основные параметры насосов. *Объемная* (*массовая*) подача $V(G)$ представляет собой объем (массу) жидкости, подаваемой насосом в единицу времени.

В соответствии с ГОСТ 17.378-72 *давлением насоса* называют величину p, определяемую зависимостью

$$p = p_к - p_н + \rho \frac{c_к^2 - c_н^2}{2} + \rho (Z_к - Z_н),$$

где p — давление, Па (предпочтительнее кПа, МПа); ρ — плотность перемещаемой жидкости, кг/м^3; c — скорость жидкости, м/с; Z — геометрический напор (энергия положения), Дж/кг, $Z = gz$; g — ускорение свободного падения, м/с^2; z — геометрическая отметка, м; индексы «н» (начальное) и «к» (конечное) относятся соответственно к параметрам в сечениях перед насосом и за ним.

Важной величиной, характеризующей работу насоса с энергетической стороны, является *удельная полезная работа* насоса $L_п$, Дж/кг, представляющая собой отнесенную к единице массы разность полных

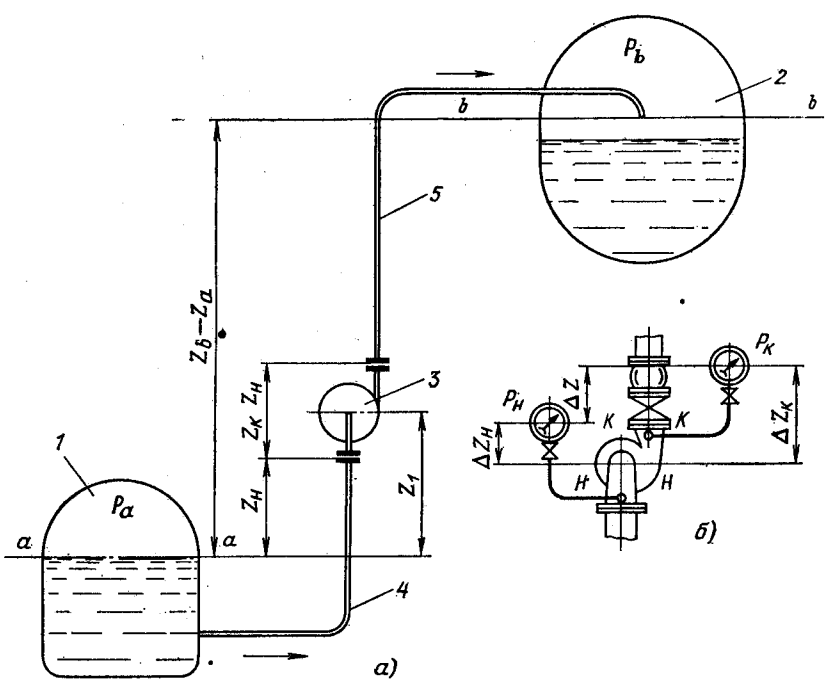


Рис. 5.1. Насосная установка:

а — принципиальная схема насосной установки; *1* и *2* — приемный и напорный резервуары; *3* — насос; *4* и *5* — всасывающий и напорный трубопроводы; *б* — схема установки измерительных приборов

запасов энергии жидкости после и до насоса

$$L_{\text{п}} = \frac{p_{\text{к}} - p_{\text{н}}}{\rho} + \frac{c_{\text{к}}^2 - c_{\text{н}}^2}{2} + Z_{\text{к}} - Z_{\text{н}}. \quad (5.1)$$

Для насосных установок удельную энергию, сообщаемую среде, удобнее выражать в метрах столба перемещаемой жидкости. Эта величина называется *напором* насоса, м,

$$H = p/\rho g.$$

Широко применяемый термин «напор» имеет смысл только в условиях определенного и постоянного поля гравитации. Он не зависит от плотности жидкости, но увеличивается с уменьшением ускорения свободного падения. Это не позволяет считать данный показатель универсальным, так как его неудобно использовать для характеристики насосов летательных и космических объектов. Даже на земле из-за различия ускорения свободного падения, напор H может колебаться в пределах 0,6 %.

Удельная полезная работа зависит от давления и напора:

$$L_{\text{п}} = p/\rho = gH.$$

Необходимая удельная работа насоса, Дж/кг, определяется по формуле

$$L = \frac{p_b - p_a}{\rho} + \Delta L + Z_b - Z_a, \quad (5.2)$$

где ΔL — гидравлические потери в трубопроводах, включая потери в выходном сечении $b-b$ сети, Дж/кг; $Z_b - Z_a = g(z_b - z_a)$, Дж/кг; p_b и p_a — давления жидкости соответственно в напорном и приемном резервуарах; z_b и z_a — геометрические отметки сечений сбрасывания жидкости из напорного трубопровода и уровня жидкости в приемном резервуаре.

Мощность, потребляемая насосом, кВт,

$$N_e = \frac{\rho V L}{1000\eta_e} = \frac{GL}{1000\eta_e}, \quad (5.3)$$

где V — объемная подача, м³/с; G — массовая подача, кг/с; η_e — КПД насоса; ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Коэффициент полезного действия насоса выражается в процентах и характеризует суммарные потери энергии. Отдельные виды потерь характеризуются гидравлическим, объемным и механическим КПД. Общий КПД насоса зависит от типа, конструкции, размеров насоса и изменяется обычно в пределах $\eta_e = 0{,}5 \div 0{,}9$. КПД насосной установки определяют с учетом потерь в коммуникациях:

$$\eta_{\text{у}} = \frac{G(L - \Delta L)}{1000 N_e}. \quad (5.4)$$

Вакуумметрическая высота всасывания, м, характеризует вакуум на входе в насос

$$H_b = \frac{p_a - p_{\text{н}}}{\rho g} - \frac{c_{\text{н}}^2}{2g}. \quad (5.5)$$

Допустимая высота всасывания $z_{1\text{доп}}$ определяется из условия отсутствия явления кавитации и гидравлических ударов, вызываемых вскипанием жидкости.

Для поршневых насосов допустимая высота всасывания, м (расстояние от уровня жидкости в приемном резервуаре до поршня насоса), определяется по формуле

$$z_{1\,\text{доп}} = \frac{1}{\rho g}(p_a - p_{\text{нас}} - \Delta p_{\text{вс}} + 2 \cdot 10^4) - \frac{l_{\text{в}}}{g}\frac{F_{\text{п}}}{F_{\text{в}}}\frac{n^2 r}{90}, \quad (5.6)$$

где p_a — давление на поверхности всасываемой жидкости, Па; $p_{\text{нас}}$ — давление насыщения, Па; $\Delta p_{\text{вс}}$ — сопротивление всасывающего тракта с учетом всасывающих клапанов, Па; $2 \cdot 10^4$ — запас давления, устраняющий возможность кавитации, Па; $F_{\text{п}}$ — площадь поршня, м²; $F_{\text{в}}$ — площадь проходного сечения всасывающего трубопровода, м²; $l_{\text{в}}$ — общая длина всасывающей линии, м; r — радиус кривошипа, м; n — число двойных ходов поршня.

При наличии воздушного колпака на всасывающей линии в уравнение (5.6) вместо $l_{\text{в}}$ подставляется длина всасывающей линии от воздушного колпака до насоса в метрах, а член $\Delta p_{\text{вс}}$ должен учитывать дополнительное сопротивление, вносимое установкой колпака.

Предельно допустимое число двойных ходов, об/мин, одноцилиндрового насоса можно найти по формуле

$$n_{\text{доп}} = 9{,}49\sqrt{\frac{F_{\text{в}}}{F_{\text{п}}}\frac{1}{\rho l_b r}} \times \sqrt{(p_a - p_{\text{нас}} - \Delta p_{\text{вс}} - \rho g z_{1\,\text{доп}} + 2 \cdot 10^4)}. \quad (5.7)$$

Для лопастных насосов допустимая высота всасывания, м (от уровня жидкости в приемном резервуаре до оси насоса),

$$z_{1\,\text{доп}} = \frac{p_a - \Delta p_{\text{вс}} - p_{\text{нас}}}{g\rho} - \frac{d_1}{2} - \frac{\varphi}{g}\Delta H_{\text{д}}, \quad (5.8)$$

где d_1 — средний диаметр входных кромок рабочих лопастей, м; φ — коэффициент запаса, $\varphi = 1{,}15 \div 1{,}3$; $\Delta H_{\text{д}}$ — дополнительное снижение напора, Дж/кг, вызываемое увеличением скоростей при обтекании рабочих лопастей. По С. С. Рудневу [22]

$$\Delta H_{\text{д}} = 10\left(\frac{n\sqrt{V}}{C}\right)^{4/3}, \quad (5.9)$$

где C — постоянная, зависящая от конструкции насоса ($C = 800 \div 1000$); n — частота вращения, об/мин; V — объемная подача, м^3/с.

Допустимая высота всасывания конденсатных и питательных насосов отрицательна ($p_a \approx p_{нас}$), т. е. они располагаются ниже уровня жидкости в приемном резервуаре и работают с подпором.

5.1.2. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Поршневые насосы классифицируются:

1. По кратности действия:

а) *одинарного действия* — один цилиндр с одной рабочей полостью (рис. 5.2, *а*, *б*);

б) *двойного действия* — один цилиндр с двумя рабочими полостями (рис. 5.2, *в*);

в) *тройного действия* — соединение трех насосов простого действия, имеющих общую всасывающую и нагнетательную системы;

г) *четверного действия* — соединение двух насосов двойного действия;

д) *дифференциального действия* (рис. 5.2, *г*).

2. По типу рабочих органов:

а) *поршневые* (рис. 5.2, *а*, *в*);

б) *плунжерные* (рис. 5.2, *б*, *г*), применяемые для больших давлений.

3. По типу привода:

а) *прямодействующие*, если шток насоса непосредственно соединен со штоком двигателя;

б) *приводные*, если шток поршня насоса соединен с двигателем при помощи кривошипно-шатунного механизма (рис. 5.2, *б*).

На ТЭС поршневые насосы чаще всего используются в качестве питательных с давлением нагнетания до 5 МПа и дозирующих насосов [21]. Методика расчета поршневых насосов изложена в [21].

5.1.3. ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

В практике машиностроения широкое распространение получили методы расчета рабочих колес на основе струйной теории

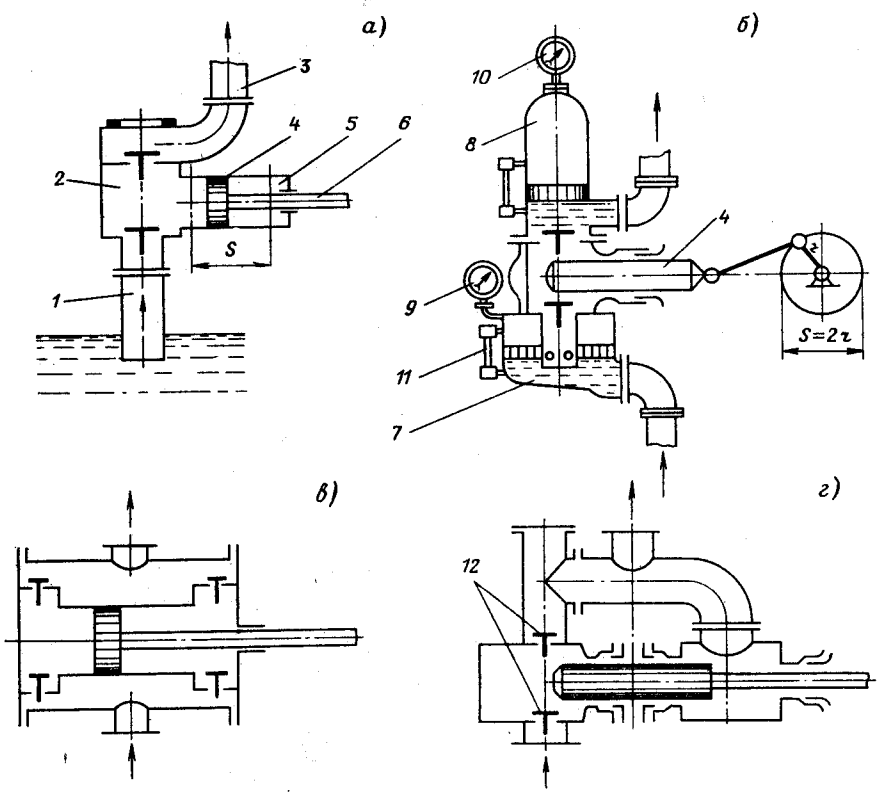


Рис. 5.2. Схемы поршневых насосов:

а — простого действия; *б* — с воздушными колпаками; *в* — двустороннего действия; *г* — дифференциальный; *1* — всасывающая труба; *2* — рабочая камера; *3* — напорный трубопровод; *4* — поршень (плунжер); *5* — цилиндр; *6* — шток; *7* — всасывающий колпак; *8* — напорный колпак; *9* — вакуумметр; *10* — манометр; *11* — водомерное стекло; *12* — клапаны

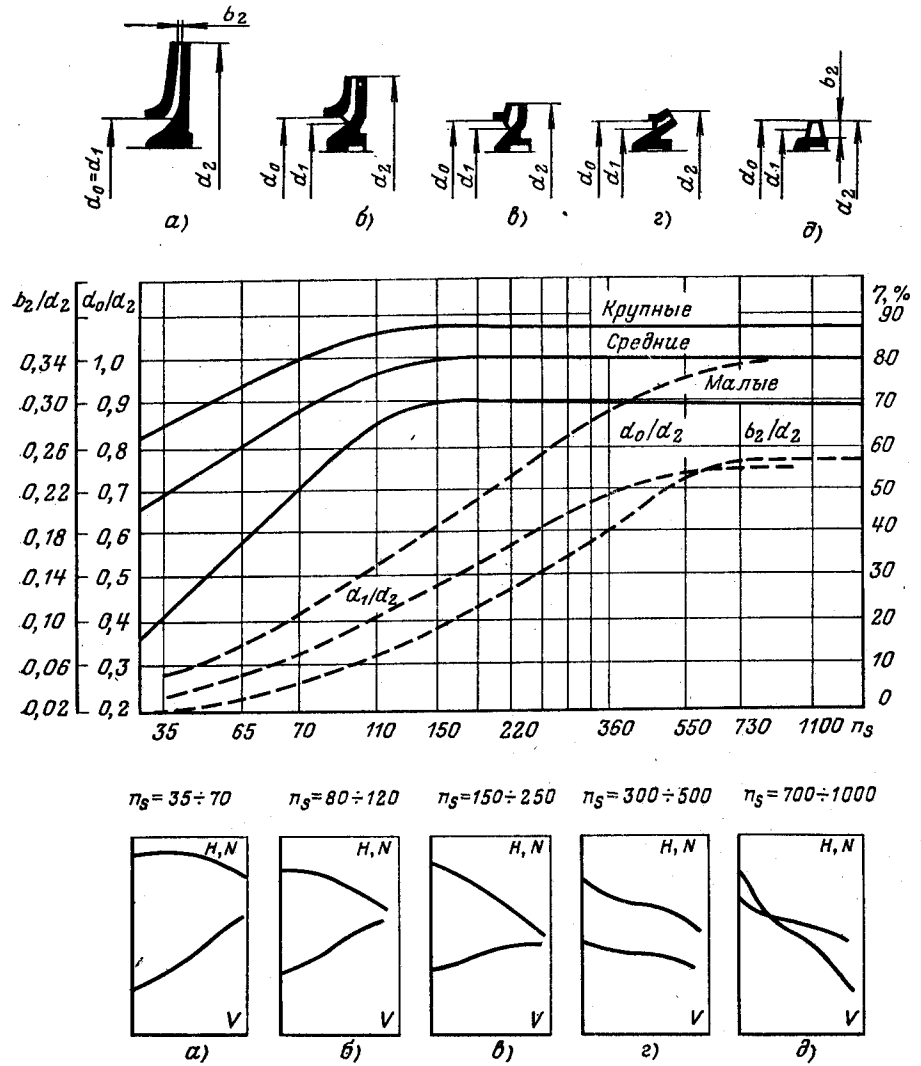


Рис. 5.3. Классификация лопастных насосов в зависимости от n_s:
а — центробежные тихоходные; *б* — центробежные нормальные; *в* — центробежные быстроходные; *г* — диагональные; *д* — осевые

и с использованием элементов теории подобия. В обоих методах широко используются характерные параметры и коэффициенты. Для определения типа подобных насосов применяют несколько критериев. Основные из них:

1. *Удельная частота вращения* $n_{уд}$ — частота вращения эталонного насоса (геометрически подобного данному типу насосов), который при подаче 1 м³/с развивает напор 1 м при максимальном КПД:

$$n_{уд} = n\frac{\sqrt{V}}{H^{3/4}}. \qquad (5.10)$$

2. *Коэффициент быстроходности* n_s — частота вращения эталонного насоса, об/мин, работающего на воде ($\rho = 10^3$ кг/м³) с полезной мощностью 75 кгм/с при напоре 1 м и максимальном значении КПД:

$$n_s = 3{,}65n\frac{\sqrt{V}}{H^{3/4}}. \qquad (5.11)$$

Выбор параметров работы эталонного насоса, вообще говоря, не имеет существенного значения, так как сказывается только на значении числового множителя.

В практике отечественного насосостроения преобладающее распространение получил коэффициент быстроходности n_s, который в первую очередь характеризует КПД, соотношение геометрических размеров, форм проточной части и характеристик насосов. На рис. 5.3 дана классификация лопастных насосов в зависимости от n_s. При $n_s < 35$ применяют поршневые или вихревые насосы.

5.1.4. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Для расчета рабочего колеса центробежного насоса задают V, м³/с, H, Дж/кг, ρ, кг/м³. Определение размеров элементов проточной части обычно выполняют, используя средние значения скоростей в них. Вначале определяют частоту вращения, об/мин, затем — основные размеры

$$n = \left(\frac{60\varkappa}{\pi m m_0 R}\right)^{3/2} \frac{(H_g/\overline{H})^{3/4}}{\sqrt{V}}, \quad (5.12)$$

где $\varkappa = d_{1\text{п}}/d_0$; $d_{1\text{п}}$ — приведенный диаметр, м; $m = d_2/d_1$, $m_0 = d_1/d_0$ (см. рис. 5.3); R — коэффициент входной воронки.

Коэффициент R колеблется от 3,6 до 5,0 в зависимости от типа, конструкции и назначения насоса. Для конденсатных и питательных насосов с повышенными требованиями по высоте всасывания принимают $R = 4{,}0 \div 4{,}5$. Для подавляющего большинства насосов, в том числе и для всех ступеней, кроме первой, многоступенчатых насосов $R = 3{,}6 \div 3{,}9$.

Приведенный диаметр, м,

$$d_{1\text{п}} = R\sqrt[3]{V/n}. \quad (5.13)$$

При двустороннем подводе жидкости $V_1 = 0{,}5V$. При консольном расположении рабочего колеса и короткой втулке $d_0 = d_{1\text{п}}$, м, а в остальных случаях

$$d_0 = \sqrt{d_{\text{вт}}^2 + d_{1\text{п}}^2}, \quad (5.14)$$

где $d_1 = (0{,}7 \div 1{,}0)\, d_0$. Обозначения — см. рис. 5.4, *б*; 5.6. Коэффициент напора $\overline{H} = Hg/u_2^2 = 0{,}3 \div 0{,}6$ (большие значения принимают при необходимости уменьшить окружную скорость при достижении ее предельных по условиям прочности значений). У насосов с чугунными колесами $u_2 \leqslant 50$ м/с, с бронзовыми $u_2 \leqslant 80$ м/с, со стальными $u_2 \leqslant 120$ м/с.

Если относительные скорости на входе в рабочее колесо и на выходе из него одинаковы ($w_1 = w_2$), что обеспечивает минимум потерь в нем, то

$$\overline{H} = \eta_{\text{г}}\left(1 - \frac{1}{m}\right), \quad (5.15)$$

где $\eta_{\text{г}} = L/L_{\text{т}}$.

Теоретическая работа $L_{\text{т}}$, Дж/кг, определяется по уравнению Эйлера

$$L_{\text{т}} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}, \quad (5.16)$$

где c_{2u} и c_{1u} — окружные проекции абсолютных скоростей соответственно на выходе и входе рабочего колеса. Для насосов консольного типа $c_{1u} \approx 0$, для насосов с двусторонним подводом жидкости и полуспиральными подводами многоступенчатых насосов c_{1u} определяется по геометрии этих подводов.

Для современных одноступенчатых насосов гидравлический КПД $\eta_{\text{г}}$ может быть найден по формуле [11]

$$\eta_{\text{г}} = 0{,}7 + 0{,}0835 \lg d_{1\text{п}}. \quad (5.17)$$

Гидравлический КПД многоступенчатых насосов на несколько процентов меньше, чем у одноступенчатых (при одинаковых размерах рабочих колес), вследствие дополнительных потерь в обратном направляющем аппарате.

Диаметр вала в месте посадки рабочего колеса $d_{\text{в}}$, м (см. рис. 5.4, *а*, *б*), определяют из условий допустимых напряжений от кручения и изгиба, прогиба вала и критической частоты вращения.

При учете только кручения

$$d_{\text{в}} = 57{,}8\sqrt[3]{\frac{N}{n\tau_{\text{кр}}}}. \quad (5.18)$$

Напряжение кручения $\tau_{\text{кр}} = (1{,}2 \div 2) \times 10^7$ Па. Диаметр втулки рабочего колеса $d_{\text{вт}} = (1{,}2 \div 1{,}25)\, d_{\text{в}}$, м.

Окружную скорость u_2, м/с, удобно определять по принятому коэффициенту напора $\overline{H}$ и числу ступеней насоса z:

$$u_2 = \sqrt{\frac{L}{\overline{H}z}}. \quad (5.19)$$

Окружная скорость, м/с, на входе в рабочее колесо

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60}. \quad (5.20)$$

Скорость жидкости, м/с, перед рабочим колесом

$$c_0 = \frac{4V}{\pi d_{1\text{п}}^2}. \quad (5.21)$$

Скорость, м/с, перед рабочими лопастями

$$c_1 = \sqrt{c_{1r}^2 + c_{1u}^2}, \quad (5.22)$$

где $c_{1r} = (0{,}7 \div 1{,}0)\, c_0$ — радиальная проекция абсолютной скорости перед рабочими лопастями.

Угол потока перед рабочими лопастями

$$\operatorname{tg}\beta_1 = c_{1r}/(u_1 - c_{1u}). \quad (5.23)$$

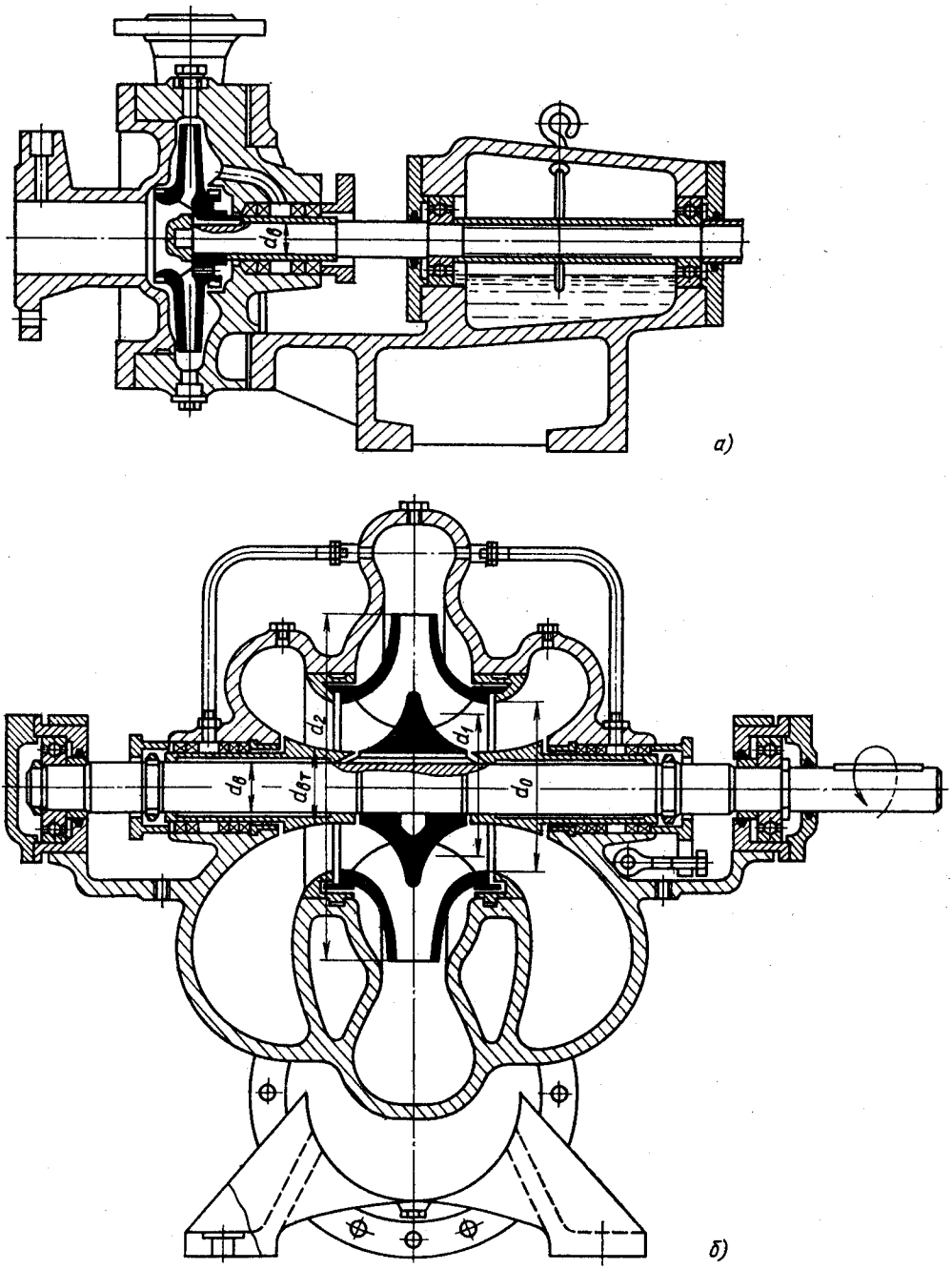


Рис. 5.4. Разрез центробежных насосов:
а — консольный типа К; *б* — с двусторонним подводом типа Д

Входной угол лопастей определяется с учетом угла атаки ($i = 0 \div 10°$)

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i.$$

Для насосов с хорошей всасывающей способностью обычно $\beta_{1л} = 18 \div 25°$. Ширина рабочих лопастей на входе, м,

$$b_1 = \frac{V}{\pi d_1 c_{1r} \mu_{v1} \eta_v}, \qquad (5.24)$$

где μ_{v1} — коэффициент стеснения (заполнения) сечения; при плавном поворотном участке $\mu_{v1} = 0{,}98 \div 0{,}99$; η_v — объемный КПД, учитывающий утечки жидкости через уплотнения. Для ориентировочной оценки ожидаемого значения η_v можно использовать выражение [20]

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0{,}68 n_s^{-2/3}}. \qquad (5.25)$$

Радиальная проекция абсолютной скорости за рабочими лопастями, м/с, обычно равна $c_{2n} \approx c_{1r}$. Лишь для очень узких рабочих колес с $b_1/d_1 \leqslant 0{,}2$ $c_{2r} = (0{,}8 \div 0{,}5) c_{1r}$. Радиальная проекция скорости, м/с, в выходном сечении рабочих лопастей

$$c'_{2r} = c_{2r}/\tau_2, \qquad (5.26)$$

где

$$\tau_2 = 1 - \frac{\Delta z_л}{\pi d_2 \sin \beta_{2л}}; \qquad (5.27)$$

$z_л$ — число рабочих лопастей; Δ — толщина лопастей; $\beta_{2л}$ — выходной угол лопастей.

Ширина рабочих лопастей на выходе, м,

$$b_2 = \frac{V}{\pi d_2 c_{2r} \mu_{v2} \eta_v}, \qquad (5.28)$$

где μ_{v2} — коэффициент стеснения сечения на выходе из рабочего колеса, учитывающий кроме телесности лопаток также наличие отрывных зон, равный 0,9—0,95.

Окружная проекция скорости на выходе из рабочего колеса

$$c_{2u} = c'_{2u} = \frac{L}{\eta_г u_2} - \frac{c_{1u}}{m}. \qquad (5.29)$$

Угол выхода потока из рабочего колеса

$$\operatorname{tg} \beta'_2 = \frac{c_{2r}}{u_2 - c'_{2u}}. \qquad (5.30)$$

Диаметр, м, рабочего колеса на выходе

$$d_2 = \frac{60 u_2}{\pi n}.$$

Выходной угол лопастей $\beta_{2л}$ определяют с помощью видоизмененной формулы Стодолы

$$c_{2u} = u_2 - c'_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{20} - \frac{\pi}{z_л}\left(\sin \beta_{20} - \frac{\sin \beta_{1л}}{m_2}\right), \qquad (5.31)$$

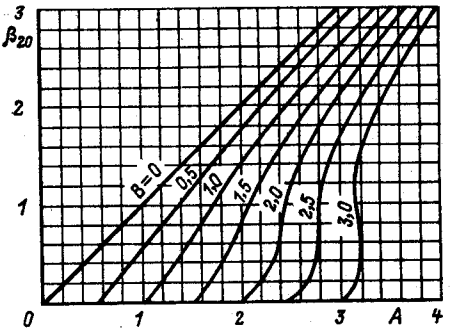


Рис. 5.5. Вспомогательный график для определения β_{20}:

$$A = \operatorname{ctg} \beta_2 + \frac{\pi}{z_л} \frac{u_2}{c_{2r}} \frac{\sin \beta_{1л}}{m^2};$$

$$B = \frac{\pi}{z_л} \frac{u_2}{c_{2r}}.$$

где β_{20} — угол выхода потока из неподвижной решетки, $\beta_{20} = \beta_{2л} - \sigma_0$;

$$\sigma_0 \approx 1/7\,(\beta_{2л} - \beta_{1л}). \qquad (5.32)$$

Для упрощения расчетов удобно пользоваться номограммой, изображенной на рис. 5.5.

После определения β_{20} находят

$$\beta_{2л} = 1/6\,(7\beta_{20} - \beta_{1л}). \qquad (5.33)$$

В практике насосостроения хорошие результаты для определения числа рабочих лопастей дает формула К. Пфлейдерера [11]:

$$z_л = k \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2}, \qquad (5.34)$$

где $k = 6{,}5$ — для литых рабочих колес с относительно толстыми лопатками и $k \geqslant 8$ — для рабочих колес с лопастями из листового материала. Для получения стабильных характеристик число лопастей рабочего колеса должно быть $z_л = 6 \div 7$, а угол β_2 рекомендуется иметь в пределах 18—25°.

Профилирование лопастей производят таким образом, чтобы обеспечить плавное изменение относительной скорости w. Для лопастей, очерченных дугой окружности, радиус изгиба лопасти r, м, и радиус R, м, определяющий положение центров окружностей (рис. 5.6), находят по формулам:

$$r = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2\,(r_2 \cos \beta_{2л} - r_1 \cos \beta_{1л})}; \qquad (5.35)$$

$$R = \sqrt{r_2^2 + r - 2 r_2 r \cos \beta_{2л}}. \qquad (5.36)$$

Входные кромки рабочих лопастей насосов общего назначения выполняют скругленными для уменьшения влияния угла

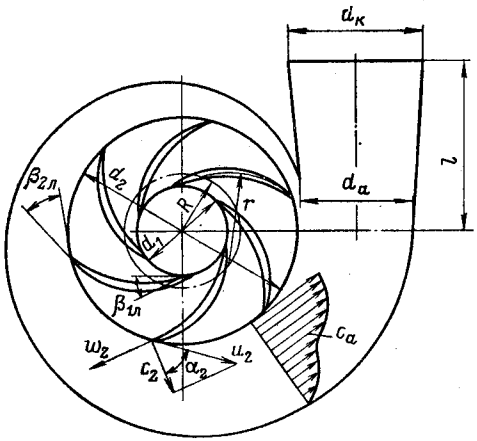


Рис. 5.6. Эскиз к расчету центробежного насоса

атаки на частичных режимах. У конденсатных и питательных насосов входную кромку лопастей заостряют для улучшения всасывающей способности.

Отводы и возможные варианты выполнения отводов изображены на рис. 5.7.

Безлопастные диффузоры применяют в тех случаях, когда насос предназначается для работы в широком диапазоне изменения подач. Схема ступени с отводом такого типа и необходимые обозначения приведены на рис. 5.7, *в*. Оптимальное преобразование энергии достигается при радиальных размерах $d_4/d_2 = 1{,}5 \div 1{,}8$. Ширина диффузора $b_3 \approx b_2$.

Применение безлопастных диффузоров целесообразно при достаточно больших углах выхода потока из рабочего колеса (в абсолютном движении): $\alpha_2 > 15 \div 18°$.

При меньших углах потери в диффузоре становятся чрезмерно большими из-за увеличения траектории движения частиц жидкости, которая с учетом трения определяется выражением

$$b_i \operatorname{tg} \alpha_i - b_3 \operatorname{tg} \alpha_3 = 0{,}01\,(r_i - r_2). \quad (5.37)$$

Некоторое повышение эффективности безлопастных диффузоров при $\alpha_2 < 20 \div 15°$ может быть достигнуто уменьшением ширины диффузора до $b_3 = 0{,}8b_2$.

Лопастные (рис. 5.7, *а*) и *канальные диффузоры* обеспечивают КПД ступени на 2—3 % больше, чем безлопастные, но при значительно более крутой характеристике.

Отношение диаметров $d_3/d_2 = 1{,}02 \div 1{,}06$ при малых углах ($\alpha_2 < 10 \div 12°$) и $d_3/d_2 = 1{,}05 \div 1{,}1$ при $\alpha_2 > 15°$. Оно выбирается с учетом минимума потерь в зазоре и требования выравнивания пульсации скорости, вызываемой лопастями рабочего колеса; $m_д = d_4/d_3 = (1{,}2 \div 1{,}5)$ — бо́льшие значения соответствуют меньшим размерам машины.

Ширина диффузора $b_3 \approx b_4 = (1 \div 1{,}1)b_2$.

Угол установки лопаток рекомендуется выбирать по соотношению [13]

$$\operatorname{tg} \alpha_{3н} = \mu \operatorname{tg} \alpha_3, \quad (5.38)$$

где α_3 — угол входа потока в диффузор ($\alpha_3 \approx \alpha_2$); $\mu = 1{,}2 \div 1{,}8$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей по шагу лопастей рабочего колеса и обратные токи в нем; меньшие значения μ берутся при малых n_s — см. (5.11).

Рекомендуется выполнять вогнутую часть лопатки со стороны спирального участка под углом $\alpha_{3н}$, а толщину лопатки откладывать со стороны диффузорного участка. Входной участок диффузорных лопаток обычно выполняют по кривой, близкой к логарифмической спирали.

Выходные углы потока из диффузора α_4 и лопастей $\alpha_{4н}$ выбирают таким образом, чтобы степень диффузорности

$$D_д = c_3/c_4 \approx 2, \quad (5.39)$$

где c_3 — скорость потока перед диффузором; c_4 — за диффузором, м/с;

$$\sin \alpha_4 = D_д b_3/b_4 d_3/d_4 \sin \alpha_3; \quad (5.40)$$

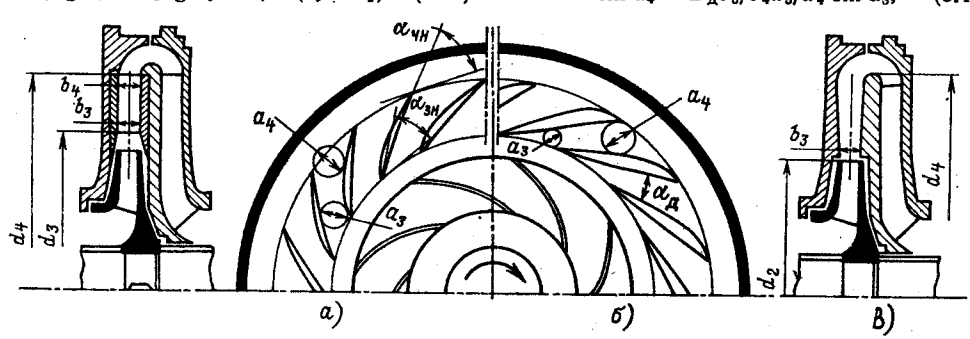


Рис. 5.7. Схемы ступеней насоса с диффузорами:
а — лопастным; *б* — канальным; *в* — безлопастным

Разница углов

$$\alpha_{4н} - \alpha_{3н} = \Delta\alpha_н \qquad (5.41)$$

должна находиться в пределах 13—18°.

Оптимальное число лопастей диффузора

$$z_н^{опт} = \frac{2{,}56\eta_г}{(n_s/100)^{5/6}\left[1 - 0{,}136\,(n_s/100)^{4/3}\right]}. \qquad (5.42)$$

При выборе $z_н$ необходимо выполнять условие $z_н \neq z_л$, чтобы избежать резонансных явлений на концах лопастей.

Канальные диффузоры (рис. 5.7, *б*) более просты в изготовлении, чем лопастные, обеспечивают более высокий КПД и более пологую характеристику ступени. Отношения b_3/b_2 и d_3/d_2 принимают такими же, как у лопастных диффузоров. Размер горла a_3, м, находят из условий $c_3/c_2 = 0{,}8 \div 0{,}9$:

$$a_3 = \left(\frac{c_2}{c_3}\right)\frac{b_2}{b_3}\,\frac{\pi d_2}{z_н}\sin\alpha_2. \qquad (5.43)$$

Входной участок в области косого среза выполняют по аналогии с лопастными диффузорами, а начиная с горла диффузора (сечение a_3), образующие канала делаются прямолинейными.

Для канальных диффузоров максимальный КПД получается для $z_д$, при котором $a_3 \approx b_3$, т. е. при расчетном сечении, близком к квадратному. Отношение $a_4/a_3 \approx 2$; угол между стенками диффузора $\alpha_д \approx 10°$ (при условии $b_3 = b_4$).

В одноступенчатых машинах канальные диффузоры могут выполняться круглого или овального сечения, что упрощает их изготовление (методом точного литья) и повышает КПД ступени.

В многоступенчатых машинах соединять отводные каналы с подводящими можно либо непрерывными переводными каналами, либо безлопаточным кольцевым пространством. В первом случае выполняют переводной канал постоянного сечения или с небольшой конфузорностью. Переводные каналы (обратные направляющие аппараты) обычно делают с малым числом лопастей. Отводящие и подводящие каналы, как правило, выполняются в одной детали.

Расчет спиральной камеры. *Спиральный отвод* (рис. 5.6) состоит из спирального канала с постоянно нарастающими сечениями и выходного диффузора. Он применяется в одноступенчатых машинах, в последних ступенях многоступенчатых машин, а также в промежуточных ступенях машин с перекидными трубами. Если диффузорные элементы за колесом отсутствуют, то ширину спиральной камеры выбирают несколько больше ширины колеса с целью частичного использования работы дискового трения:

$$b_3 = b_2 + 0{,}05d_2. \qquad (5.44)$$

Начальный диаметр спирали, м, обычно принимают

$$d_3 = (1{,}03 \div 1{,}05)\,d_2. \qquad (5.45)$$

Иногда для улучшения гидроакустических характеристик насосов зазор между рабочим колесом и языком спирали увеличивают по сравнению с обычным исполнением: для $n_s \leqslant 100$ принимают $d_3 = (1{,}1 \div 1{,}15)d_2$; для $n_s > 100$ $d_3 = (1{,}15 \div 1{,}2)d_2$.

Однако это мероприятие приводит к дополнительным потерям из-за увеличения циркуляции жидкости между колесом и языком спирали.

Среднюю скорость в спиральной камере принимают равной: при наличии диффузора $c_a = (0{,}6 \div 0{,}7)c_4$; при отсутствии диффузора $c_a = (0{,}6 \div 0{,}7)c_2$. Максимальная площадь поперечного сечения камеры

$$F_a = (1{,}05 \div 1{,}1)\frac{V}{c_a}. \qquad (5.46)$$

Площадь остальных сечений

$$F_\varphi = F_a\frac{\varphi}{2\pi}. \qquad (5.47)$$

Конический диффузор на выходе из спиральной камеры выполняют с углом раскрытия $\alpha = 8 \div 10°$ и отношением площадей $F_к/F_a \leqslant 2$. Длина диффузора

$$l = \frac{d_к - d_a}{2\operatorname{tg}\alpha/2}. \qquad (5.48)$$

На рис. 5.8 приведен продольный разрез многоступенчатого центробежного насоса СВПТ-350-1350, предназначенного для подачи питательной воды к котлам энергоблоков мощностью 800 МВт.

Мощность, кВт, потребляемая центробежным насосом:

гидравлическая

$$N_г = \frac{\rho VH}{1000\eta_v\eta_г}; \qquad (5.49)$$

расходуемая на преодоление дискового трения

$$N_д = \beta\rho u_2^3 d_2^2. \qquad (5.50)$$

Для определения коэффициента β рекомендуется использовать число Рейнольдса [20] $\mathrm{Re} = r_2^2\omega/\nu$, где ω — угловая скорость.

Для различных режимов течения находится β:

для ламинарного режима ($\mathrm{Re} \leqslant 2\cdot10^4$)

$$\beta = \frac{\pi}{\mathrm{Re}}\frac{r_2}{s} + \mathrm{Re}\left(\frac{s}{r_2}\right)^3 \times \times\left[0{,}0146 + \left(\frac{s}{r_2}\right)^2 0{,}1256\right], \qquad (5.51)$$

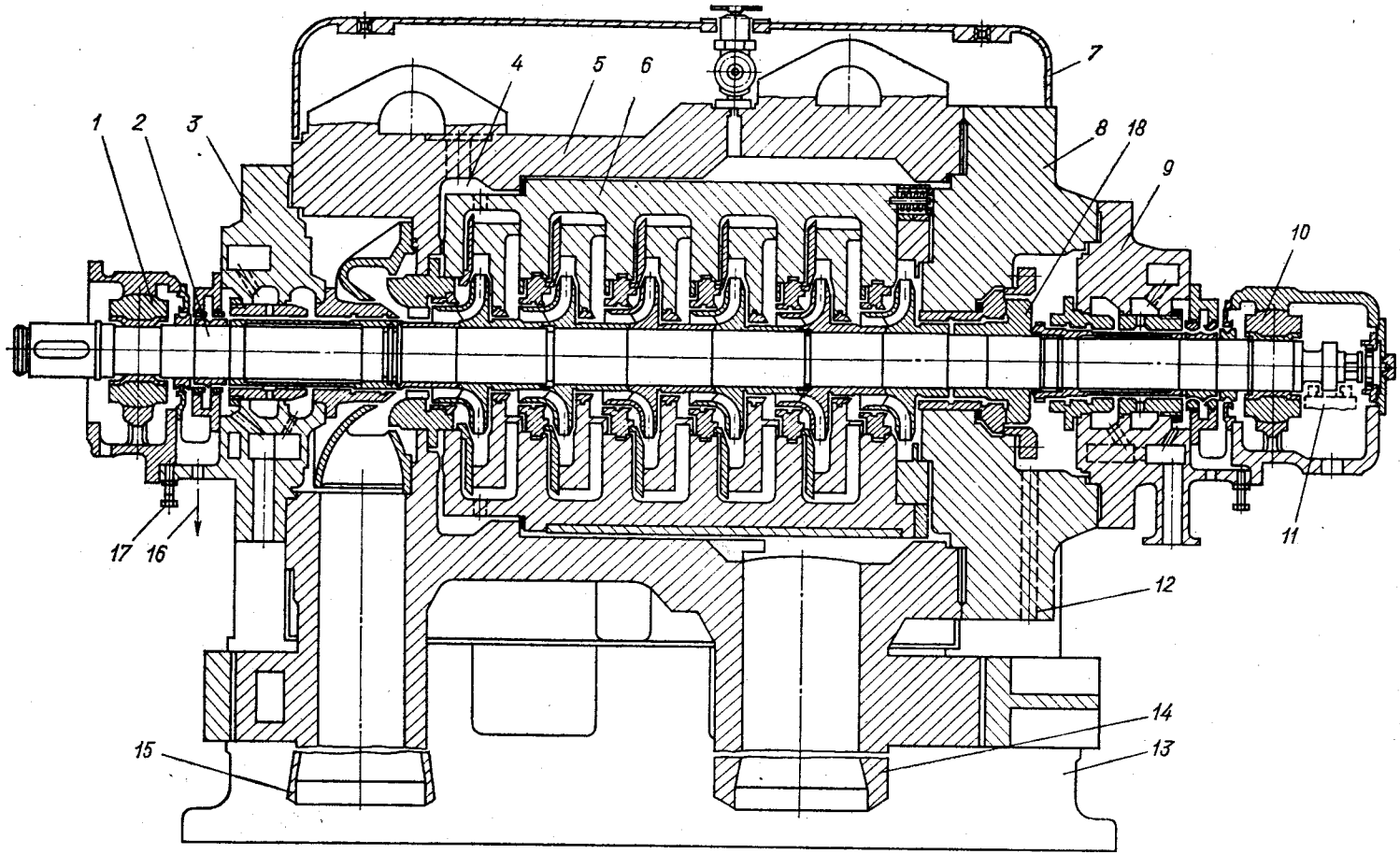


Рис. 5.8. Продольный разрез питательного насоса СВПТ-350-1350:

1 — передний подшипник; *2* — ротор; *3* — корпус переднего уплотнения; *4* — камера отбора; *5* — внешний корпус; *6* — внутренний корпус; *7* — обшивка; *8* — крышка цилиндра; *9* — корпус заднего уплотнения; *10* — задний подшипник; *11* — датчик осевого сдвига; *12* — отверстия перепуска жидкости из камеры разгрузки на всасывание насоса; *13* — рама; *14* — напорный патрубок; *15* — всасывающий патрубок; *16* — в дренаж; *17* — регулирующий болт; *18* — гидропята

Таблица 5.1. **Одноступенчатые центробежные насосы типа К (по ГОСТ 22247-76Е)**

Тип насоса	Подача V, м³/ч	Напор H, м	Допустимый кавитационный запас $z_{доп}$, м	Частота вращения n, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	КПД насоса η_e, %	Цена агрегата, руб.	Завод-изготовитель
К8/18 (1,5К-8)	8	19	4,0	2900	0,8	51	92	ПО «Армхиммаш», г. Ереван
К20/30 (2К-6)	20	30	4,0	2900	2,65	63	115	То же
К45/55 (3К-6)	45	55	4,5	2900	10,5	64	135	Катайский насосный (ПО «Уралгидромаш»)
К45/30 (3К-9)	45	30	4,5	2900	5,4	70	265	ПО «Армхиммаш»
К90/85 (4К-6)	90	85	5,5	2900	33	65	395	Катайский насосный (ПО «Уралгидромаш»)
К90/35 (4К-12)	90	35	5,5	2900	11	77	335	
К90/20 (4К-18)	90	20	5,5	2900	6,5	78	290	ПО «Армхиммаш»
К160/30 (36К-8)	160	30	4,5	1450	18	78	350	Катайский насосный (ПО «Уралгидромаш»)
К160/20 (6К-12)	160	20	4,5	1450	10,9	81	345	
К290/30 (8К-12)	290	30	4,5	1450	28	82	425	То же
К290/18 (8К-18)	290	18	4,5	1450	16,5	84	340	» »

Примечания: 1. Обозначения: К — консольный: первая цифра — V, м³/ч; вторая цифра — H, м.
2. В скобках указаны обозначения насосов до ввода ГОСТ 22247-76Е.
3. Характеристики насосов см. в разд. 6 кн. 4.

где $r_2 = d_2/2$; s — расстояние от диска до стенки корпуса; для переходного режима от ламинарного к турбулентному [$\mathrm{Re} = 2(10^4 \div 10^5)$]

$$\beta = \frac{1{,}334}{\mathrm{Re}^{1/2}}; \qquad (5.52)$$

для турбулентного ($\mathrm{Re}_{кр} = 10^5$) режима

$$\beta = \frac{0{,}0465}{\mathrm{Re}^{1/5}}. \qquad (5.53)$$

Потребляемая насосом мощность, кВт,

$$N_e = \frac{N_г + N_д}{\eta_м}, \qquad (5.54)$$

где $\eta_м$ — механический КПД, учитывающий потери в подшипниках, сальниках и гидравлической пяте, если она имеется. Опытами установлено, что эти потери зависят от размеров вала, типа уплотнения частоты вращения и обычно составляют 1,5—2 %.

Оценка потребляемой насосом мощности, кВт, может быть произведена по заданным параметрам работы L, V, ρ и принятому эффективному (полному) КПД η_e насоса

$$N_e = \frac{\rho L V}{1000\eta_e}.$$

Мощность приводного двигателя, кВт,

$$N_{дв} = (1{,}1 \div 1{,}2)\, N_e. \qquad (5.55)$$

В табл. 5.1 и 5.2 приведены характеристики центробежных насосов типа К (см. рис. 5.4, *а*) [29] и Д (см. рис. 5.4, *б*) [1, 25, 26], применяемых на электростанциях для подачи конденсата, химочищенной, циркуляционной и сетевой воды. Насосы типа К очень компактны, имеют малую массу и широко используются в промышленности, на транспорте, в городском и сельском хозяйстве, а также в качестве циркуляционных в системе центрального отопления.

Насосы двустороннего входа типа Д являются наиболее распространенными насосами после консольных. Их применяют на насосных станциях городского и промышленного водоснабжения.

Цены на насосы, компрессоры и нагнетатели даны в соответствии с прейскурантами [31, 32, 33, 34], введенными в действие с 01.01.82 г., и последующими изменениями и дополнениями к ним, вышедшими до 01.01.88 г.

В табл. 5.3 приведены данные по энергетическим питательным электронасосам, применяющимся для подачи питательной воды в котлы средней мощности [12].

Характеристики питательных насосов крупных блочных установок ТЭС и АЭС представлены в табл. 5.4 [12].

Насосы отечественного производства с давлением нагнетания менее 15 МПа имеют обычно однокорпусную конструкцию секционного типа. Для более высоких давлений общепринятой является двухкорпусная конструкция. Для больших мощностей пита-

Таблица 5.2. **Центробежные насосы двустороннего входа типа Д (по ГОСТ 10272-77)**

Тип насоса	Подача V, м³/ч	Напор H, м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения n, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	КПД насоса η_e, %	Цена агрегата, руб.	Завод-изготовитель
Д500-65 (10Д-6)	500	65	4,0	1 470	132	76	2 390	Ливенский насосный (ПО «Ливгидромаш»)
Д800-57 (12Д-9)	800—650	57	5,0—3,8	1 470	170	82	3 040	
Д1250-125 (14Д-6)	1 250	125	7,5	1 480	620	76	5 080	То же
Д2000-100 (20Д-6)	2 000	100	6,5	985	800	75	6 820	ПО «Насосэнергомаш», г. Сумы
Д5000-32 (24НДн)	5 000	32	8,0	730	350	87	2 780 *	То же
Д6300-27 (32Д-19)	6 300	27	10,0	730	600	79	5 320 *	» »
Д12500-24 (48Д-22)	12 500	24	7,0	485	950	88	12 700 *	НПО «Уралгидромаш», г. Сысерть

* Оптовые цены указаны без стоимости электродвигателя.

Примечания: 1. Буква Д—двусторонний подвод жидкости, в скобках указаны обозначения насосов до ввода в действие ГОСТ 10272-77.
Характеристики насосов см. в кн. 4, разд. 6.

тельного насоса в качестве его привода используется паровая турбина, позволяющая в достаточно широких пределах производить регулирование частоты вращения (см. кн. 3, § 3.8, табл. 3.13). Для мощностей до 6500—8000 кВт обычно используют асинхронный двигатель.

Технические характеристики конденсатных и сетевых насосов приведены в табл. 5.5 и 5.6 [26].

Малые конденсатные насосы выполняются горизонтальными многоступенчатыми, секционного или спирального типа. Большинство крупных отечественных кон-

Таблица 5.3. **Питательные электронасосы для котлов с давлением пара до 13,7 МПа (по ГОСТ 23104-78)**

Тип насоса	Подача V, м³/ч	Напор H, м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения n, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	КПД насоса η_e, %	Завод-изготовитель
ПЭ65-56	65	580	4	2965	158	63	«Насосэнергомаш», г. Сумы
ПЭ100-56	100	580	4	2965	232	66	То же
ПЭ150-56	150	580	5	2980	328	70	«Южгидромаш», г. Бердянск
ПЭ150-145	150	1580	8	2970	780	75	То же
ПЭ270-150	270	1630	11	2900	1420	75	» »
ПЭ250-180	250	1970	12	2900	1640	75	» »
ПЭ380-185	380	2030	12	2900	2500	77	«Насосэнергомаш», г. Сумы
ПЭ500-180	500	1970	15	2900	3150	78	«Южгидромаш», г. Бердянск
ПЭ580-185/200	580	2030	15	2904	3650	80	«Насосэнергомаш», г. Сумы
ПЭ720-185	720	2030	15	2900	4540	80	То же

Примечание. Насосы перекачивают воду с температурой до 160 °С.

Таблица 5.4. **Питательные насосы блочных установок тепловых электростанций**

Тип насоса	Подача V, м³/ч	Напор H, м	Частота вращения n, об/мин	Тип и мощность привода N, кВт	КПД насоса η_e, %	Завод-изготовитель
ПЭ-500-200	580	2030	2904 (с г/м) 2985 (без г/м)	АГД, 4000	81,5	ПО «Насосэнергомаш», г. Сумы
ПЭ-600-300	600	3060	6300	АГД, 8000	75	То же
ПЭ-780-200	780	2030	2985	АГД, 4500	80	» »
ПЭ-850-65	850	650	2980	АЗ, 2000	80	» »
СВПЭ-320-550	600	3200	7500	АГД, 8000	78	ПОТ ЛМЗ
ОСПТ-1150М	1100	3400	6000	ОР12ПМ ПО КТЗ	80	То же
ПН-950-350	941	3500	4600	ОК-18ПУ ПО «Пролетарский завод»	80	ПО «Пролетарский завод»
ПТН-350-950	950	3500	4700	ОК-18ПУ КТЗ	80	ПОТ ЛМЗ
ПТН-1100-350	1100	3500	5150	Р-12-22П ПО «Пролетарский завод»	81	ПО «Пролетарский завод»
ПН-1135-340	1135	3400	5150	ОП12ПМ ПО КТЗ	80	То же
СВПТ-350-1350	1350	3500	5270	ОР18П ПО КТЗ	83	ПОТ ЛМЗ
ПН-1500-350	1500	3500	4700	ОК-18ПУ ПО «Пролетарский завод»	83	ПО «Пролетарский завод»
ПТН-2200-350	2000/2200	3500	4700	ОК-18ПУ ПО КТЗ, 25 МВт	85	ПОТ ЛМЗ
ПТ-3750-100 (75)	3750	1000 * (750)	3500	К-12-10П ПО КТЗ	81,5	ПО «Насосэнергомаш», г. Сумы

Примечание. Напор в 1000 м создают основной и бустерный насосы, напор 750 м — только основной насос.

денсатных насосов вертикального исполнения имеют двухкорпусную конструкцию с одним внешним уплотнительным стыком. Однако в последнее время для мощных конденсатных насосов используют однокорпусную конструкцию, а для повышения вса-

Таблица 5.5. **Конденсатные насосы (по ГОСТ 6000-79)**

Тип насоса	Подача V, м³/ч	Напор H, м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения n, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	КПД насоса η_e, %	Цена агрегата, руб.	Завод-изготовитель
Кс32-150	30	150	1,6	3 000	22	60	1 360	Катайский насосный (ПО «Уралгидромаш»)
Кс50 (55-110)	50	55—110	1,6	1 500	11,9—23,8	63	1 440	
Кс80-155	80	155	1,6	3 000	52	65	1 765	ПО «Насосэнергомаш», г. Сумы
КсД120-55/3	120	55	1,6	1 500	24,8	66	1 585	То же
КсД140-140/3	140	140	1,6	1 500	77	62	—	» »
КсВ200-220	200	220	2,5	1 500	164	73	10 900	» »
КсВ320-160	320	160	2,0	1 500	186	75	10 350	» »
КсВ320-210	320	210	1,6	1 500	255	75	10 500	» »
КсВ500-85	500	85	1,6	1 000	154	75	8 450	» »
КсВ500-150	500	150	2,5	1 500	272	75	9 300	» »
КсВ500-220	500	220	2,5	1 500	400	75	12 170	» »
КсВ1000-95	1 000	95	2,5	1 000	342	76	22 000	» »
КсВ1500-120	1 500	120	2,3	740	620	73	111 500	» »
КсВ1600-90	1 600	90	2,8	1 000	515	76	28 650	» »
КсВ2000-90	2 000	90	2,7	1 000	746	76	—	» »

Таблица 5.6. **Сетевые насосы (по ГОСТ 22465-77)**

Тип насоса	Подача V, м³/ч	Напор H, м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения n, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	КПД насоса, η_e, %	Цена агрегата, руб.	Завод-изготовитель
СЭ500-70	500	70	10	3000	120	82	3800	ПО «Ливгидромаш», г. Ливны
СЭ800-60	800	60	5,5	1500	150	81	4570	
СЭ800-100	800	100	5,5	1500	275	80	3650 *	То же
СЭ1250-45	1250	45	7,5	1500	185	82	—	ПО «Насосэнергомаш», г. Сумы
СЭ1250-70	1250	70	7,5	1500	295	82	4500	
СЭ2000-100	2000	100	22	3000	640	85	—	То же
СЭ2500-60	2500	60	12	1500	475	86	3985 *	» »
СЭ2500-180	2500	180	28	3000	1460	84	4290 *	» »
СЭ5000-70	5000	70	15	1500	1095	87	6490 *	» »
СЭ5000-160	5000	160	40	3000	2350	87	9800 *	» »
СЭ1250-140	1250	140	7,5	1500	580	82	4650 *	» »

* Оптовые цены указаны без стоимости электродвигателя.

Примечания: 1. Температура перекачиваемой воды у насосов с V до 2500 м³/ч 180 °С, а у насосов с подачей более 2500 м³/ч 120 °С.

2. Давление на входе у насосов с подачей до 2500 м³/ч 1,57 МПа, а у насосов с подачей более 2500 м³/ч 0,98 МПа.

3. Характеристики насосов см. в разд. 6 кн. 4.

сывающей способности применяют рабочее колесо с двусторонним входом для первой ступени и низкую частоту вращения ротора ($n < 1500$ об/мин). С развитием атомной энергетики находили широкое применение герметичные насосы, характеристики которых приведены в [15]. В их конструкции решена сложная задача соединения в едином моноблоке двух совершенно различных машин: электродвигателя и водяного насоса. Они надежны и безопасны в эксплуатации, но очень дорогие и имеют более низкий по сравнению с обычными насосами КПД.

Для современных мощных АЭС с ВВЭР применяют бессальниковые циркуляционные насосы с механическими уплотнениями валов и контролируемыми утечками воды производительностью свыше 10 000 м³/ч и мощностью привода более 2000 кВт. Главное преимущество таких насосов состоит в том, что они позволяют применять в качестве привода съемные электродвигатели обычного типа или паровые турбины (см. кн. 3, § 2.4, 2.5 и 2.8).

5.1.5. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Определение основных размеров. При расчете заданы: V, м³/с; L, Дж/кг; n, об/мин, так как осевые насосы непосредственно соединяются с электродвигателем.

Число ступеней определяют по формуле

$$z_c \geqslant \frac{L}{0{,}8\eta_г \nu \varphi u_в^2}, \qquad (5.56)$$

полученной в предположении, что относительный шаг (t/b) у втулки равен номинальному и составляет 0,6.

В формуле (5.56) $\nu = d_{вт}/d_в = 0{,}4 \div 0{,}7$ — относительный диаметр втулки (рис. 5.9); $\varphi = c_a/u_в = 0{,}3 \div 0{,}6$; c_a — осевая скорость; гидравлический КПД $\eta_г = 0{,}8 \div 0{,}92$.

Работа одной ступени насоса, Дж/кг,

$$L_1 = L/z_c. \qquad (5.57)$$

Осевые насосы чаще выполняют одноступенчатыми, однако высоконапорные машины (большие ν) целесообразно выполнять двухступенчатыми. Они обладают большим КПД, большей допустимой высотой всасывания и более простым креплением рабочих лопастей.

Окружная скорость концов лопастей

$$u_в = \sqrt{\left(\frac{n}{16{,}9}\right)^2 \frac{V}{\varphi(1-\nu^2)}}. \qquad (5.58)$$

По условиям прочности она не должна превышать 70 м/С.

Если машина одноступенчатая, то окружную скорость $u_в$ находят по формуле (5.56), а формулой (5.58) пользуются для определения произведения $\varphi(1-\nu^2)$.

Наружный диаметр, м, рабочего колеса

$$d_в = 60u_в/\pi n, \qquad (5.59)$$

где диаметр втулки $d_{вт} = \nu d_в$, м; высота лопастей $l = (d_в - d_{вт})/2$; м; осевая скорость $c_a = \varphi u_в$, м/с.

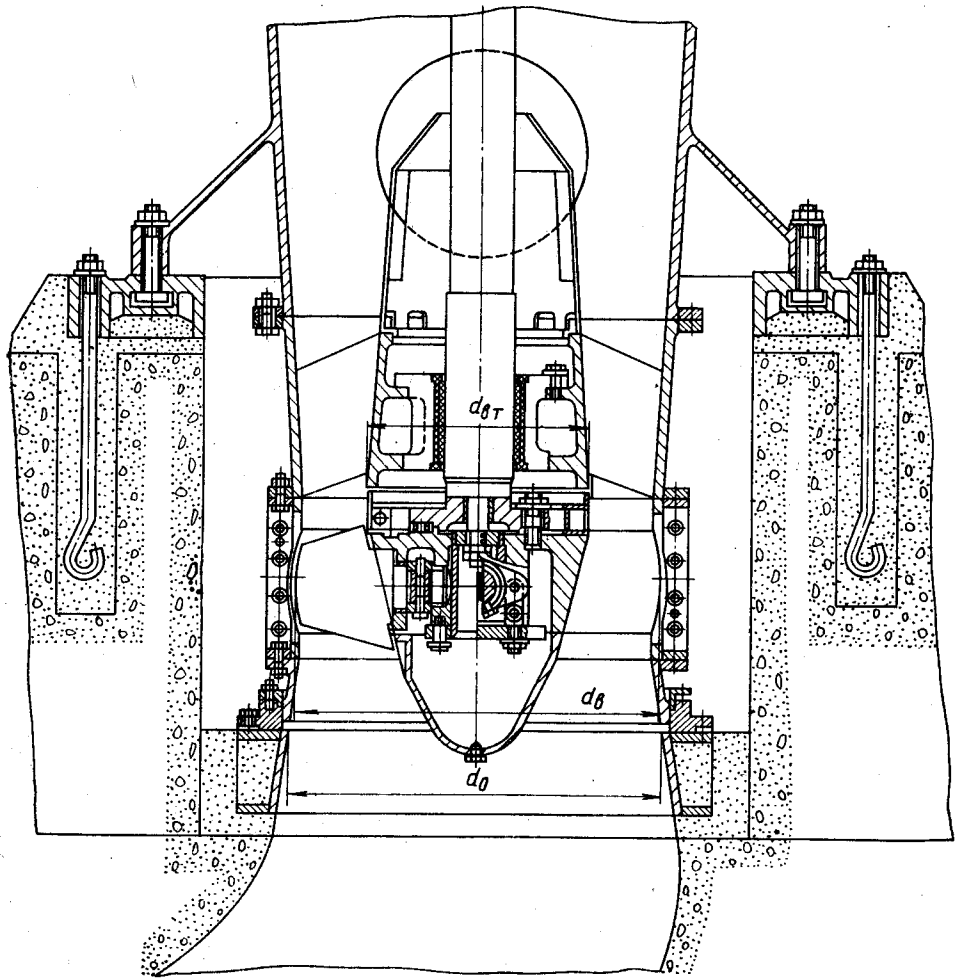


Рис. 5.9. Схема осевого насоса

Полезно сделать проверку

$$c_a = \frac{V}{0{,}785 d_в (1 - \nu^2)}.$$

Число рабочих лопастей $z_л$ выбирают от 3 до 6. Число спрямляющих лопастей не должно быть кратным числу рабочих.

Расчет треугольников скоростей. Для сравнительно коротких лопастей ($\nu \geqslant 0{,}7$) допускается расчет по среднему диаметру $d_{ср} = \sqrt{(d_в^2 + d_{вт}^2)/2}$ и применение цилиндрических профилей.

Более длинные лопатки выполняют витыми, исходя обычно из закона постоянства циркуляции по высоте лопастей:

$$rc_{1u} = \text{const}; \quad rc_{2u} = \text{const}. \qquad (5.60)$$

Величина c_{2u} определяется из уравнения Эйлера

$$c_{2u} = c_{1u} + \frac{L}{\eta_г u z_c}, \qquad (5.61)$$

где z_c — число ступеней.

При отсутствии направляющих аппаратов $c_{1u} = 0$.

Углы входа и выхода потока из межлопаточных каналов:

$$\left.\begin{aligned} \beta_1 &= \operatorname{arctg}\frac{c_a}{u - c_{1u}}; \\ \beta_2 &= \operatorname{arctg}\frac{c_a}{u - c_{2u}}; \\ \alpha_2 &= \operatorname{arctg}\frac{c_a}{c_{2u}}; \\ \alpha_3 &= \operatorname{arctg}\frac{c}{c_{3u}}. \end{aligned}\right\} \qquad (5.62)$$

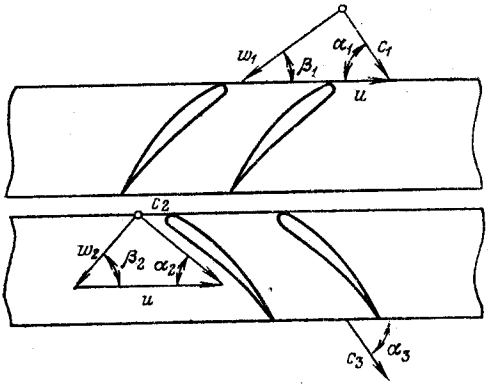


Рис. 5.10. Профили и треугольники скоростей осевого насоса

Треугольники скоростей показаны на рис. 5.10.

Обычно окружную проекцию скорости за спрямляющим аппаратом принимают равной нулю (осевой выход). Однако более целесообразно сохранить некоторую закрутку за спрямляющим аппаратом для улучшения работы диффузора. Угол α_3 при этом следует принять равным около 80°.

Во избежание резкого возрастания потерь углы поворота потока в рабочем колесе ($\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$) и в спрямляющем аппарате ($\Delta\alpha = \alpha_3 - \alpha_2$) не должны превышать 35—45°.

Геометрические параметры профилей и решетки. Основные параметры профилей и решеток показаны на рис. 5.11. Все размеры профилей выражают в долях от хорды (максимального размера профиля b): $\bar{c} = c/b$ — относительная толщина; $\bar{t} = t/b$ — относительный шаг решетки; $\bar{a} = a/b$ — координата точки, соответствующей максимальному прогибу средней линии профиля; $\bar{a}_c = a_c/b$ — координата сечения, где толщина профиля максимальна.

Обычные пределы изменения приведенных коэффициентов: $\bar{c} = 0{,}03 \div 0{,}15$; $0{,}5 \leqslant \bar{t} \leqslant 2{,}0$; $\bar{a} \neq 0{,}4 \div 0{,}5$; $\bar{a}_c = 0{,}3 \div 0{,}5$. Меньшие значения коэффициента $\bar{c}$ соответствуют концевым сечениям рабочих лопастей; меньшие значения $\bar{t}$ — корневым сечениям рабочих лопастей; нижний предел $\bar{t}$ определяется из условия обеспечения достаточно высокого КПД.

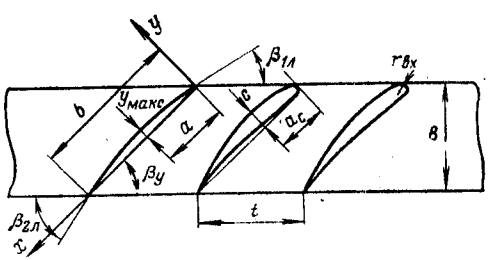


Рис. 5.11. Основные геометрические параметры профилей и решеток осевого насоса

Углы изгиба лопастей ($\Delta\beta_л = \beta_{2л} - \beta_{1л}$ и $\Delta\alpha_c = \alpha_{3c} - \alpha_{2c}$) так же, как углы поворота потока, принимают менее 45°, причем меньшему углу изгиба соответствует больший относительный шаг.

При длинных лопатках ($\nu < 0{,}7$) хорду профиля изменяют по длине так, что $b_{вт} = (1 \div 1{,}5) b_в$, где $b_в$ — хорда профиля на окружности наружного диаметра колеса.

Среднюю линию профиля обычно выполняют в виде дуги окружности, параболы или близкой к параболе кривой.

Радиусы скругления входных и выходных кромок лопастей выражают в долях от максимальной толщины профиля:

$$\bar{r}_{вх} = r_{вх}/c = 0{,}06 \div 0{,}12;$$

$$\bar{r}_{вых} = r_{вых}/c = 0{,}05 \div 0{,}06.$$

Обобщенные результаты испытания решеток. На основании многочисленных опытов установлено, что характеристики различных решеток, представляющие собой зависимость угла поворота потока и коэффициента лобового сопротивления от угла атаки $\Delta\beta$, $c_x = f(i)$, практически совпадают, если их изображать в относительных координатах

$$\Delta\beta/\Delta\beta^*; \quad c_x = f((i - i^*)/\Delta\beta^*). \quad (5.63)$$

Подобная универсальная характеристика профилей типа С-4 представлена на рис. 5.12. Коэффициент лобового сопротивления остается практически неизменным ($c_x \approx 0{,}02$) в широком диапазоне изменения углов атаки. Индексом * отмечены номинальные параметры потока, в качестве которых условно принято отклонение потока, составляющие 80 % максимального для данной решетки, и угол атаки $i^* = -5 \div +5°$, при котором оно достигается.

Связь между номинальными параметрами потока и относительным шагом ре-

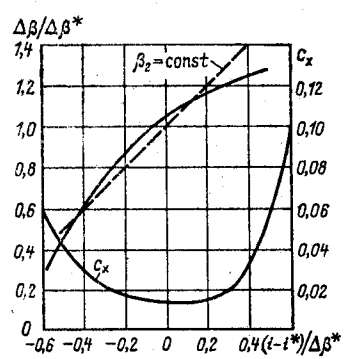


Рис. 5.12. Универсальная характеристика профилей осевого насоса

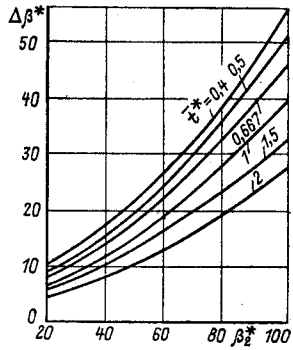


Рис. 5.13. Зависимость между номинальными параметрами профилей и потока

шетки устанавливается эмпирической формулой А. Хоуэлла

$$\operatorname{ctg}\beta_1^* - \operatorname{ctg}\beta_2^* = \frac{1{,}55}{1 + 1{,}5\bar{t}}, \qquad (5.64)$$

представленной на рис. 5.13. Физический смысл этой зависимости сводится к следующему:

$$\overline{H} = \varphi\left(\frac{1{,}55}{1 + 1{,}5\bar{t}}\right), \qquad (5.65)$$

где $\overline{H} = Hg/u_в^2$ — коэффициент напора; $\varphi = c_a/u_в$ — коэффициент подачи. Рекомендуемый диапазон этой формулы соответствует $\beta_2 = 45 \div 82°$.

Угол отставания потока σ^* при номинальных параметрах потока определяют по эмпирической формуле А. Хоуэлла

$$\sigma^* = m\Delta\beta_л\sqrt{\bar{t}}, \qquad (5.66)$$

в которой

$$m = 0{,}23\,(2\bar{a})^2 - 0{,}002\beta_2^* + 0{,}18. \qquad (5.67)$$

Угол β_2^* в формуле (5.67) выражается в градусах.

Формула (5.67) пригодна для малых чисел Маха в ограниченной области: $\Delta\beta_л = 10 \div 40°$; $\beta_2 = 40 \div 90°$; $\bar{t} = 0{,}5 \div 1{,}5$, и при условии, что средняя линия профиля близка к параболе или дуге окружности.

Приведенные опытные зависимости позволяют решать основные задачи при проектировании или поверочном расчете решеток:

1. Определение угла выхода потока из решетки известных размеров при номинальных параметрах

$$\beta_2^* = \frac{\beta_{2л} - [0{,}92\,(\bar{a})^2 + 0{,}18]\,\Delta\beta_л\sqrt{\bar{t}}}{1 - 0{,}002\Delta\beta_л\sqrt{\bar{t}}}. \qquad (5.68)$$

Для определения угла атаки i^* необходимо по β_2^*, $\bar{t}$ и рис. 5.13 найти $\Delta\beta^*$, вычислить $\beta_1^* = \beta_2^* - \Delta\beta^*$ и $i^* = \beta_{1л} - \beta_1^*$.

2. Определение угла выхода потока из решетки известных размеров при заданном угле атаки i. Вначале по методике, изложенной в п. 1, находят $\Delta\beta^*$ и i^*. Далее вычисляют параметр $(i - i^*)/\Delta\beta^*$ и по рис. 5.12 находят отношение $\Delta\beta/\Delta\beta^*$ и

$$\Delta\beta = \Delta\beta^*\,(\Delta\beta/\Delta\beta^*); \quad \beta_2 = \beta_1 + \Delta\beta. \qquad (5.69)$$

3. Определение относительного шага $\bar{t}$ по отношению $\Delta\beta/\Delta\beta^*$ и углам β_1 и β_2. По графику рис. 5.12 и отношению $\Delta\beta/\Delta\beta^*$ находят параметр $(i - i^*)/\Delta\beta^*$, вычисляют $\Delta\beta = \Delta\beta^*\,(\Delta\beta/\Delta\beta^*)$, принимают угол атаки i и находят i^*, β_1^* и β_2^*:

$$\left.\begin{aligned} i^* &= i - \Delta\beta^*\,((i - i^*)/\Delta\beta^*); \\ \beta_1^* &= \beta_1 + i - i^*; \quad \beta_2^* = \beta_1^* + \Delta\beta^*. \end{aligned}\right\} \qquad (5.70)$$

Относительный шаг $\bar{t}$ находят по β_2^*, $\Delta\beta^*$ и по рис. 5.13.

Профилирование рабочих и спрямляющих лопастей. Расчет начинается с определения относительного шага $\bar{t}_{ср}$ на среднем квадратичном диаметре. Предполагая углы β_1 и β_2 известными из расчета треугольников скоростей, назначают отношение $\Delta\beta/\Delta\beta^* \approx 1{,}1$, т. е. несколько меньше оптимального значения для обеспечения некоторого «запаса». Далее по методике п. 1 находят $\bar{t}_{ср}$. Хорда профиля на среднем диаметре $b_{ср}$, м, находится по принятому числу лопастей $z_л$:

$$b_{ср} = \frac{\pi d_{ср}}{z_л \bar{t}_{ср}}. \qquad (5.71)$$

Закон изменения хорды по высоте лопасти для обеспечения максимальной высоты всасывания принимают $b/r = \text{const}$, где r — расстояние от оси вращения до расчетного сечения. При необходимости получения максимального КПД хорду принимают постоянной по высоте. Принимают закон изменения углов атаки для рабочих лопастей линейным от $i = 5 \div 10°$ в корневом сечении до $i = 0 \div 2°$ в периферийных сечениях. Для спрямляющих лопастей по всей высоте $i = 0 \div 3°$.

Расчет выходного угла производят по методике п. 2.

Далее строится средняя линия профиля и определяется ее длина

$$b' \approx b\left(1 + 1{,}27 \cdot 10^{-5}\Delta\beta_л^2\right). \qquad (5.72)$$

«Одевание» средней линии проводят в следующем порядке: делят длину средней линии b' на несколько равных частей, причем отрезок хорды вблизи входной кромки еще на несколько частей. В соответствующих точках перпендикулярно средней линии откладывают координаты профиля $y_п$.

В табл. 5.7 [4] приведены координаты исходных, симметричных, аэродинамически совершенных профилей А-40, С-4 и

Таблица 5.7. **Координаты симметричных профилей, %**

Координата	Значение координаты								
Профиль С-4 ($\bar{c}=10$; $\bar{a}_c=30$; $\bar{r}_{вх}=1{,}2$; $\bar{r}_{вых}=0{,}6$)									
$\bar{x}_п$	0	1,25	2,50	5,00	7,50	10	15	20	30
$\bar{y}_п$	0	1,65	2,27	3,08	3,62	4,02	4,44	4,83	5,0
$\bar{x}_п$	40	50	60	70	80	90	95	100	—
$\bar{y}_п$	4,89	4,57	4,05	3,37	2,54	1,60	1,06	0	—
Профиль NACA-65 ($\bar{c}=10$; $\bar{a}_c=40$; $\bar{r}_{вх}=0{,}7$; $\bar{r}_{вых}=0{,}5$)									
$\bar{x}_п$	0	0,50	0,75	1,25	2,50	5,00	7,50	10	15
$\bar{y}_п$	0	0,752	0,890	1,124	1,571	2,222	2,709	3,111	3,746
$\bar{x}_п$	20	25	30	35	40	45	50	55	60
$\bar{y}_п$	4,218	4,570	4,824	4,982	5,057	5,029	4,870	4,570	4,151
$\bar{x}_п$	65	70	75	80	85	90	95	100	—
$\bar{y}_п$	3,627	3,038	2,451	1,847	1,251	0,749	0,354	0	—
Профиль А-40 ($\bar{c}=10$; $\bar{a}_c=40$; $\bar{r}_{вх}=0{,}6$; $\bar{r}_{вых}=0{,}5$)									
$\bar{x}_п$	0	1,0	1,5	2,5	5,0	7,5	10	15	20
$\bar{y}_п$	0	1,140	1,430	1,850	2,550	3,090	3,525	4,160	4,550
$\bar{x}_п$	25	30	35	40	50	60	70	80	90
$\bar{y}_п$	4,788	4,927	4,986	5,000	4,858	4,442	3,783	2,850	1,722
$\bar{x}_п$	95	100	—	—	—	—	—	—	—
$\bar{y}_п$	1,003	0	—	—	—	—	—	—	—

NACA-65. В таблице даны координаты сечений, отсчитанные от входной кромки профиля вдоль хорды

$$\bar{x}_п = \frac{x_п}{b} \cdot 100,$$

и толщины профиля в тех же сечениях

$$\bar{y}_п = \frac{y_п}{y_{п.\,макс}} \cdot 100.$$

Зная хорду профиля и выбрав сам исходный профиль, задавшись его относительной толщиной, с помощью таблиц определяют координаты:

$$x_п = \frac{\bar{x}_п}{100} b'; \quad y_п = \frac{\bar{y}_п}{100} \bar{c} b'.$$

В табл. 5.8 [1] приведены данные по некоторым осевым насосам, выпускаемым заводами СССР. Насосы типа О имеют жесткое крепление лопастей по втулке, типа Оп — поворотное (при остановленном насосе). Подавляющее большинство осевых насосов выполняют с вертикальным расположением вала.

5.1.6. ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ И ОСЕВЫХ НАСОСОВ

Размерные характеристики. Характеристика насоса — это графическая зависимость основных технических показателей $H(L)$, N и η от подачи V при постоянной частоте вращения, вязкости и плотности перекачиваемой среды на входе в насос. Кроме того, на характеристиках иногда указываются зависимость допустимой высоты всасывания $z_{доп}$ и максимальная температура подаваемой жидкости.

Таблица 5.8. **Осевые насосы**

Тип насоса	Подача V, м³/ч	Напор H, м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения n, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	КПД насоса η_e, %
О5-29,5	1 100	7	5	1450	28,5	75
О5-47	2 340—3 996	8,8—7,3	6,7—9,5	960	68—99	80
О5-55	3 708—644	12,2—10	9,3—13,3	960	154—220	80
О6-55	2 916—5 580	6,8	8,5—11	960	67—112	80
Оп2-87	7 560—13 332	13,3—9	12—10,7	585	262—510	80
Оп3-87	9 000—13 680	22,5—15	11,8—14,2	730	565—812	80
Оп5-87	9 360—13 680	11,6—7,2	9,4—11	585	286—423	80
Оп6-87	6 480—12 960	7,5—3,9	9,5—13	585	103—276	80
Оп2-110	11 880—21 960	16,2—9,4	10—11,7	485	505—897	80
Оп3-110	14 400—21 600	23—15,5	12—14	585	935—1 350	80—87,5
Оп5-110	14 760—23 760	11,5—8	10—12	485	450—725	80
Оп6-110	10 800—23 320	8,4—4,5	10,7—10,8	485	207—468	80
Оп2-145	21 940—37 160	16,3—9,4	10—12,5	365	820—1 550	80
Оп5-145	25 920—41 040	12,5—7,7	11,2—13	365	795—1 296	78—80
Оп6-145	18 720—36 160	8,3—4,5	10,7—11	365	338—796	80—84
Оп10-145	25 920—39 960	15,3—12,8	11—13	365	1 350—1 680	80—87
Оп2-185	31 860—54 900	16,6—9,2	8—9,5	250	1 430—2 620	80
Оп6-185	26 280—54 720	5,7—4,1	8,5—11	250	510—766	80—85
Оп10-185	49 320—74 880	24,5—17,8	15—18	333	3 490—4 350	80—87
Оп11-185	59 920—79 920	15,5—12,8	14—17	333	2 785—3 290	80—88

Примечания: 1. В насосах Оп лопасти могут быть установлены под различным углом; указанный диапазон изменения параметров соответствует крайним значениям угла установки лопастей.
2. Все насосы изготавливаются НПО «Уралгидромаш», г. Сысерть.

На рис. 5.14, *а* показана характеристика центробежного насоса (Д800-57); на рис. 5.14, *б* — универсальная характеристика осевого насоса. Наиболее точные характеристики получают в результате испытаний насоса.

Использование элементов теории подобия и безразмерных критериев геометрического, кинематического и динамического подобия дает возможность получить уравнения для пересчета характеристик геометрически подобных машин:

$$\left.\begin{aligned} \frac{V_1}{V} &= \lambda^3 \frac{n_1}{n} \frac{k_{V1}}{k_V}; \\ \frac{H_1}{H} &= \lambda^2 \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \frac{k_{H1}}{k_H}; \\ \frac{N}{N} &= \lambda^5 \left(\frac{n_1}{n}\right)^3 \frac{\rho_1}{\rho} \frac{k_{N1}}{k_N}; \\ \frac{\eta_1}{\eta} &= \frac{k_{\eta 1}}{k_\eta}, \end{aligned}\right\} \qquad (5.73)$$

где λ — масштаб геометрического подобия, равный отношению сходственных размеров, для насосов обычно $\lambda = (d_2)_1/d_2$; k_V, k_H, k_N — коэффициенты, зависящие от числа Рейнольдса.

Для насосов, перекачивающих воду, пересчет характеристик ведется при $k_V = k_H = k_N = 1$.

При значительном изменении вязкости (числа Re), например при переходе к нефтепродуктам, коэффициенты k_V, k_H и k_η для центробежных насосов можно определять по графику рис. 5.15, а k_N из выражения

$$k_N = \frac{k_V k_H}{k_\eta}. \qquad (5.74)$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{V}{d_э \nu} \cdot 10^6,$$

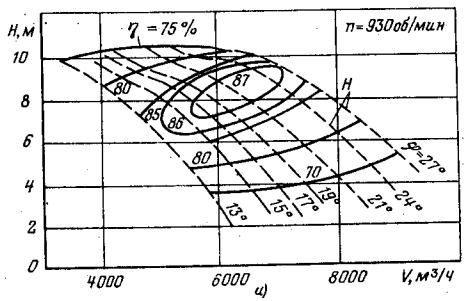
где $d_э = \sqrt{4 d_2 b_2 \mu_{V2}}$.

В практике насосостроения нашли применение следующие характеристики:

1. *Универсальная* (регулировочная) (рис. 5.16 *а*; 5.14, *а*). Она получается путем испытания насоса в первом случае при изменении частоты вращения, а во втором при различных углах установки рабочих лопастей. На этих характеристиках наносят также кривые равных КПД.

Регулировочную характеристику типа рис. 5.16, *а* с достаточной точностью можно построить, имея экспериментально полученную характеристику насоса при одном значении n, используя уравнения подобия (5.73) при $\lambda = 1$. Точность пересчета несколько снижается при $n_1/n > 2$ Уравнение параболы подобных режимов имеет вид

$$H_i = \mathrm{const}\, V_i^2. \qquad (5.75)$$



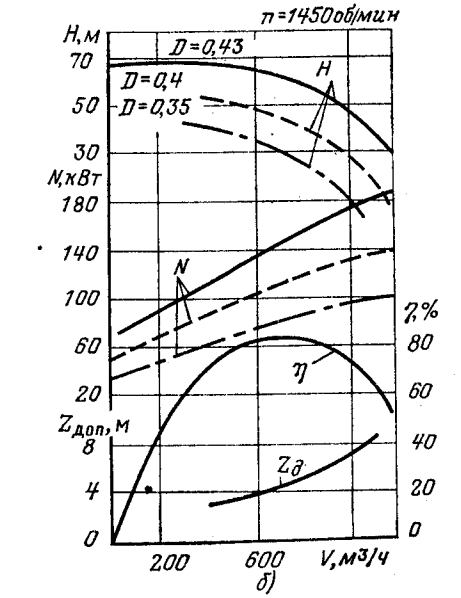


Рис. 5.14. Размерные характеристики лопастных насосов:
а — осевого; *б* — центробежного; n = const; φ = var

Эта кривая является также линией постоянного внутреннего КПД $\eta_{вн}$ = const.

2. *Безразмерные* (рис. 5.16, *б*). Если пренебречь влиянием вязкости (в области автомодельности по Re), то характеристики всех геометрически подобных машин можно считать совпадающими при изображении их в безразмерных координатах:

$$\overline{V} = \frac{4V}{\pi d_2^2 u_2^2}; \quad \overline{H} = \frac{Hg}{u_2^2}; \quad \overline{N}_e = \frac{4000 N_e}{\pi d_2^2 u_2^3 \rho}.$$

На безразмерных характеристиках изображается также кривая $n_s = f(\overline{V})$, так как

$$n_s = 343 \frac{\overline{V}^{1/2}}{\overline{H}^{3/4}}. \qquad (5.76)$$

Безразмерными характеристиками пользуются при расчете насосов методом моделирования. Для этого по формуле (5.11) вычисляют n_s, по n_s выбирают модель, обладающую высоким КПД при найденном n_s, и по характеристикам модели находят $\overline{V}$, $\overline{H}$ и η. Далее вычисляют:

$$u_2 = \sqrt{Hg/\overline{H}}; \quad d_2 = \sqrt{4V/\pi u^2 \overline{V}}$$

и проверяют

$$u_2 = \pi d_2 n/60.$$

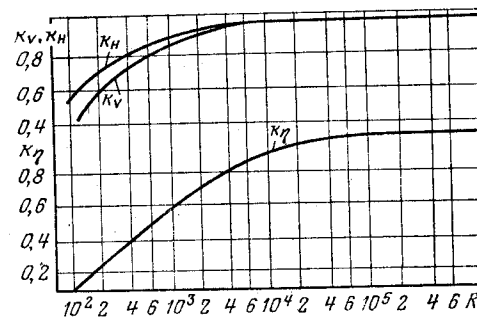


Рис. 5.15. Зависимость коэффициентов k_V, k_H и k_η от числа Re

Для определения остальных размеров следует найти масштаб $\lambda = d_2/d_{2м}$ и умножить на него соответствующие размеры модели. Отсутствие модели с требуемым n_s указывает на необходимость изменения частоты вращения.

3. *Относительная* (рис. 5.16, *в*). Она получается пересчетом характеристик для произвольного режима работы x по формулам:

$$\overline{V}_x = V_x/V_{опт}; \quad \overline{H}_x = H_x/H_{опт}; \quad \overline{N}_x = N_x/N_{опт}; \quad \overline{\eta}_x = \eta_x/\eta_{опт}. \qquad (5.77)$$

4. *Кавитационная* (рис. 5.16, *г*). Она определяется экспериментально минимум для трех режимов работы насоса: $V = V_{опт}$; $V \leqslant 0{,}75 V_{опт}$; $V \geqslant 1{,}25 V_{опт}$. По данным испытаний строится зависимость $z_{доп} = f(V)$ (см. рис. 5.14, *б*).

Совместная работа насосов на общую сеть. В процессе эксплуатации часто возникает необходимость резко увеличить подачу или давление в системе, что можно сделать, изменив число совместно работающих машин.

При параллельном включении насосов суммарные характеристики получают путем сложения подач при одинаковом напоре (рис. 5.17, *а*). Каждый из насосов должен развивать требуемый напор, а сумма подач насосов должна равняться требуемой подаче (при режиме высокого КПД).

Точка пересечения суммарной характеристики с характеристикой сети определяют рабочую точку параллельно работаю-

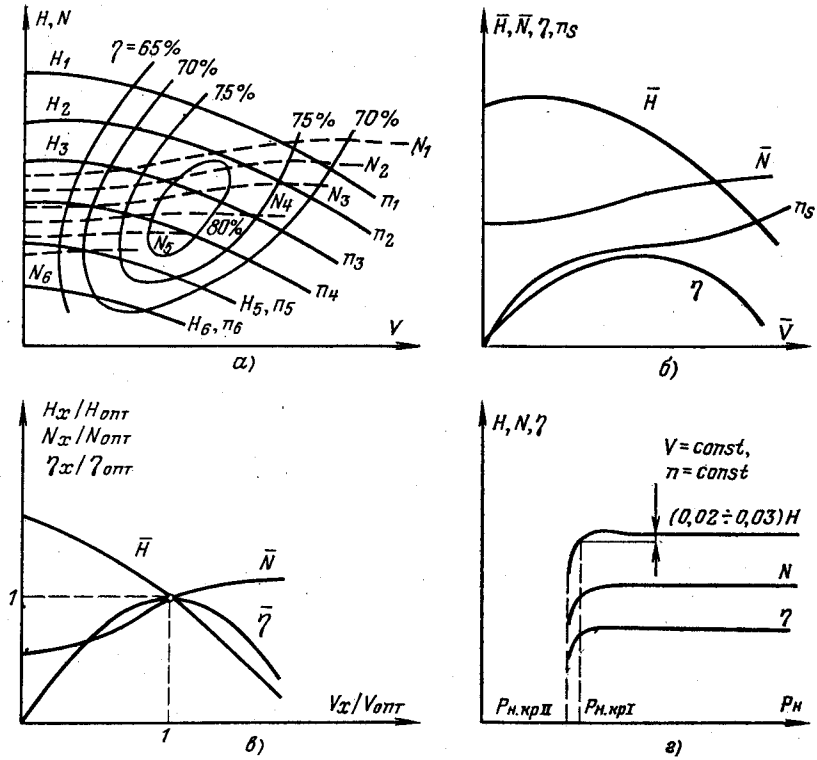


Рис. 5.16. Характеристики насосов:
а — универсальная (регулировочная); *б* — безразмерная; *в* — относительная; *г* — кавитационная (срывная)

щих насосов. Очевидно, что суммарная подача насосов при таком включении меньше суммы подач каждого из насосов при индивидуальной работе на ту же систему. Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике сети. Если насосы установлены близко друг от друга, то сопротивлением трубопроводов между ними можно пренебречь.

Пуск в работу насосов при одинаковой частоте вращения следует производить одновременно, постепенно открывая задвижки на обоих насосах. Эффективность использования параллельного включения насосов можно оценить:

$$\eta_{ср} = \frac{V_I + V_{II}}{V_I/\eta_I + V_{II}/\eta_{II}}. \qquad (5.78)$$

Из этого выражения следует вывод: насосы большой мощности должны работать с максимальным КПД, а регулирование подачи целесообразно осуществлять насосом малой мощности. Для устойчивой работы насосы должны иметь стабильные напорные характеристики. При параллельной работе насосов с нестабильной характеристикой резко увеличивается зона неустойчивой работы и может иметь место неравномерное распределение нагрузки между насосами.

При последовательном включении насосов суммарные характеристики получают путем сложения напоров при одинаковой подаче (рис. 5.17, *б*). Последовательное соединение насосов экономически оправдывается при крутых характеристиках сети с малым значением $H_{ст}$. КПД системы при таком соединении можно оценить выражением

$$\eta_{ср} = \frac{H_I + H_{II}}{H_I/\eta_I + H_{II}/\eta_{II}}. \qquad (5.79)$$

Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

5.1.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Обеспечение требуемой подачи возможно изменением числа работающих машин (*ступенчатое регулирование*), воздействием на характеристики насоса или характеристику сети.

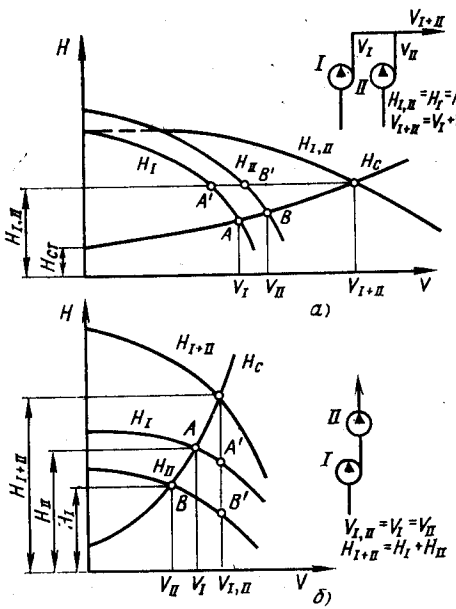


Рис. 5.17. Суммарные характеристики насосов при совместной работе на общую сеть; *а* — при параллельном включении; *б* — при последовательном включении

При длительном изменении нагрузки меняют число параллельно включенных насосов, а в специальных конструкциях — число работающих ступеней. Наиболее распространенным и простым способом *воздействия на характеристику системы* является дросселирование. Дросселирование осуществляется задвижкой, устанавливаемой в непосредственной близости от насоса на напорном трубопроводе. Дросселирование на всасывающем трубопроводе не рекомендуется из-за опасности возникновения кавитации. Для осевых насосов такой способ регулирования недопустим, поскольку он вызывает увеличение потребляемой мощности. В этом случае вместо дросселирования экономически выгодно применять регулирование перепуском или частичным сбросом подачи.

Регулирование дросселированием наиболее целесообразно применять для насосов с пологой напорной характеристикой, так как потери в дросселе в этом случае наименьшие при увеличении глубины регулирования.

Воздействие на характеристику машины возможно путем:

изменения частоты вращения ротора двигателя. Этот способ наиболее рационален при условии, что двигатель допускает изменение частоты вращения без заметного снижения КПД (электродвигатели постоянного тока, паровые турбины);

изменения частоты вращения ротора насоса посредством гидро- или электромагнитных муфт. Гидромуфты применяют в установках питательных насосов и дымососов. Недостатком таких муфт является сложность конструкции и изготовления;

установки поворотных направляющих лопастей перед рабочим колесом. Такой метод регулирования оказывается эффективным по сравнению с другими способами для насосов с высоким n_s;

поворота рабочих лопастей. Применяются в осевых насосах с возможностью поворота лопастей на ходу. По эффективности уступает только регулированию изменением частоты вращения ротора двигателя.

Устойчивость работы лопастных насосов. Помпаж. Лопастные насосы всегда работают с пульсациями, обусловленными специфическими свойствами их рабочих процессов. Некоторые колебательные процессы неизбежно возникают и в сети, и в приводном двигателе, и в передаточных механизмах.

Областью устойчивой работы называют ту часть характеристики, в пределах которой после нанесения возмущения (в системе насос — сеть) снова устанавливается исходный режим работы.

Граница устойчивой работы зависит от формы характеристики насоса, свойств сети (наличия или отсутствия аккумулирующей способности), формы характеристики сети и величины возмущения.

Если максимальный напор достигается на холостом ходу ($V = 0$), т. е. если $dH/dV \leqslant 0$, то вся характеристика насоса является областью устойчивой работы. Если в сети отсутствуют резервуары, т. е. отсутствует аккумулирующая способность, то вся характеристика насоса является областью устойчивой работы при условии пересечения характеристик насоса и сети в одной точке.

При определенных соотношениях энергетический баланс между насосом и системой может иметь место не в одной рабочей точке, а в двух (рис. 5.18), причем условия работы в этих точках будут различными.

Режим работы в точке A устойчив, так как здесь $dH/dV < 0$. В точке B режим неустойчив: возмущение в сторону увеличения подачи вызывает переход режима работы в точку A; возмущение обратного знака вызывает переход режима в точку D и в конце концов снова в точку A. Таким образом, работа насоса в системе будет устойчива, если выполняется условие:

$$dH_c/dV > dH/dV > 0. \qquad (5.80)$$

Работать на восходящей ветки характеристики не рекомендуется, так как в этом случае создаются благоприятные усло-

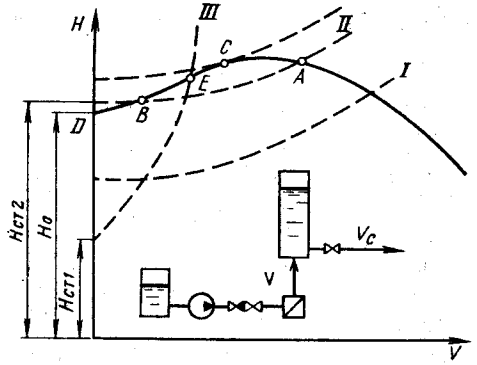


Рис. 5.18. Схема возникновения помпажа: *I—III* — характеристики сети

вия для неустойчивой работы. Если система имеет характеристику, при которой $H_{ст\,1} < H_0$, то работа насоса на восходящей ветви кривой $H = f(V)$ может быть устойчивой (точка E).

При наличии в сети аккумуляторов энергии (паровой подушки в котле, длинных упругих трубопроводов) амплитуда колебаний при нарушении равновесия может достигнуть больших значений и работа насоса вблизи точки максимума напорной характеристики (точка C) может быть неустойчивой. Возникает *помпаж*, т. е. явление автоколебаний в системе насос — сеть.

При работе питательного насоса ТЭС в случае повышения давления в котле характеристика сети эквидистантно перемещается до предельного значения (точка C сети *II*, см. рис. 5.18).

При дальнейшем повышении давления режим работы насоса скачкообразно переместится в зону отрицательных подач и при отсутствии обратного затвора жидкость из котла пойдет через насос. Давление в котле будет падать и, когда характеристика сети достигнет значения, соответствующего напору холостого хода насоса, произойдет скачкообразный переход режима работы насоса в зону положительных подач. Этот процесс может многократно повторяться.

Работа насоса в условиях помпажа не допускается при эксплуатации. При наличии западающего участка характеристики предотвратить или уменьшить помпаж можно применением обратных затворов с линией рециркуляции, обеспечивающих работу насоса в системе с подачей $V > V_{н.\,макс}$. Если время закрытия обратного затвора меньше 1/4 периода колебания давления в системе, то помпаж практически не возникает.

5.1.8. ВЫБОР НАСОСОВ ПО КАТАЛОГАМ

В основу выбора оборудования для заданных условий работы положены экономические требования. Выбор насосов производится по каталогам в зависимости от их назначения (питательные, конденсационные, циркуляционные и т. д.). Выбранный по каталогу насос должен обеспечить требуемый напор при заданной подаче в области значений КПД, близких к максимальному.

Технические характеристики вихревых, роторных (шестеренчатые, винтовые) и вакуум-насосов, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в [24—26]. Для выбора насосов в каталогах приведены поля характеристик. Границы поля характеристик насоса определяют из условия минимально допустимого КПД насоса. Следовательно, каждая точка поля может быть выбрана в качестве рабочей.

Поля характеристик центробежных насосов получают за счет уменьшения наружного диаметра рабочего колеса путем обточки на токарном станке. В зависимости от типа насоса возможно уменьшение диаметра на 10—20 %.

На рис. 5.14, *б* показано изменение характеристик насоса при подрезке наружного диаметра с $d_2 = 0{,}43$ до $d_2' = 0{,}35$ м. На рис. 5.19 приведены поля характеристик консольных центробежных насосов [25]. Пользуясь сводным графиком полей характеристик, находят подходящий тип насоса. Следует помнить, что при регулировании подачи от $V_{мин}$ до $V_{макс}$ режим работы насоса не должен выходить из поля характеристик. Если это не может быть выполнено, то вариант с одним насосом неприемлем. По частоте вращения, указанной в поле характеристик, и в зависимости от предполагаемых условий работы выбирается тип электродвигателя. Мощность двигателя для привода насоса, кВт, определяется по формуле

$$N_{дв} = m\frac{VL\rho}{1000\eta_e}, \qquad (5.81)$$

где $m = 1{,}1 \div 1{,}5$ — коэффициент запаса (меньшие m соответствуют насосам большей единичной мощности).

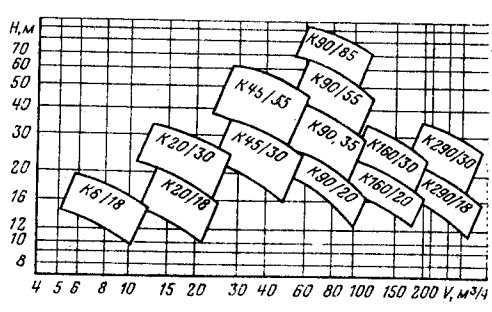


Рис. 5.19. Поля *V—H* центробежных насосов типа К

Поля характеристик осевых насосов получают за счет изменения угла установки рабочих лопастей. Каждый из насосов может иметь несколько полей характеристик, соответствующих нескольким значениям частоты вращения ротора.

5.1.9. ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ

Испытания проводят для определения действительных характеристик насоса. Насосы испытывают в лабораторных условиях (как правило, модели), на заводских испытательных стендах или непосредственно на месте эксплуатации в промышленных условиях.

Малые и средние насосы ($N < 400$ кВт; $d_0 < 400$ мм) обычно испытывают на чистой воде при температуре не выше 50 °С, при частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем на ±5 %. Испытательные стенды выполняют по закрытой схеме циркуляции жидкости. Крупные насосы допускается испытывать при пониженной частоте вращения, но отличающейся от номинальной не более чем в 2 раза. Различные методы проведения испытаний жидкостных насосов подробно изложены в [23].

Описание измерительных устройств и приборов, применяемых для определения основных параметров работы насоса (подачи, мощности, частоты вращения, давления), см. в кн. 2, § 8.2—8.4.

5.2. ГАЗОДУВНЫЕ МАШИНЫ

5.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ ГАЗОДУВНЫХ МАШИН

По значению развиваемого давления газодувные машины подразделяются на:

1) *вентиляторы*, характеризующиеся отношением давлений $\varepsilon = \pi_к = p_к/p_н = 1 \div 1{,}1$. Вентиляторы, перемещающие дымовые газы, называются дымососами. При анализе работы вентиляторов можно пренебречь влиянием сжимаемости, так как при изменении давления на 10 % плотность среды меняется незначительно;

2) *газодувки* (*воздуходувки, нагнетатели*), характеризующиеся отношением давлений $\varepsilon = 1{,}06 \div 4{,}0$. Воздуходувки, создающие разрежение, называются эксгаустерами;

3) *компрессоры*, характеризующиеся отношением давлений $\varepsilon > 4$;

4) *компрессоры* (*вакуум-насосы*), создающие разрежение.

Вентиляторами могут быть только лопастные машины, газодувками и компрессорами — газодувные машины всех типов.

Основные рабочие параметры вентиляторов. Давлением, развиваемым вентилятором, Па, называется разность полных запасов энергии после и до вентилятора, отнесенная к 1 м³ газа,

$$p = p_к - p_н + \rho \frac{c_к^2 - c_н^2}{2}. \qquad (5.82)$$

Значения индексов те же, что и для насосов (см. рис. 5.1, *б*).

Необходимое давление вентилятора, Па, работающего на данную сеть, находят из выражения

$$p = p_{ст.\,в} + p_{ст.\,а} + \Delta p - p_с, \qquad (5.83)$$

где $p_{ст.\,а}$ и $p_{ст.\,в}$ — избыточное статическое давление соответственно в напорном и приемном резервуарах (например, в топке котла); Δp — сопротивление газового (воздушного) тракта, включая потерю давления с выходной скоростью; $p_с$ — самотяга, Па,

$$p_с = (\rho_в - \rho_г)\, g\, (z_в - z_а), \qquad (5.84)$$

где $\rho_в$ — плотность наружного воздуха; $\rho_г$ — средняя плотность перемещаемого газа, кг/м³:

$$\rho_г = \frac{1}{z_в - z_а} \int_{z_а}^{z_в} \rho\, dz. \qquad (5.85)$$

Мощность, потребляемая вентилятором, кВт,

$$N_e = \frac{pV}{1000\eta_e}. \qquad (5.86)$$

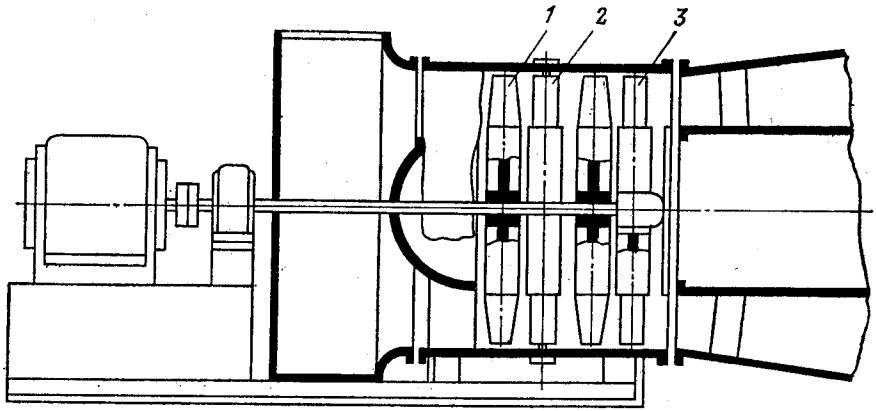
5.2.2. ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Осевые вентиляторы, как правило, выполняются одно- или двухступенчатыми и отличаются разнообразием схем, представляющих собой различные сочетания рабочего колеса (РЛ), направляющего (НА) и спрямляющего аппаратов (СА). Входной направляющий аппарат (ВНА) первой ступени выполняют поворотным (рис. 5.20, *б*) для возможности регулирования подачи.

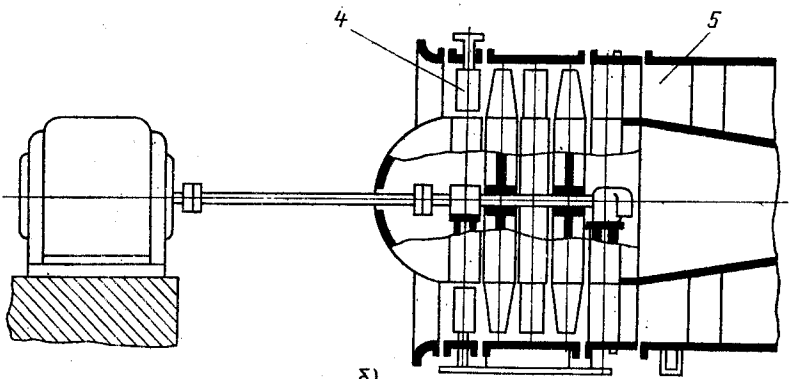
Подавляющее большинство высоконапорных одно- и многоступенчатых вентиляторов выполняются по схеме: ВНА + РЛ + + СА. Во избежание появления сильного шума и повышенных напряжений в осевых вентиляторах ограничиваются окружными скоростями концов рабочих лопаток до 120 м/с. Относительный диаметр втулки $\nu = 0{,}4 \div 0{,}8$ (бо́льшие значения для высоконапорных машин). Коэффициент расхода $\varphi = c_а/u_в$ принимают в пределах 0,4—0,8. Наружный диаметр рабочего колеса $d_в$, м, может быть определен из уравнения неразрывности

$$d_в = 2{,}9 \sqrt[3]{\frac{V}{k_\varphi n \nu (1 - \nu^2)}}, \qquad (5.87)$$

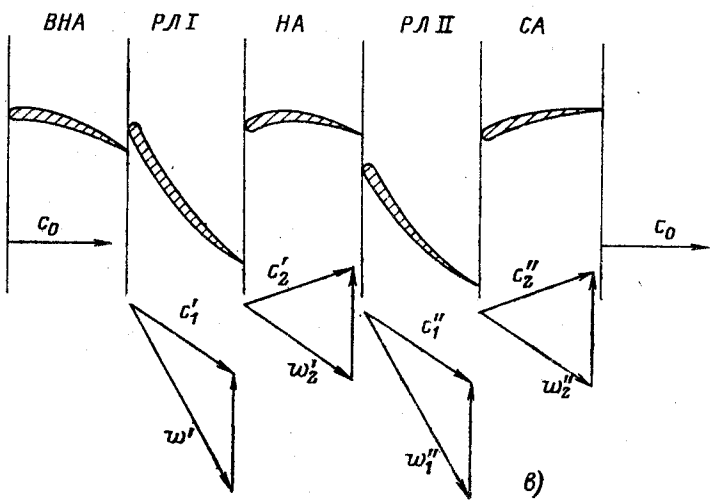
где $k_\varphi = c_а/u_{вт} = 0{,}6 + 1{,}0$.



а)



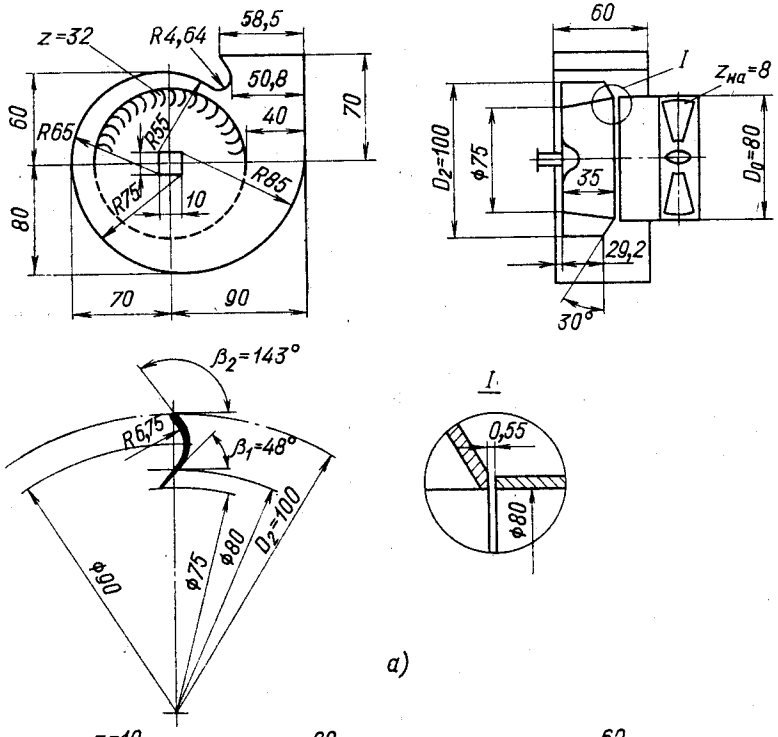
б)



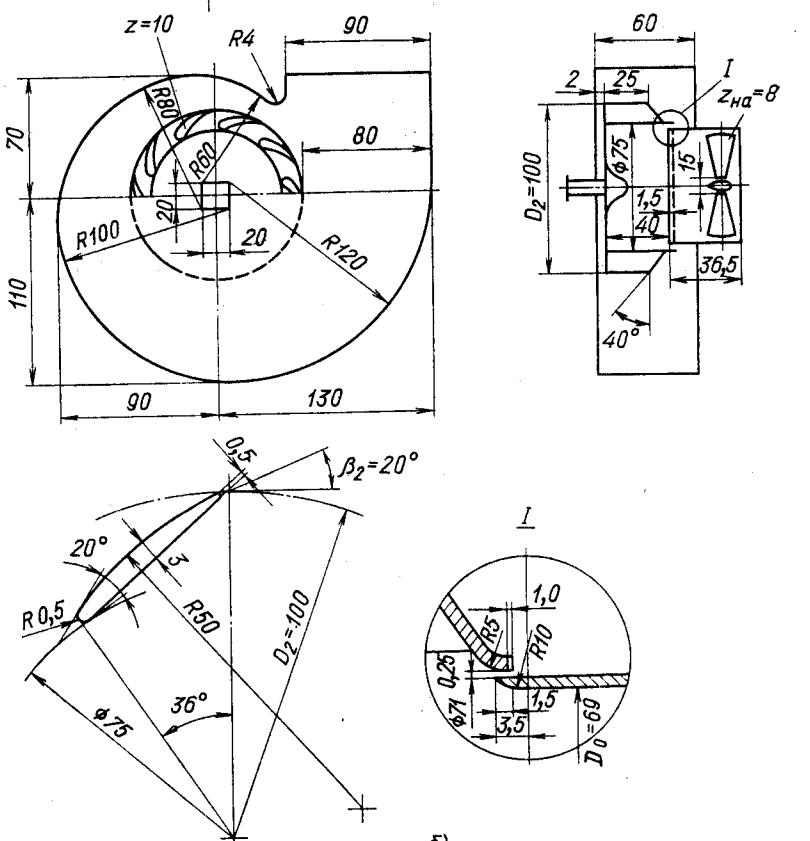
в)

Рис. 5.20. Схемы осевых вентиляторов:

а — двухступенчатый со спрямляющим аппаратом; *б* — двухступенчатый с входным направляющим аппаратом; *в* — профили и треугольники скоростей осевого вентилятора по схеме *б*; *1* — рабочее колесо; *2* — направляющий аппарат; *3* — спрямляющий аппарат; *4* — входной поворотный направляющий аппарат; *5* — диффузор


z=32
R4,64
58,5
50,8
40
70
60
R65
R55
R85
R75
10
80
70
90
60
I
Z на=8
D2=100
ϕ75
35
D0=80
29,2
30°
β2=143°
R6,75
β1=48°
ϕ90
ϕ75
ϕ80
D2=100
I
0,55
ϕ80

а)


z=10
R4
90
R80
80
70
R60
20
R100
20
R120
110
90
130
60
2
25
I
Z на=8
ϕ75
15
D2=100
1,5
40
36,5
40°
0,5
β2=20°
20°
3
R0,5
R50
D2=100
ϕ75
36°
I
1,0
R5
R10
0,25
ϕ71
1,5
3,5
D0=69

б)

Далее определяется диаметр втулки $d_{вт} = \nu d_в$ и находится длина лопасти, м, $l = (d_в - d_{вт})/2$.

Число лопастей определяют таким образом, чтобы при выбранном относительном шаге $\bar{t}$ хорда профиля составляла $b \approx l$ у коротких ($l \leqslant 50$ мм) и $b \approx 0{,}5l$ у длинных лопастей. Кроме того, у последних хорда профиля у вершины меньше, чем у корня: $b_в = (1 \div 0{,}7) b_{вт}$.

Треугольники скоростей (рис. 5.20, *в*) строятся так же, как у осевого насоса (см. п. 5.1.5).

5.2.3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

В отличие от насосов вентиляторы могут изготовляться с лопастями, как загнутыми назад ($\beta_{2л} < 90°$), так и загнутыми вперед ($\beta_{2л}$ до 180°). Расчет таких вентиляторов отличается от расчета центробежного насоса (см. п. 5.1.4) главным образом выбором ряда коэффициентов.

Коэффициент R в формуле (5.13) определяется из условия достижения максимального КПД и составляет 3,6—4,2.

Теоретическое давление, Па, развиваемое вентилятором,

$$p_т = \rho L_т = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (5.88)$$

Коэффициент давления (напора) вентилятора

$$\bar{p} = \overline{H} = p/(\rho u_2^2)$$

у машин с лопастями, загнутыми назад, принимают таким же, как и для насосов $\bar{p} = 0{,}3 \div 0{,}6$; при загнутых вперед лопастях $\bar{p} = 0{,}8 \div 1{,}5$. Гидравлический КПД $\eta_г$ у машин с $\beta_{2л} < 90°$ достигает 0,9, а у машин с сильно загнутыми вперед лопастями ($\beta_{2л} = 180°$) лишь 0,65. Скорость перед рабочими лопастями принимается меньше, чем у насосов: $c_{1г} = (0{,}6 \div 0{,}8) \times c_0$, м/с.

Оптимальный угол атаки существенно возрастает для сильно загнутых вперед лопастей: углам $\beta_2 = 140 \div 180°$ соответствуют углы атаки $i_{опт} = 40 \div 50°$.

Вентиляторы с сильнозагнутыми назад лопастями изготавливают с отношением скоростей $c_{2r}/c_{1r} = 1 \div 1{,}5$.

Формула (5.33) для сильно загнутых вперед лопастей не обеспечивает требуемой точности определения β_2, и поэтому такие машины должны подвергаться экспериментальной доводке. В последние годы в вентиляторостроении в связи с отсутствием надежного метода расчета и наличием большого числа аэродинамических схем центробежных вентиляторов, разработан-

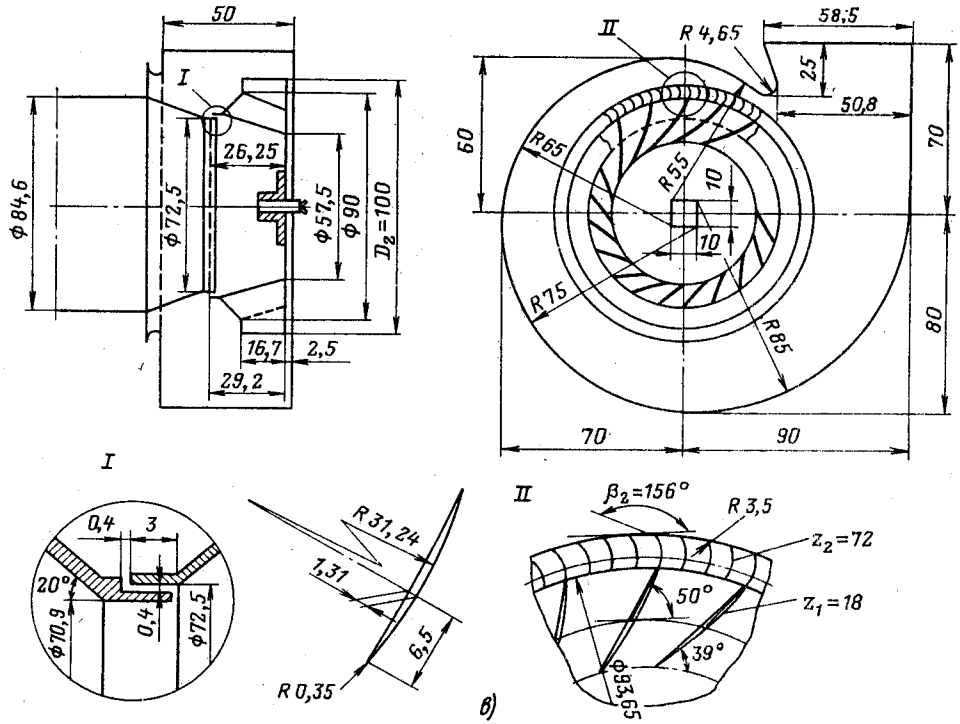


Рис. 5.21. Аэродинамические схемы центробежных вентиляторов:
а—в — соответственно 0,8—37; 0,7—160 и 0,7—156 Промэнерго

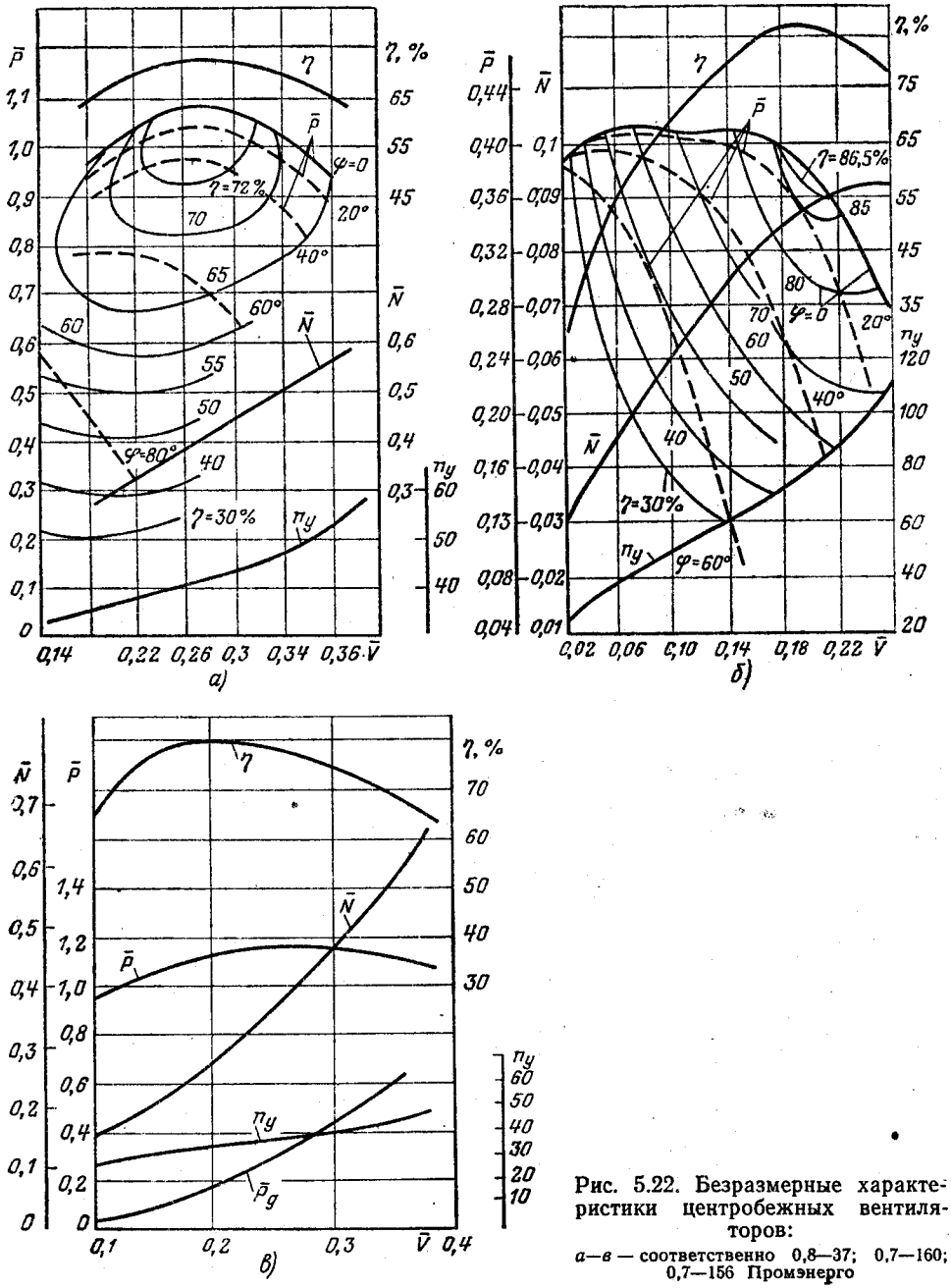


Рис. 5.22. Безразмерные характеристики центробежных вентиляторов:

а—в — соответственно 0,8—37; 0,7—160; 0,7—156 Промэнерго

ных в разных организациях, при создании новых машин используют, как правило, уже известные аэродинамические схемы. Характеристики этих вентиляторов определяют пересчетом данных, полученных при испытании моделей [17].

5.2.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Характеристики вентиляторов изображаются так же, как характеристики лопастных насосов. Различие заключается лишь в том, что вместо напора H исполь-

Таблица 5.9. **Тягодутьевые машины**

Тип	Подача V, тыс. м³/ч	Полное давление p, Па	Температура газа t, °С	КПД η, %	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	Завод-изготовитель
			Дутьевые вентиляторы				
ВДОД-31,5	800/850	5 550/6 250	30	82,7	596	1 540/2 000	Барнаульский котельный
ВДН-24Х2-11у	500/400	3 620/2 550	30	84	735/590	650/290	То же
ВДН-28-11у	430/345	4 600/2 950	30	85	740/590	1 000/500	»
ВДН-26-11у	350/280	4 600/2 900	30	83	740/590	630/320	»
ВДН-24-11у	275/220	3 900/2 450	30	83	740/590	400/200	»
ВДН-22-11у	210/167	3 250/2 050	30	85	740/590	250/125	»
ВДН-20-11	222/173	4 500/2 700	30	82	980/740	400/170	»
ВДН-20-11у	170/127	4 270/2 450	30	82	980/740	320/145	»
ВДН-18-11	156/120	3 750/2 200	30	83	980/740	250/105	»
ВДН-18-11у	117/88	3 500/2 000	30	82	980/740	200/85	»
ВДН-32Б	475/385	6 100/4 000	30	87	730/590	1 250/725	»
ВДН-15	50	3 450	30	84	980	58,5/27	Хабаровский «Энергомаш»
ВДН-12,5	24/18	2 450/1 900	30	84	980/740	100	Бийский котельный
ВДН-11,2	17/13	1 960/1 130	30	83	980/740	16,4/13,2	То же
ВДН-9	9/7	1 280/715	30	83	980/740	5,7/4,8	»
ВДН-8	6/2	1 000/580	30	82	980/740	5,7/4,8	»
			Вентиляторы горячего дутья				
ВГДН-15	50	1 560	400	82	980	27,5	Хабаровский «Энергомаш»
ВГДН-12,5	27	1 070	400	82	980	10	Бийский котельный
ВГД-20у	146	2 700	400	67	730	156	Барнаульский котельный
ВГД-15,5у	85	2 800	400	70	970	95	То же
ВГД-13,5у	60	2 150	400	70	970	51	»
			Мельничные вентиляторы				
ВМ-20А	150	12 650	70	81	1 480	660	Хабаровский «Энергомаш»
ВМ-17	58	900	70	82	1 480	180	То же
ВМ-180/1100	180	12 550	120	76	1 480	800	Барнаульский котельный
ВМ-160/850у	160	8 800	60	72	980	540	То же
ВМ-75/1200-11у	43,6	2 800	400	71	980	48	»
ВМ-50/1000-11у	53,6	5 400	400	71	1 480	112	»
ВВСМ-3у	60	4 700	80	62	980	125	»
ВВСМ-2у	33	5 040	80	62	980	73	»
ВВСМ-1у	14	5 200	80	62	1 480	33,5	»
			Дымососы				
ДОД-43	1 335/1 520	3 500/4 500	100	82,5	370	1 570/2 500	Барнаульский котельный
ДОД-41	1 080/1 220	3 150/4 100	100	82,5	370	1 150/1 880	То же
ДОД-31,5	725/850	3 200/4 350	100	82,5	496	790/1 360	»
ДОД-28,5	585/680	3 750/5 120	100	82,5	596	745/1 310	»
ДН-26Х2	475	4 600	100	83	744	790	»
ДН-22Х2	285	3 300	100	83	744	345	»
Д-25Х2-ШБ	650	3 650	200	68	585	1 290	»
Д-20Х2	245	4 000	200	70	730	460	Таганрогский «Красный гидропресс»

Продолжение табл. 5.9

Тип	Подача V, тыс. м³/ч	Полное давление p, Па	Температура газа t, °С	КПД η, %	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	Завод-изготовитель
Д-18×2	180	3230	200	70	730	270	Таганрогский «Красный гидропресс»
ДН-24	176/145	3820/2450	100	83	740/590	234/123	Барнаульский котельный
ДН-21	138/105	5480/2870	100	85	980/740	262/105	Артемовский машиностроительный
ДН-17	75/55	3600/1870	100	84	980/740	78,5/36	Хабаровский «Энергомаш»
ДН-12,5	26,7/19,8	1920/750	100	83	980/740	17,8/5,2	Бийский котельный
ДН-9	10/76	1000/570	100	83	980/740	3,5/1,5	То же

зуется давление $p = \rho Hg$. Соответственно этому в зависимостях (5.73) выражение давления принимает вид

$$\frac{p_1}{p} = \lambda^2 \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \frac{\rho_1}{\rho} \frac{\kappa_{p1}}{\kappa_p}. \qquad (5.89)$$

Для дымососов, мельничных вентиляторов и других машин, работающих на запыленных газах, для пересчета характеристик используются выражения:

$$\left.\begin{aligned} p_\mu &= (1 - \kappa_p \mu)\, p; \\ N_\mu &= N\,(1 + \kappa_N \mu); \\ \eta_\mu &= \frac{\eta}{1 + (\kappa_p + \kappa_N)\,\mu}; \quad V \approx V_\mu. \end{aligned}\right\} \qquad (5.90)$$

Параметры с индексом μ относятся к запыленным газам при концентрации пыли (золы, угольной пыли) μ, кг/кг; κ_p и κ_N — опытные коэффициенты, зависящие от режима работы, на холостом ходу $\kappa_p = 0 \div 0{,}1$, $\kappa_N = 1 \div 1{,}1$; на расчетном режиме $\kappa_p \approx 0{,}5$, $\kappa_N = 1{,}5 \div 1{,}7$ (закон изменения κ_p и κ_N можно принять линейным).

Безразмерные характеристики. Моделирование вентиляторов. Расчет вентиляторов по методу подобия производится таким же образом, как и расчет насосов. Для определения удельной частоты вращения в случае вентиляторов применяется зависимость

$$n_y = 5{,}5n \frac{V^{1/2}}{p_0^{3/4}} = 82 \frac{\overline{V}^{1/2}}{\bar{p}^{3/4}}, \qquad (5.91)$$

где $p_0 = p(\rho_0/\rho)$; $\rho_0 = 1{,}2$ кг/м³.

По безразмерной характеристике модели, выбранной по найденному n_y, определяют $\overline{V}$, $\bar{p}$, $\overline{N}$ и η. Для расчета наружного диаметра рабочего колеса пользуются формулами:

$$d_2 = \frac{19{,}1}{n}\sqrt{\frac{p}{\bar{p}\rho}}; \quad d_2 = \sqrt{\frac{24{,}32}{\overline{V}n}}. \qquad (5.92)$$

Найденные значения d_2 по обеим формулам должны совпасть. Установив d_2, определяют все размеры вентилятора (приведенные на аэродинамических схемах [17, 27], в процентах d_2) и окружную скорость u_2, м/с, необходимую для оценки прочности колеса. Требуемую мощность, кВт, вентилятора определяют по формуле

$$N = 7{,}85 \cdot 10^{-4} d_2^2 u_2^3 \rho \overline{N}. \qquad (5.93)$$

На рис. 5.21 представлены аэродинамические схемы, а на рис. 5.22 — безразмерные характеристики вентиляторов, применяемых в качестве дутьевых вентиляторов и дымососов. Схемы 0,7—160 ($d_1/d_2 = 0{,}7$; $\beta_{2л} = 180 - 160 = 20°$) применяются в дутьевых вентиляторах БКЗ для парогенераторов производительностью от 20 до 950 т/ч.

Последовательное и параллельное включение вентиляторов производится по тому же принципу, что и соответствующее включение насосов (см. § 5.1).

5.2.5. РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ И ВЫБОР ИХ ПО КАТАЛОГАМ

Регулирование вентиляторов осуществляется теми же способами, что и регулирование лопастных насосов (см. п. 5.2.7). Применение дросселирования более рационально на стороне всасывания с целью некоторого повышения КПД. Регулирование крупных центробежных вентиляторов и дымососов ТЭС осуществляется главным об-

разом посредством различного типа направляющих аппаратов.

Выбор вентиляторов по каталогам. По каталогу выбирают машину на параметры:

$$p_к = 1{,}1\,(\rho_к/\rho)\,p;\quad V_к = 1{,}05V, \qquad (5.94)$$

где p, V и ρ — заданные параметры вентилятора; $\rho_к$ — плотность, к которой приведены характеристики машин в каталоге. Согласно ГОСТ 10616-73 за рабочий участок характеристики принимают ту ее часть, где полный КПД находится в пределах $0{,}9\eta_{макс}$.

Данные по тягодутьевому оборудованию, выпускаемому отечественной промышленностью, приведены в табл. 5.9 [17, 27].

5.3. КОМПРЕССОРЫ

5.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Применение уравнения состояния идеального газа для расчета компрессорных процессов дает тем большую ошибку, чем ниже температура газа и выше его давление. Поэтому при конечном давлении воздушного компрессорного процесса более 5 МПа следует пользоваться уравнением состояния реального газа

$$p = z\rho RT, \qquad (5.95)$$

где z — коэффициент сжимаемости, опытные значения которого в зависимости от безразмерных величин $p/p_{кр}$ и $T/T_{кр}$ приведены в [22]; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Степень повышения давления в компрессоре: 1) по статическим параметрам $\varepsilon_к = p_к/p_н$; 2) по параметрам торможения $\varepsilon^*_к = p^*_к/p^*_н$.

Мощность, потребляемая компрессором, кВт:

$$\left.\begin{aligned}&\text{для неохлаждаемых компрессоров}\\ &N_e = \frac{GL_{а.\,к}}{1000\eta_{а.\,к}};\\ &\text{для охлаждаемых компрессоров}\\ &N_e = \frac{GL_{из.\,к}}{1000\eta_{из.\,к}},\end{aligned}\right\} \qquad (5.96)$$

где $L_{а.\,к}$ и $L_{из.\,к}$ — изоэнтропная (адиабатная) и изотермическая работы:

$$\left.\begin{aligned}L_{а.\,к} &= \bar{c}_p T^*_н\left[\left(p^*_к/p^*_н\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right] =\\ &= c_p T_н\left[(p_к/p_н)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right] + \\ &\quad + \frac{c^2_к - c^2_н}{2};\\ L_{из.\,к} &= c_p T^*_н \ln p^*_к/p^*_н =\\ &= c_p T_н \ln p_к/p_н + \frac{c^2_к - c^2_н}{2}.\end{aligned}\right\} \qquad (5.97)$$

В этих формулах c_p — теплоемкость при постоянном давлении; $\eta_{а.\,к}$ и $\eta_{из.\,к}$ — полные (с учетом утечек и механических потерь) изоэнтропный и изотермический КПД компрессора: $\eta_{а.\,к} = 0{,}6 \div 0{,}85$; $\eta_{из.\,к} = 0{,}5 \div 0{,}85$.

Изоэнтропный КПД (без учета механических потерь и утечек) может быть определен по результатам испытаний

$$\eta_a = \frac{\varepsilon^{*\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}_к - 1}{T^*_к/T^*_н - 1}(1-q). \qquad (5.98)$$

Коэффициент q учитывает отдачу теплоты наружному воздуху через корпус компрессора и равен: для небольших центробежных компрессоров с расходом до 1 кг/с 0,025—0,035; для крупных центробежных компрессоров с расходом до 5 кг/с 0,02—0,025 и для осевых компрессоров 0,01—0,02.

Применение теплоизоляции корпуса и трубопроводов приводит к снижению q в 2—3 раза.

Для оценки эффективности неохлаждаемых компрессоров и отдельных его ступеней используется также политропный КПД

$$\eta_{п.\,к} = \frac{GL_{п.\,к}}{1000N_e};\quad \eta_п = \frac{L_{п.\,к}}{L_т}, \qquad (5.99)$$

где $L_{п.\,к}$ — политропная работа, Дж/кг определяемая по формуле

$$L_{п.\,к} = \frac{n}{n-1}RT^*_н\left[\left(p^*_к/p^*_н\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]; \qquad (5.100)$$

здесь n — показатель политропы.

Политропный КПД неохлаждаемого компрессора (без учета утечек и механических потерь) может быть определен по результатам испытаний

$$\eta_п = \frac{(\varkappa-1)\ln\varepsilon^*_к}{\varkappa \ln T^*_к/T^*_н}(1-q). \qquad (5.101)$$

Между политропным и изоэнтропным КПД существует зависимость, графически изображенная на рис. 5.23.

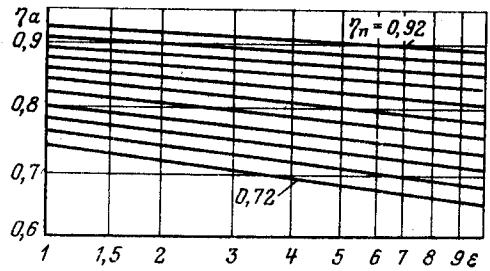


Рис. 5.23. Соотношение между политропным и изоэнтропным КПД компрессора

Для неохлаждаемых машин между политропным КПД и средними показателями политропы n и изоэнтропы $\varkappa$ существует зависимость

$$\eta_{\text{п}} = \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{n}{n - 1}. \qquad (5.102)$$

Относительный изотермический КПД, применяемый для оценки объемных одноступенчатых компрессоров с интенсивным охлаждением, можно найти по формуле

$$\eta_{\text{из}} = \frac{R \ln p_{\text{к}}/p_{\text{н}}}{c_p (T_{\text{к}}/T_{\text{н}} - 1)}. \qquad (5.103)$$

Расчет с использованием параметров торможения здесь не имеет смысла, так как в начале и в конце процесса сжатия скорости газового потока незначительны.

Значения η_a, $\eta_{\text{п}}$ и $\eta_{\text{из}}$ определяют степень приближения данного реального процесса сжатия к одному из теоретических.

5.3.2. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Классификация поршневых компрессоров. Большое многообразие поршневых компрессоров является следствием признаков, по которым различаются их рабочие цилиндры, а именно: тип цилиндров, их расположение в пространстве и сочетание.

По принципу действия поршневые компрессоры подразделяются на машины одинарного и двойного действия, по числу ступеней — одноступенчатые, двухступенчатые, дифференциального действия и многоступенчатые; по числу рядов расположения цилиндров — однорядные, двухрядные и многорядные; по ориентации цилиндров — угловые, U-образные, оппозитивные (со встречным движением поршней); по устройству механизма движения поршня — крейцкопфные и бескрейцкопфные.

Бескрейцкопфное выполнение (непосредственное соединение шатуна с поршнем) применяют только для небольших машин, так как они имеют ряд недостатков: пониженный механический КПД, большие утечки газа, менее эффективное использование рабочего объема цилиндра, повышенный унос дорогого масла из картера и сильное загрязнение им сжимаемого газа. Преимуществами малых бескрейцкопфных компрессоров являются малая масса и простота выполнения. В подавляющем большинстве случаев охлаждение воздуха в поршневых компрессорах целесообразно с точки зрения уменьшения потребляемой мощности и совершенно необходимо для обеспечения безопасной работы. В современных небольших компрессорах применяют внутреннее охлаждение в виде водяной рубашки.

На ТЭС и АЭС поршневые компрессоры применяются весьма ограниченно в качестве вспомогательного оборудования (как источник сжатого воздуха), используемого главным образом в период монтажа и ремонта.

Конструкции и методы расчета поршневых компрессоров, способы их регулирования, оборудование компрессорных станций и правила их эксплуатации достаточно подробно изложены в [18].

5.3.3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Расчет неохлаждаемых центробежных компрессоров. Для расчета обычно заданы G или V, $p_{\text{н}}$, $T_{\text{н}}$, $\varepsilon_{\text{к}}$. В большинстве случаев для первой группы ступеней рационально применение колес компрессорного типа (закрытых) с выходными углами $\beta_2 = 45 \div 55°$ и $\varphi_{2r} = 0{,}24 \div 0{,}28$ в случае лопастного диффузора и $\varphi_{2r} = 0{,}28 \div 0{,}35$ для безлопастного диффузора.

Решающее значение имеет выбор окружной скорости. Значение u_2 следует принимать возможно большим, но не более $u_{2\text{макс}}$, м/с.

Из условия сохранения высокого КПД

$$u_{2\,\text{макс}} = M_u \sqrt{z_{\text{к}} \varkappa R T_{\text{н}}}, \qquad (5.104)$$

где $M_u = u_2/a_{\text{н}} < 0{,}8$ — скорость звука, найденная по параметрам перед компрессором.

Верхний предел окружной скорости определяется конструкцией рабочего колеса и применяемыми материалами. Для закрытых рабочих колес с наклоном покрывающего диска около 10—12° обычно $u_2 < 300 \div 320$ м/с. В компрессорах стационарных установок $u_2 < 270 \div 290$ м/с при работе на воздухе. В компрессорах авиационного типа с полуоткрытыми колесами и $\beta_{2л} = 90°$ u_2 достигает значений 500—550 м/с.

Требующуюся частоту вращения, об/мин, находят из уравнения

$$n = 33{,}9 \sqrt{\frac{b_2/d_2 \varphi_{2r} u_2^3 \mu_{V2}}{V_2}}, \qquad (5.105)$$

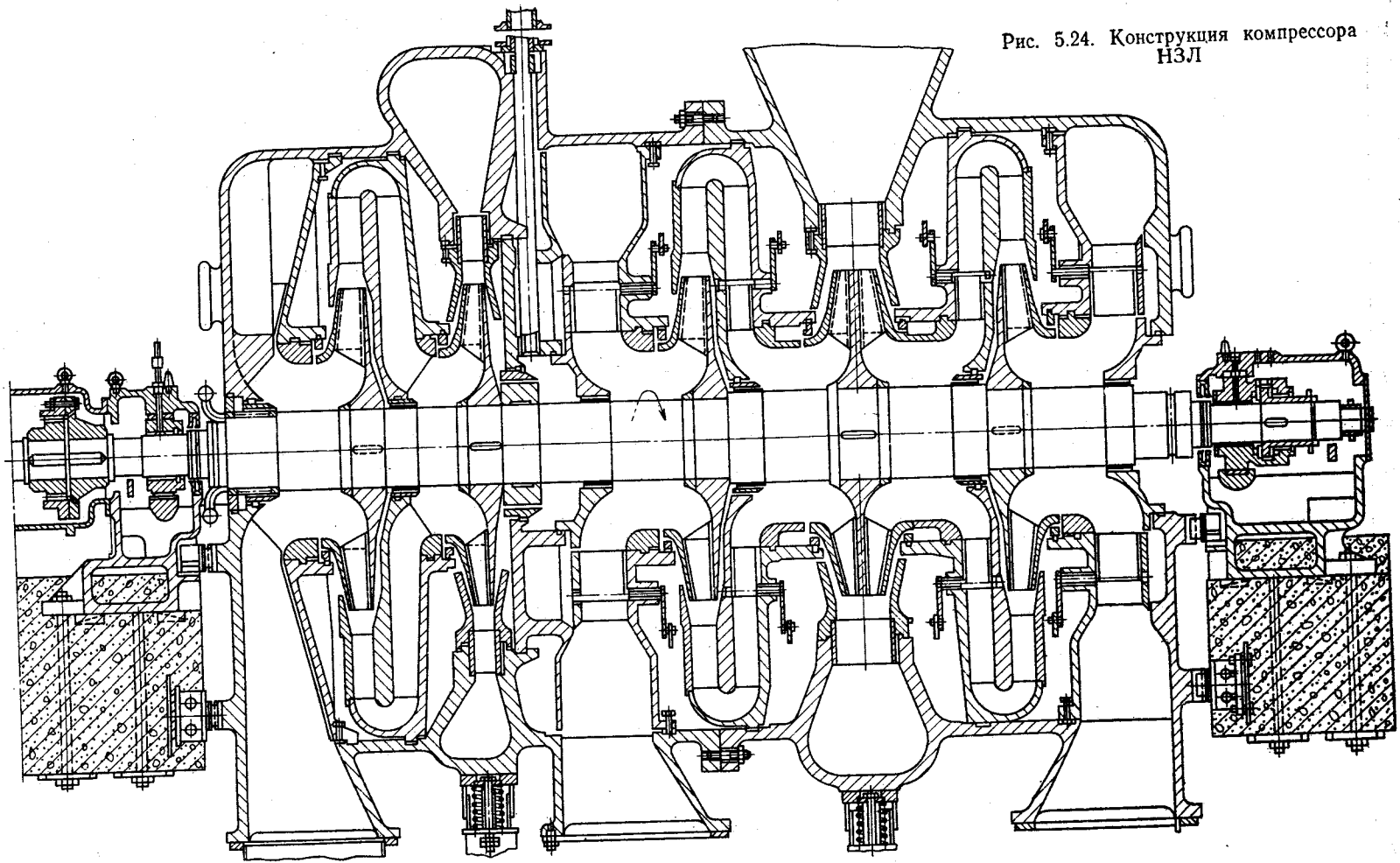


Рис. 5.24. Конструкция компрессора НЗЛ

Таблица 5.10. **Центробежные компрессоры**

Тип компрессора	Сжимаемая среда	Начальные параметры $p_н$, МПа/$t_н$, °С	Степень повышения давления $\varepsilon_к$	Объемная подача V, м³/мин	Частота вращения n, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	Изотермический КПД $\eta_{из}$, %	Цена, руб.	Завод-изготовитель
К7000-41-1	Воздух	0,098/30	5,3	6700	3 450	28 500	—	—	ПО «Невский з-д им. Ленина»
К5500-42-1	»	0,098/20	5,2	4350	3 440	17 200	71	158 000	
К3250-41-2	»	0,098/20	4,5	3 250	3 320	11 200	72	113 000	То же
К3250-42-1	»	0,098/20	4,5	2 450	3 290	8 500	69	113 000	»
К3000-61-6	»	0,095/20	6,8	3 200	3 260	14 250	68	189 000	»
К1500-62-2	»	0,095/20	7,7	1 590	4 470	7 400	70	111 000	»
К905-61-1	»	0,095/20	7,7	915	5 690	4 500	70	96 000	»
К345-92-1	»	0,098/20	14,0	370	8 600	2 500	68	69 800	»
К605-181-1	Газ пиролиза этана	0,134/35	29,2	610	14130ЦВД 7240ЦНД	7 000	67	163 000	»
К210-62-1	Пропилен	0,32/18	2,2	354	6 970	6 000	—	89 100	»
К60-82-1	Этилен	0,50/—70	1,7	44	12 570	1 680	77 (политр)	70 200	»
К400-51-2	Контактный газ	0,1/45	4,9	400	5 585	1 500	75	64 200	»
К380-103-1	Попутный нефтяной газ	0,19/15	20,5	345	17 427/8 100	5 300	67	83 000	»
К500-61-1	Воздух	0,098/20	9	525	7 636	3 000	66	50 000	«Энергомаш», г. Хабаровск
К250-61-2	»	0,098/20	9	250	10 935	1 470	66	30 400	
К100-63-1	»	0,098/20	9	100	17 483	682	63	28 700	То же

Таблица 5.11. **Центробежные нагнетатели**

Тип нагнетателя	Сжимаемая среда	Начальные параметры $p_н$, МПа/$t_н$, °С	Развиваемое давление p, Па, или $\varepsilon_к$	Объемная подача V, м³/мин	Частота вращения n, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	Политропический КПД $\eta_п$, %	Цена, руб.	Завод-изготовитель
9000-11-5	Агломерационный газ	0,093/150	13 200	12 000	1 260	3 100	85	103 000	ПО «Невский завод им. Ленина»
7500-11-3	То же	0,089/150	12 350	7 500	1 500	1 940	78	46 950	То же
6500-11-4	»	0,089/150	12 450	6 500	1 500	1 700	83	48 140	»
3500-15-1	»	0,091/150	10 250	4 000	1 500	805	80	44 200	»
900-31-4	Воздух	0,098/25	3,4	850	5 070	3 000	83	48 450	»
540-41-1	Нитрозный газ	0,094/50	4,4	540	8 455	2 150	80	60 000	»
520-12-1	Природный газ	4,31/15	1,27	425	4 800	1 000	—	—	»
370-18-1	То же	6,07/15	1,23	370	4 800	9 900	—	51 200	»

Продолжение табл. 5.11

Тип нагнетателя	Сжимаемая среда	Начальные параметры $p_н$, МПа/$t_н$, °С	Развиваемое давление p, Па, или $\varepsilon_к$	Объемная подача V, м³/мин	Частота вращения n, об/мин	Потребляемая мощность N, кВт	Политропический КПД $\eta_п$, %	Цена, руб.	Завод-изготовитель
Э1700-11-2М	Сернистый газ	0,093/40	29 400	1 670	3 000	1 050	86	18 600	«Энергомаш», г. Хабаровск
1050-13-1	То же	0,092/50	27 450	1 080	2 975	570	85	11 850	То же
700-13-1	»	0,093/50	27 000	700	2 970	375	84	11 500	»
400-12-2	»	0,094/40	18 130	415	2 965	175	86	10 000	»
Э325-11-1	Воздух	0,098/20	45 800	325	7 525	300	82,5	8500	»
Э200-31-1	»	0,098/20	3 ($\varepsilon_к$)	200	9 649	580	82	17 140	»
Э35-12	»	0,098/20	5 880	50	2 900	6,5	82	950	»
1200-26-1	»	0,098/20	2,2	1 150	4 350	2 350	83	38 000	»
750-23-6	»	0,098/20	1,65	750	4 290	925	83	24 570	»
360-22-1	»	0,098/20	2,4	310	7 870	700	83	15 400	»
280-12-7	Природный газ	4,41/15	1,24	179	8 000	4 000	85	43 800	»
Н-300-1,23	То же	3,52/15	1,23	231	6 150	6 000	84	31 230	ПО «Турбомоторный завод», г. Свердловск
Н-6-41 (дожимной)	»	2,66/30	1,23	231	6 100	6 000	82	30 370	То же
Н-6-76	»	4,97/15	1,23	260	6 150	6 000	82	31 700	»
Н-16-75	»	4,75/15	1,25	710	4 520	16 000	83	42 000	»
Н-16-76—1,25	»	4,85/15	1,25	720	6 500	16 000	84	—	»
Н-16-76—1,37	»	5,48/15	1,87	450	6 500	16 000	82	—	»
Н-16-76—1,45	»	5,18/15	1,45	400	6 500	16 000	81,5	—	»

где V_2 — объемная подача, м³/с, в сечении за рабочим колесом первой ступени, $V_2 = G/\rho_2$.

Отношение $\rho_2/\rho_н = k_{V2} = 1{,}1 \div 1{,}3$ (оценивается предварительно); $b_2/d_2 = 0{,}04 \div 0{,}08$; $\mu_{V2} = 0{,}9 \div 0{,}95$.

Если частота вращения задана, то по (5.105) находят окружную скорость. Если найденное значение превышает допустимые, окружную скорость снижают, т. е. идут на увеличение числа ступеней.

Изоэнтропную работу сжатия ступени L_a, Дж/кг, определяют по принятому коэффициенту изоэнтропного напора $\bar{H}_a = 0{,}5 \div 0{,}8$:

$$L_a = \bar{H}_a u_2^2. \qquad (5.106)$$

Теоретическая работа сжатия ступени, Дж/кг,

$$L_т = L_a/\eta_a. \qquad (5.107)$$

Коэффициент полезного действия ступени $\eta_a = 0{,}8 \div 0{,}9$. Число ступеней компрессора

$$z_н = \frac{L_{т.к}}{L_т} = \frac{L_{а.к}}{\eta_{а.к} L_т}, \qquad (5.108)$$

где $L_{а.к}$ — изоэнтропная работа компрессора, определяемая по (5.97); $\eta_{а.к} = 0{,}75 \div 0{,}87$.

Диаметр вала, м, по В. Ф. Рису [13]

$$d_в = \kappa_d (z_н + 2{,}3) d_2 \sqrt{\frac{n_{кр}}{1000}}, \qquad (5.109)$$

где $n_{кр}$ — критическая частота вращения, об/мин, $n_{кр} \geqslant 1{,}2 n_{макс}$ для жесткого вала и $n_{кр} \leqslant 0{,}8 n_{мин}$ для гибкого вала; $\kappa_d = 0{,}019 \div 0{,}027$.

Остальные размеры ($d_в$, d_1 и др.) определяют таким же образом, как и в случае насосов ($R = 3{,}6 \div 4{,}2$), см. п. 5.2.4.

Расчет рабочего колеса. Температура воздуха, К, на входе в первую ступень

$$T_0 = T_н - \frac{c_0^2 - c_н^2}{c_p}. \qquad (5.110)$$

Потеря энергии, Дж/кг, во входном патрубке

$$\Delta H_{вх} = \zeta_{вх} c_0^2/2 \text{ при } \zeta_{вх} = 0{,}05 \div 0{,}1. \qquad (5.111)$$

Показатель политропы расширения газа во входном патрубке находится из выражения

$$\frac{m}{m-1}=\frac{\varkappa}{\varkappa-1}+\frac{\Delta H_{\text{вх}}}{R(T_{\text{н}}-T_0)}. \quad (5.112)$$

Давление, Па, и плотность, кг/м³, на входе в первую ступень:

$$p_0=p_{\text{н}}(T_0/T_{\text{н}})^{\frac{m}{m-1}}; \quad (5.113)$$

$$\rho_0=\frac{p_0}{zRT_0}. \quad (5.114)$$

Расчет треугольников скоростей и углов лопастей производится так же, как для насосов. При определении числа лопастей $z_{\text{л}}$ в формуле (5.34) $\kappa=9\div11$. Кроме того, необходимо найти плотность газа за рабочим колесом.

Окружная проекция скорости, м/с,

$$c_{2u}=(L_{\text{т}}+u_1c_{1u})/u_2. \quad (5.115)$$

Обычно $c_{1u}=0$.

Работа сжатия на рабочих лопастях, Дж/кг,

$$L_{\text{с. л}}=L_{\text{т}}-(c_2^2-c_1^2)/2. \quad (5.116)$$

Температура за рабочими лопастями, К,

$$T_2=T_1+\frac{L_{\text{с. л}}}{c_p}, \quad (5.117)$$

где $T_1=T_0+\dfrac{c_0^2-c_1^2}{2c_p}$.

Температура газа за лопастями при изоэнтропном сжатии, K,

$$T_{2a}=T_1+\eta_{\text{а. л}}\frac{L_{\text{с. л}}}{c_p}, \quad (5.118)$$

где КПД колеса $\eta_{\text{а. л}}=0{,}9\div0{,}95$.

Давление, Па, и плотность, кг/м³, газа за рабочими лопастями:

$$p_2=p_1(T_{2a}/T_1)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}};\quad \rho_2=\frac{p_2}{zRT_2}. \quad (5.119)$$

Для охлаждаемого компрессора необходимо определить степени сжатия секций и рассматривать компрессор как совокупность последовательно работающих неохлаждаемых машин.

На рис. 5.24 показана схема новейшей конструкции компрессора НЗЛ. Технические характеристики основных типов компрессоров и нагнетателей, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. 5.10 и 5.11 [28].

5.3.4. ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Схема многоступенчатого осевого компрессора показана на рис. 5.25; на рис. 5.26 представлена схема ступени осевого компрессора с необходимыми обозначениями.

Гидродинамическим расчетом входного устройства оцениваются потери и снижение давления в нем и определяется состояние газа перед первой ступенью так же, как и в случае центробежной машины.

Окружная скорость, м/с, концов рабочих лопастей первой ступени

$$u_{1\text{в}}=\sqrt[3]{\left(\frac{n}{16{,}9}\right)^2\frac{V_1}{\varphi_1(1-\nu_1^2)}}, \quad (5.120)$$

где V_1 — объемный расход в сечении перед первой ступенью; $\varphi_1=0{,}4\div0{,}8$ (меньшие значения в стационарных компрессорах очень большой производительности); $\nu_1=0{,}4\div0{,}85$. Обычно в транспортных компрессорах $u_{1\text{в}}=300\div400$ м/с, а в стационарных 200—250 м/с. Если частота вращения n не задана, то задаются окружной скоростью и по (5.120) находят частоту вращения. Максимальная теоретическая работа сжатия, Дж/кг, одной ступени

$$L_{\text{т}}^{\text{макс}}=0{,}8\nu\varphi u_{\text{в}}^2.$$

В высоконапорных компрессорах транспортного типа надо иметь напор первой ступени в пределах 20—35 кДж/кг. В стационарных ГТУ он принимается на 20—40 % меньше, что позволяет повысить КПД (за счет снижения частоты) и расширить диапазон устойчивой работы.

Число ступеней определяют так же, как и для центробежных компрессоров (см. п. 5.4.3).

Расчет рабочих и направляющих лопастей производят по методике, изложенной в п. 5.1.5. Отличие связано с выбором окружной проекции скорости c_{1u}. Ее величина у вершин рабочих лопастей при больших окружных скоростях находится из условия достижения допустимого значения числа $M_{w1}=w_1/a_1\leqslant0{,}85$:

$$(c_{1u}/u_1)_{\text{в}}=1-\sqrt{0{,}72(a_1/u_{\text{в}})^2-\varphi_1^2}. \quad (5.121)$$

На остальных диаметрах c_{1u} находят из условия $rc_{1u}=\text{const}$, если $(c_{1u}/u_1)_{\text{в}}\ll1$ или $\bar{c}_{1u}\approx\text{const}$, если $(c_{1u}/u_1)_{\text{в}}\geqslant0{,}2\div0{,}3$.

Уменьшение площади проходных сечений (вследствие увеличения плотности газа) может быть достигнуто либо за счет изменения $d_{\text{в}}$ при $d_{\text{вт}}=\text{const}$, либо за счет изменения $d_{\text{вт}}$ при $d_{\text{в}}=\text{const}$. Изменять оба диаметра нецелесообразно. Преимущество первого способа формирования проточной части заключается в том, что высота лопастей последних ступеней оказывается больше. Недостаток — увеличение числа ступеней.

Проточная часть с постоянным наружным диаметром позволяет наиболее полно использовать напорные возможности средних и последних ступеней, работающих в области повышенной температуры газа, и выполнить меньшие зазоры между рабочими лопастями и корпусом, что приводит к возрастанию КПД компрессора.

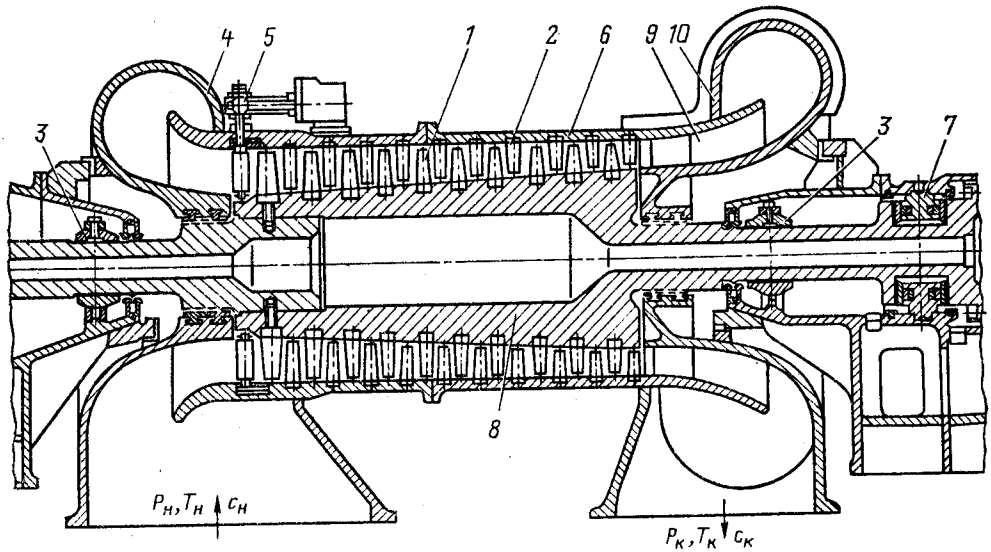


Рис. 5.25. Схема осевого компрессора:

1 — рабочие лопатки; *2* — направляющие лопасти; *3* — опорные подшипники; *4* — входной патрубок; *5* — поворотный механизм входного направляющего аппарата; *6* — корпус; *7* — упорный подшипник; *8* — ротор; *9* — диффузор; *10* — напорный патрубок

В высоконапорных компрессорах малой и средней производительности осевая скорость c_a либо постепенно уменьшается к выходу, либо в первых ступенях выбирается постоянной (120—180 м/с), а в последних постепенно уменьшается до $c_{za} = 80 \div 150$ м/с.

В стационарных компрессорах средней и большой производительности осевая скорость по тракту часто принимается постоянной с небольшим уменьшением в последних ступенях. Уменьшение расходной скорости в последних ступенях компрессора позволяет повысить высоты лопастей этих ступеней, уменьшить потери в выходном диффузоре и, следовательно, увеличить КПД компрессора.

В транспортных компрессорах степень реактивности (на среднем квадратичном диаметре) обычно повышается от 0,5 в первых ступенях до 0,6—0,7 в средних и последних ступенях. В стационарных компрессорах в зависимости от условий их работы степень реактивности выбирается в пределах 0,5—1,0 и, как правило, постоянна по ступеням.

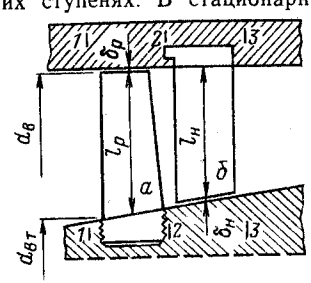


Рис. 5.26. Схема ступени осевого компрессора:

а — рабочие лопасти; *б* — направляющие лопасти

В последние годы экспериментально показана целесообразность применения в многоступенчатых конструкциях повышенной реактивности (около 1,1) для увеличения общего КПД компрессора.

Определение параметров потока за рабочими и направляющими лопастями производится по формулам:

$$\left.\begin{aligned} T_2 &= T_1 + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2c_p}; \\ T_{2a} &= T_2 + \eta_{а.\,л}\frac{w_1^2 - w_2^2}{2c_p}; \end{aligned}\right\} \quad (5.122)$$

$$\left.\begin{aligned} &(\eta_{а.\,л} = 0{,}9 \div 0{,}95); \\ p_2 &= p_1 (T_{2a}/T_1)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}; \end{aligned}\right\} \quad (5.123)$$

$$\left.\begin{aligned} T_3 &= T_2 + c_2^2 - c_3^2/2c_p; \\ T_{3a} &= T_2 + \eta_{а.\,н}c_2^2 - c_3^2/2c_p; \\ &(\eta_{а.\,н} \approx \eta_{а.\,л}); \\ \rho_2 &= \frac{p_2}{zRT_2};\ \rho_3 = \frac{p_3}{zRT_3}; \end{aligned}\right\} \quad (5.124)$$

$$\left.\begin{aligned} F_2 &= 0{,}785\left(d_{2в}^2 - d_{2вт}^2\right) = \frac{G}{\rho_2 c_{2a}\mu_{V2}}; \\ F_3 &= 0{,}785\left(d_{3в}^2 - d_{3вт}^2\right) = \frac{G}{\rho_3 c_{3a}\mu_{V3}}. \end{aligned}\right\} \quad (5.125)$$

5.3.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ И ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Размерные и приведенные характеристики. Характеристики компрессоров изображают в виде зависимости степени повышения давления и КПД от массовой или объемной подачи при различных частотах вращения. На характеристиках должны быть указаны начальные параметры газа $p_н$ и $T_н$. Недостатком размерных характеристик является их зависимость от начальных параметров газа.

Приведенные характеристики (рис. 5.27) не зависят от начальных параметров. В области автомодельности по числу Re они зависят только от показателя изоэнтропы газа и размеров данного компрессора. Приведенные характеристики определяются по следующим формулам:

$$\left.\begin{aligned} n_{пр} &= n\sqrt{\frac{z_{пр}}{z}\frac{T_{пр}}{T_н}\frac{R_{пр}}{R}};\\ u_{пр} &= u\sqrt{\frac{z_{пр}}{z}\frac{T_{пр}}{T_н}\frac{R_{пр}}{R}};\\ L_{a\,пр} &= L_a\frac{z_{пр}}{z}\frac{T_{пр}}{T_н}\frac{R_{пр}}{R};\\ \rho_{пр} &= \rho_н\frac{p_{пр}}{p_н}\frac{z}{z_{пр}}\frac{R}{R_{пр}}\frac{T_н}{T_{пр}}; \end{aligned}\right\} \quad (5.126)$$

$$\left.\begin{aligned} V_{пр} &= V\sqrt{\frac{z_{пр}}{z}\frac{T_{пр}}{T_н}\frac{R_{пр}}{R}};\\ G_{пр} &= G\frac{p_{пр}}{p_н}\sqrt{\frac{z}{z_{пр}}\frac{R}{R_{пр}}\frac{T_н}{T_{пр}}};\\ N_{пр} &= N\frac{p_{пр}}{p_н}\sqrt{\frac{z_{пр}}{z}\frac{T_{пр}}{T_н}\frac{R_{пр}}{R}}. \end{aligned}\right\} \quad (5.127)$$

Параметры приведения выбирают произвольно; обычно принимают $z_{пр} = 1$; $R_{пр} = 287$ Дж/(кг·К) (для воздуха); $T_{пр} = 293$ К.

Приведенные характеристики графически изображаются так же, как и обычные размерные. Их можно пересчитать для компрессоров, геометрически подобных данному, по формулам:

$$\left.\begin{aligned} n'_{пр}/n_{пр} &= d/d' = 1/\lambda;\\ V'_{пр}/V_{пр} &= G'_{пр}/G_{пр} =\\ &= N'_{пр}/N_{пр} = \lambda^2;\\ u'_{пр}/u_{пр} &= L'_{a\,пр}/L_{a\,пр} =\\ &= \varepsilon'_к/\varepsilon_к = 1, \end{aligned}\right\} \quad (5.128)$$

где d и d' — характерные размеры двух геометрически подобных компрессоров; λ — масштаб ($\lambda = d'/d$).

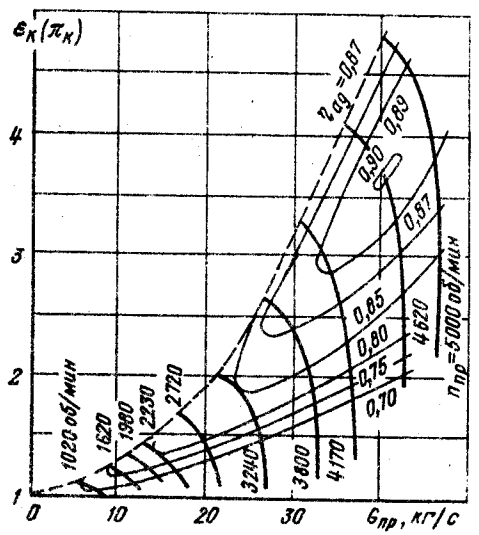


Рис. 5.27. Характеристики осевого компрессора (газотурбинной установки ГТ-700-5)

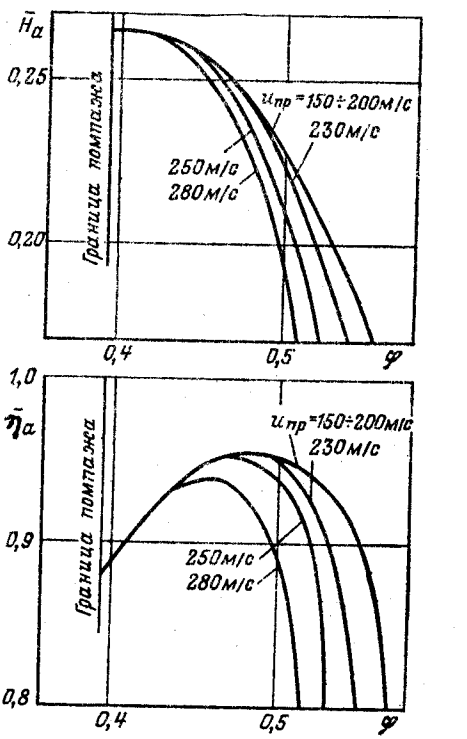


Рис. 5.28. Безразмерные характеристики ступени осевого компрессора со степенью реактивности $\Theta = 0{,}5$

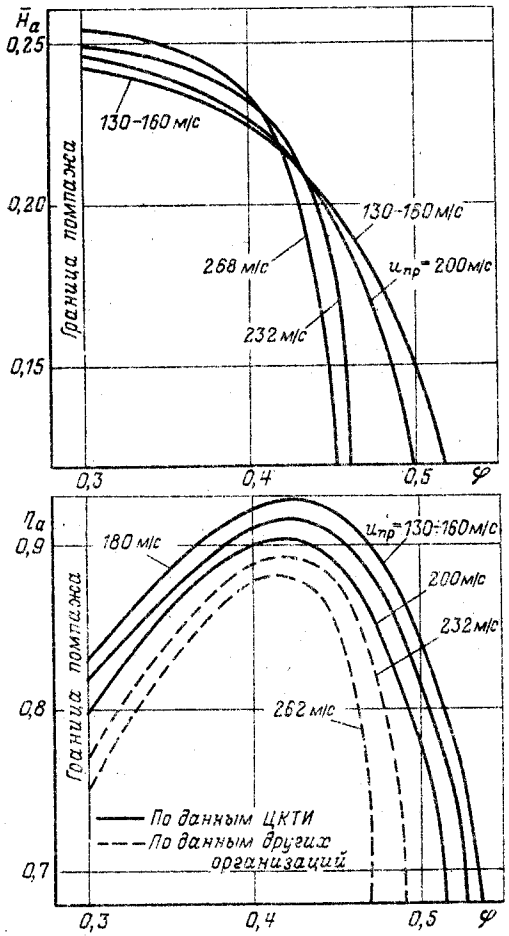


Рис. 5.29. Безразмерные характеристики ступени осевого компрессора со степенью реактивности $\Theta = 1{,}0$

Безразмерные характеристики. Безразмерные характеристики одинаковы для всех геометрически подобных компрессоров, если невелико влияние вязкости (числа Re) и компрессоры подают один и тот же газ или разные газы с близкими показателями изоэнтропы. Безразмерные характеристики компрессоров изображаются в виде серии кривых (рис. 5.28 и 5.29), так как в отличие от характеристик насосов и вентиляторов они являются трехпараметрическими. В качестве независимых параметров в случае осевых компрессоров принимают $\varphi = c_{1a}/u_в$ и $M_u = u_в/a_1$, а в качестве определяемых $\varepsilon_к$ или коэффициент изоэнтропного напора $\bar{H}_a = L_a/u_в^2$ и $\bar{\eta}_a$.

Характеристики ступеней удобнее изображать в виде зависимостей: $H_a = f_1(\varphi_1, u_{пр})$; $\eta_a = f_2(\varphi_1, u_{пр})$, как это показано на рис. 5.28 и 5.29.

5.3.6. РАСЧЕТ КОМПРЕССОРОВ ПО МЕТОДУ ПОДОБИЯ

В области автомодельности по числу Рейнольдса ($Re \geqslant 2 \cdot 10^5$ и $M < M_{кр}$) для расчета компрессоров по методу подобия на характеристиках модельного компрессора выбирается режим работы, соответствующий заданной степени повышения давления $\varepsilon_{к.м} = \varepsilon_к$ в области наибольших КПД. Этому режиму соответствуют определенные значения $G_{пр.м}$ и $n_{пр.м}$.

Масштаб моделирования

$$\lambda = d/d_м = \sqrt{G_{пр}/G_{пр.м}}. \quad (5.129)$$

Частота вращения

$$n_{пр} = n_{пр.м}/\lambda. \quad (5.130)$$

В случае необходимости изменения $n_{пр}$ можно выбрать другой режим работы модельного компрессора при условии, чтобы $\varepsilon_{к.м} = \varepsilon_к$ и точка лежала в области высоких значений КПД.

Пересчет характеристик неохлаждаемых компрессоров при изменении частоты вращения. Приближенный пересчет характеристик возможен лишь при условии сохранения подобия треугольников скоростей в среднем характерном сечении компрессора (предполагается, что возникающие при этом искажения треугольников скоростей в первых и последних ступенях взаимно компенсируются). Он осуществляется по формулам:

$$n_{пр}/n_{пр\,0} = k_1/k_{10};$$
$$G_{пр}/G_{пр\,0} = n_{пр}/n_{пр\,0}\,(k_2/k_{20}), \quad (5.131)$$

где

$$k_1 = \sqrt{\varepsilon_к^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}; \qquad k_2 = \sqrt{\varepsilon_к^{1-\frac{\varkappa-1}{\varkappa\eta_п}}}. \quad (5.132)$$

Для определения k_1 и k_2 при $\varkappa = 1{,}4$ (воздух) можно пользоваться графиками, приведенными на рис. 5.30.

На характеристике компрессора при исходной приведенной частоте вращения $n_{пр\,0}$ выбирают несколько точек и находят в каждой из них значения $G_{пр\,0}$, $\varepsilon_{к0}$, η_{a0}. По $\varepsilon_{к0}$ и рис. 5.30 находят k_{10} и k_{20}. Зная приведенную частоту вращения $n_{пр}$, на которую пересчитываются характеристики, по формуле (5.131) определяют значения коэффициента k_1 в соответствующих точках новой характеристики. Затем по нижнему графику рис. 5.30 находят соответствующие значения $\varepsilon_к$, а по ним и верхнему графику — k_2. Далее по формуле (5.131) вычисляют приведенный расход газа $G_{пр}$ в соответствующих точках характеристик. Построив полученные точки в координатах и соединив их плавной кривой, получают новую характеристику компрессора при $n_{пр}$.

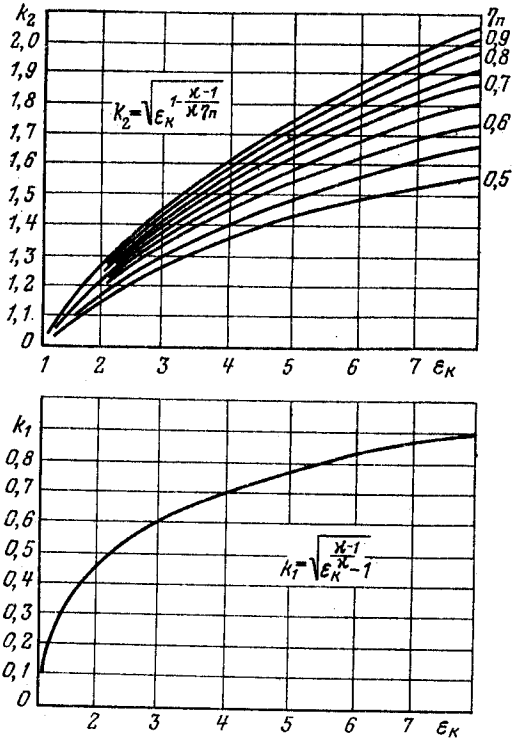


Рис. 5.30. Вспомогательные коэффициенты k_1 и k_2 для пересчета характеристик компрессора (при изменении приведенной частоты вращения) в зависимости от $\varepsilon_к$ и $\eta_а$ ($\varkappa = 1{,}4$)

Пересчет характеристик неохлаждаемых компрессоров при изменении показателя изоэнтропы газа. Точный пересчет характеристик при изменении показателя изоэнтропы невозможен, а приближенный можно выполнить в предположении, что сохранится подобие треугольников скоростей первой и последней ступеней. Пересчет производится по формулам:

$$u_{пр}/u_{пр\,0} = k_1/k_{10};\quad G_{пр}/G_{пр\,0} = k_1/k_{10},\qquad (5.133)$$

$$\varepsilon_к = \varepsilon_{к0}^m,$$

где

$$m = \frac{1-(\varkappa_0-1)/\varkappa_0\eta_п}{1-(\varkappa-1)/\varkappa\eta_п}.$$

Зависимость между $\varepsilon_к$ и $\varepsilon_{к0}$, выраженная формулой (5.133), представлена на рис. 5.31. Порядок расчета следующий. По $\varepsilon_к$, вероятному значению $\eta_п$ и графику рис. 5.31 находят $\varepsilon_{к0}$. Затем по $\varepsilon_к$ и $\varepsilon_{к0}$ и графикам рис. 5.30 определяют k_1 и k_{10} для $\varkappa_0 = 1{,}4$, а по формуле (5.131) вычисляют расход $G_{пр\,0}$ и $n_{пр\,0}$.

Используя эту методику, можно построить характеристику компрессора при

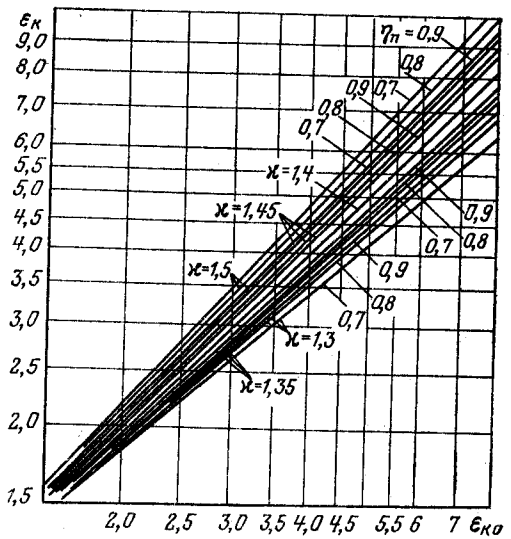


Рис. 5.31. Зависимость между $\varepsilon_к$ и $\varepsilon_{к0}$ при различных значениях $\varkappa$ и $\eta_п$

подаче газа с показателем изоэнтропы $\varkappa$ и частотой вращения $n_{пр}$ по известной характеристике компрессора с показателем изоэнтропы $\varkappa_0$ и частотой вращения $n_{пр\,0}$. Для этого на исходной характеристике выбирают несколько точек с параметрами $G_{пр\,0}$, $\varepsilon_{к0}$ и $\eta_{п0}$, вычисляют соответствующие значения $G_{пр}$, $\varepsilon_к$ и $n_{пр}$, а затем производят пересчет на требуемую приведенную частоту вращения. Однако сначала необходимо построить для заданного значения показателя вспомогательные графики, аналогичные изображенным на рис. 5.30.

Построение суммарных характеристик компрессоров с промежуточным охлаждением газа. При построении суммарных характеристик по оси абсцисс откладывают значения относительного приведенного расхода газа $\bar{G}_{пр}$:

$$\bar{G}_{пр} = G_{пр}/G_{пр.р}$$

(индекс «р» здесь и далее относится к расчетному режиму работы). Характеристики компрессоров низкого (КНД) и высокого (КВД) давлений задаются графически (рис. 5.32). Для КНД должна быть также известна кривая КПД.

На расчетном режиме работы ($\bar{G}_{пр1} = \bar{G}_{пр2} = 1$) режимы работы компрессоров определяются точками A_1 и A_2, а общая степень повышения давления (точка A)

$$\varepsilon_к = \lambda\varepsilon_{к\,1}\varepsilon_{к2}\ (\lambda \approx 0{,}99).\qquad (5.134)$$

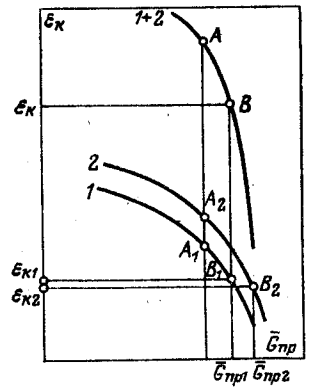


Рис. 5.32. К построению суммарных характеристик компрессора с промежуточным охлаждением газа

При относительном приведенном расходе газа через КНД режим его работы определяется точкой B_1 (рис. 5.32), а КВД — точкой B_2, для которой

$$\bar{G}_{пр} = G_{пр1}\frac{\varepsilon_{1р}}{\varepsilon_1}\sqrt{\frac{T_{н2}}{T_{н2р}}}, \qquad (5.135)$$

где $T_{н2}$ — температура газа перед КВД.

При отсутствии охлаждения

$$T_{н2} = T_{к1} = T_{н1}\left(1 + \frac{\varepsilon_{к1}^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\eta_{a1}}\right). \qquad (5.136)$$

При наличии охлаждения $T_{н2}$ определяется приближенно в предположении постоянства степени охлаждения в холодильниках

$$T_{н2} \approx T_{к1} - \sigma\,(T_{к1} - T_{в1}), \qquad (5.137)$$

где

$$\sigma = (T_{к1р} - T_{н2р})/(T_{к1р} - T_{в1}); \qquad (5.138)$$

$T_{в1}$ — температура охлаждающей воды перед холодильником; $T_{к1}$ определяется по формуле (5.136).

Общая степень повышения давления $\varepsilon_к$ определяется по (5.134), но при этом $\varepsilon_{к1}$ и $\varepsilon_{к2}$ находят соответственно в точках B_1 и B_2. Совместный режим работы определяется точкой B, соответствующей $\bar{G}_{пр1}$ и $\varepsilon_к$.

Расчет компрессоров с помощью безразмерных характеристик модельных ступеней. Компрессор выполняют из ступеней, геометрически подобных модельным ступеням во всех элементах, за исключением высоты лопастей. Каждая последующая ступень компрессора образуется из предыдущей посредством корневой или периферийной подрезки лопастей. Модельные ступени обычно выполняют с малым втулочным отношением ($\nu_м = 0{,}5 \div 0{,}6$), в то время как натурные ступени имеют более высокие значения ν. Пользуясь безразмерными характеристиками модели, можно определить число ступеней компрессора, параметры потока за ступенями, размеры машины и характеристики.

Для увеличения точности расчета желательно иметь характеристики модели для нескольких значений $\nu = d_{вт}/d_в$ и определять характеристики моделей по данным испытаний ступеней в составе компрессоров.

Окружная скорость $u_{в1}$ определяется по формуле (5.120). Коэффициент подачи φ_1 вычисляется: при корневой подрезке $\varphi_1 = \varphi_м$; при периферийной подрезке $\varphi_1 = \varphi_м(\nu_i/\nu_м)$.

При подрезке снизу проектируемая ступень имеет редкую решетку, составленную из слабоизогнутых профилей. Такая решетка имеет небольшие потери на расчетном режиме, но более чувствительна к изменению углов атаки. Малая жесткость профиля приводит к увеличению напряжений от изгибающих моментов.

При верхней подрезке ступень имеет густую решетку с сильноизогнутыми профилями. Решетка имеет более высокие профильные потери, но менее чувствительна к углам атаки.

Ступени компрессора выгодно разбивать на группы, каждая из которых создается на базе одной и той же модельной ступени.

Коэффициент подачи $\varphi_м$ выбирается по характеристикам модели, аналогичным изображенным на рис. 5.28 и 5.29; по $\varphi_м$ и $u_{пр}$ находятся $H_{а.\,м}$ и $\eta_{а.\,м}$.

При неполном аэродинамическом и геометрическом подобии ступеней отклонение коэффициента напора проектируемой ступени от коэффициента напора модельной ступени учитывается введением системы поправочных коэффициентов. Аналогичной системой поправочных коэффициентов учитывается отклонение в значении КПД ступени.

Коэффициент изоэнтропного напора натурной ступени и КПД вычисляют по формулам:

$$\bar{H}_a = \bar{H}_{а.\,м} k_{вн} k_V A; \qquad (5.139)$$

$$\eta_a = \eta_{а.\,м} k_{в\eta}, \qquad (5.140)$$

где $A = (\nu/\nu_м)^2$ при верхней подрезке; $A = 1$ — при нижней.

Коэффициенты $k_{вн}$ и $k_{в\eta}$, учитывающие взаимное влияние ступеней, находятся по графикам рис. 5.33, где $\varphi_{1р}$ — коэффициент подачи на расчетном режиме работы. Коэффициент k_V учитывает влияние неравномерности распределения работы по высоте лопастей; на рис. 5.34 даны опытные зависимости по данным ЦКТИ для k_V при верхней и нижней подрезке ступеней со степенью реактивности 50 и 100 %. По оси

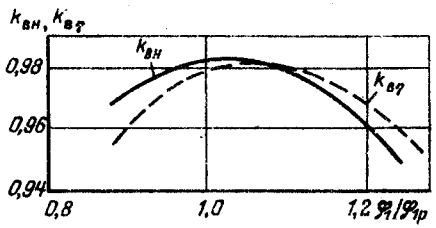


Рис. 5.33. Зависимость коэффициентов взаимного влияния $k_{вн}$ и $k_{вη}$ от отношения $\varphi_1/\varphi_{1р}$ (по данным ЦКТИ)

абсцисс отложен параметр

$$\overline{\Delta r} = (l_{исх} - l)/r_{в.\,исх},$$

где $l_{исх}$ — высота лопастей до подрезки; l — высота лопастей после подрезки (предполагается, что $l \geqslant 40$ мм); $r_{в.\,исх}$ — исходный радиус до подрезки.

Изложенный метод расчета разработан в ЦКТИ [4] для случая $M < M_{кр}$ и $\mathrm{Re} \geqslant 2 \cdot 10^5$, причем для более точного определения H_a и η_a необходимо учитывать еще ряд коэффициентов, отражающих влияние разницы или несоответствия радиальных и осевых зазоров, а также изменения относительных удлинений лопастей.

Параметры газа за ступенью (на среднем квадратичном диаметре $d_ε$) определяют по формулам:

$$L_a = \overline{H}_a u_{1в}^2; \quad L_т = 1/\eta_a L_a; \qquad (5.141)$$

$$T_3^* = T_1^* + \frac{L_т}{c_p}; \quad T_{3a}^* = T_1^* + \frac{L_a}{c_p}; \qquad (5.142)$$

$$p_3^* = p_1^* \left(T_{3a}^*/T_1^*\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}. \qquad (5.143)$$

Окружные проекции (на расчетном режиме):

$$\left.\begin{aligned} c_{2u} &= \left[1 - \Theta + \frac{1}{2}\left(\frac{d_в}{d_c}\right)^2 \frac{\overline{H}_a}{\eta_a}\right] u_c; \\ c_{1u} &= \left[1 - \Theta - \frac{1}{2}\left(\frac{d_в}{d_c}\right)^2 \frac{\overline{H}_a}{\eta_a}\right] u_c; \\ c_{3u} &\approx c_{1u}, \end{aligned}\right\} \qquad (5.144)$$

где Θ — степень реактивности.

Параметры газа за ступенью:

$$\left.\begin{aligned} c_3^2 &= c_{3a}^2 + c_{3u}^2; \quad c_{3u} \approx c_{1u}; \\ T_3 &= T_3^* - \frac{c_3^2}{2c_p}; \\ p_3 &= p_3^* \left(T_3/T_3^*\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}; \\ \rho_3 &= \frac{p_3}{zRT_3}. \end{aligned}\right\} \qquad (5.145)$$

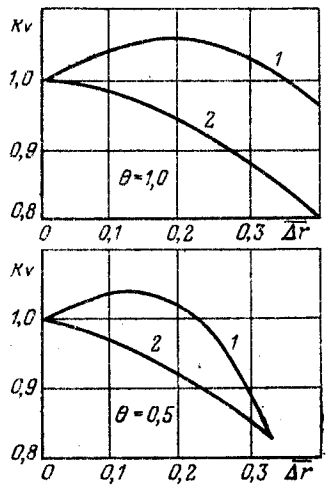


Рис. 5.34. Зависимость коэффициента k_V, учитывающего неравномерность распределения работы на высоте лопастей, от параметра $\Delta\bar{r}$:

1 — нижняя подрезка; *2* — верхняя подрезка

Диаметр концов направляющих лопаток на выходе из ступени:

$$d_{3в}^2 = d_{3вт}^2 + \frac{4G}{\pi \rho_3 c_{3a}}. \qquad (5.146)$$

В зависимости от принятой схемы выполнения проточной части компрессора находят наружный или внутренний диаметр ступени и определяют высоты лопастей.

Аналогично находят параметры за второй и последующими ступенями, а по ним определяют высоты лопаток.

Расчет характеристик компрессоров. Расчетный метод получения характеристик компрессора является весьма трудной задачей, поскольку закономерности течения воздуха и характеры изменения потерь на нерасчетных режимах очень сложны.

Наиболее надежным является метод расчета характеристик компрессора путем суммирования характеристик отдельных ступеней с учетом искажения их на нерасчетных режимах. Погрешность этого метода увеличивается по мере отклонения режима от расчетного.

Расчет сводится к определению параметров газа последовательно за каждой ступенью и за компрессором. Выбранный закон распределения φ по ступеням может существенно сказаться на размере области оптимальных КПД, а также на запасе устойчивости, т. е. удаленности зоны максимального КПД от границы помпажа.

Сохранение коэффициента φ постоянным вдоль проточной части и равным $\varphi_{опт}$

обеспечивает достаточно высокий КПД в диапазоне $(0{,}8 \div 1{,}0)\,u_н$. Для случая снижения φ от первой к последней ступени при $\varphi = \varphi_{опт}$ в средних ступенях характерно существенное расширение области устойчивой работы при окружных скоростях меньше расчетных.

5.4. СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

5.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ УСТРОЙСТВ

Под *струйными* принято понимать аппараты, в которых происходит обмен энергией двух потоков разных давлений с образованием смешанного потока с промежуточным давлением. В пароводяных аппаратах (часто называемых *термонасосами*), в которых смешение сред происходит при значительных фазовых переходах, давление смешанного потока может превышать давление рабочей среды.

Существенной особенностью струйных аппаратов в отличие от насосов других типов является отсутствие движущихся деталей, а следовательно, систем уплотнения и смазки.

Принципиальная схема струйного аппарата и характер изменения давлений вдоль его оси показаны на рис. 5.35. Рабочая среда (газ, жидкость или двухфазная среда) подводится к соплу A с начальными параметрами $p_р$, $G_р$, $t_р$, $w_р$. Давление в сопле снижается до значения $p_{р1} = p_н$, а скорость возрастает от $w_р$ до $w_{р1}$. Рабочая среда, выходящая из сопла в приемную камеру B, подсасывает инжектируемую среду с параметрами $p_н$, $G_н$, $t_н$. За соплом на входе в камеру смещения C поток имеет большую неравномерность распределения скоростей по радиусу. В камере смешения происходит выравнивание эпюры скоростей и повышение статического давления. Протяженность и местоположение зоны повышения давления изменяется в зависимости от типа аппарата и режима его работы. Далее поток поступает в диффузор $Д$, где давление его растет от $p_з$ до $p_с$, а скорость падает от $w_з$ до $w_с$.

В табл. 5.12 приведена наиболее распространенная классификация струйных аппаратов, базирующаяся на учете агрегатного состояния рабочего и инжектируемого потоков, степени сжатия $p_с/p_н$, степени расширения $p_р/p_н$ и интенсивности фазовых переходов [16].

Расчет струйных аппаратов базируется на использовании трех основных законов сохранения:

энергии

$$h_р + u h_н = (1 + u)\, h_с, \qquad (5.147)$$

где $h_р$, $h_н$, $h_с$ — энтальпии рабочего, инжектируемого и смешанного потоков, кДж/кг; $u = G_н/G_р$ — коэффициент инжекции;

массы

$$G_с = G_р + G_н, \qquad (5.148)$$

где $G_р$, $G_н$, $G_с$ — массовые расходы рабочего, инжектируемого и смешанного потоков, кг/с:

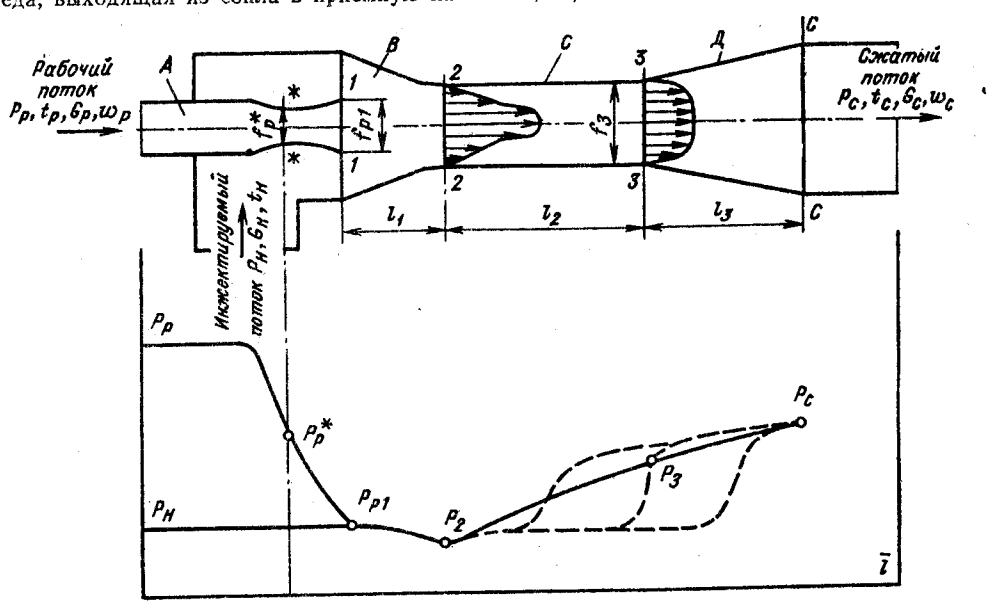


Рис. 5.35. Принципиальная схема струйного аппарата

Таблица 5.12. **Классификация струйных аппаратов**

Название группы аппаратов	Состояние взаимодействующих сред	Свойства взаимодействующих сред	Степень сжатия	Название аппаратов
Равнофазные	Агрегатное состояние сред одинаковое	Упругие среды	1,2—2,5	Газо(паро)струйные компрессоры
			2,5	Газо(паро)струйные эжекторы
			1,2	Газо(паро)струйные эжекторы
		Неупругие среды	Любая	Струйные насосы
Разнофазные	Агрегатное состояние сред неодинаковое	Рабочая — упругая, инжектируемая — неупругая	Любая	Струйные аппараты для пневмотранспорта
		Рабочая — неупругая, инжектируемая — упругая	Любая	Водовоздушные эжекторы
		Рабочая и инжектируемая — неупругие	Любая	Струйные аппараты для гидротранспорта
Изменяющейся фазности	Агрегатное состояние одной из сред изменяющееся	Рабочая — упругая, инжектируемая — неупругая	Любая	Пароводяные эжекторы, термонасосы
		Рабочая — неупругая, инжектируемая — упругая	Любая	Пароводяные смешивающие

импульсов

$$G_р w_{р1} + G_н w_{н1} - (G_р + G_н) w_з = \\ = p_з F_з + \int_{F_з}^{F_1} p\, df - (p_{р1} F_{р1} + p_{н1} F_{н1}), \quad (5.149)$$

где $w_{р1}$, $w_{н1}$, $w_з$ — скорости рабочего, инжектируемого и смешанного потоков, м/с; $p_{р1}$, $p_{н1}$, $p_з$ — статические давления, Па; $F_{р1}$, $F_{н1}$, $F_з$ — площади сечений, м^2.

Совершенство струйных аппаратов определяется значением КПД, представляющего собой отношение эксергии, полученной инжектируемым потоком, к эксергии, затраченной рабочим потоком [16]:

$$\eta = \frac{u\,(e_с - e_н)}{e_р - e_с}, \quad (5.150)$$

где $e_р$, $e_н$, $e_с$ — удельные эксергии, кДж/кг, рабочего инжектируемого и сжатого потоков, определяемые по формуле

$$e = h_0 - h_{о.с} - T_{о.с}(S_0 - S_{о.с}); \quad (5.151)$$

здесь h_0, S_0 — энтальпия и энтропия рабочего тела в изоэнтропно заторможенном состоянии; $h_{о.с}$, $S_{о.с}$ — энтальпия и энтропия рабочего тела в состоянии равновесия с окружающей средой; $T_{о.с}$ — температура окружающей среды.

С учетом (5.151) выражение для КПД струйного аппарата принимает вид:

$$\eta = \frac{u\,[h_с - h_н - T_{о.с}(S_с - S_н)]}{h_р - h_с - T_{о.с}(S_р - S_с)}. \quad (5.152)$$

Важнейшими показателями работы струйных аппаратов при заданных параметрах рабочей и инжектируемой сред являются: массовый ($u = G_н/G_р$) или объемный ($u_0 = V_н/V_р$) коэффициент инжекции, степень сжатия ($p_с/p_н$).

Основные геометрические размеры: отношение площадей сечений камеры смешения и сопла $\left(f_р/S_р^*\right.$ или $\left.f_з/f_{р1}\right)$ и относительные длины $\bar{l}_1$, $\bar{l}_2$, $\bar{l}_3$ (см. рис. 5.35).

Для обеспечения требуемых параметров струйные аппараты могут включаться последовательно или параллельно.

5.4.2. ПАРОСТРУЙНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ (ЭП)

Помимо перечисленных выше показателей, характеризующих работу струйных аппаратов, ЭП оцениваются соотношением $V_с/G_р$ при $p_н = \text{const}$ (где $V_с$ — объемный расход смеси), $f_з/f_р^*$, большим значениям которого соответствуют большие значения u и малые $p_с/p_н$ и наоборот (рис. 5.36). Основные режимные параметры (давление и

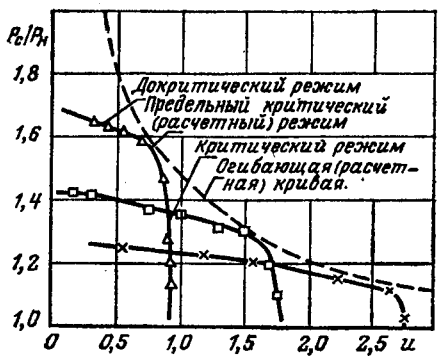


Рис. 5.36. Принцип построения расчетной характеристики по экспериментальным зависимостям $p_c/p_н = f(u)$:
$\Delta - f_3/f_{p^*} = 7{,}6$; $\square - f_3/f_{p^*} = 14{,}2$; $\times - f_3/f_{p^*} = 21{,}6$

температура) влияют на рабочие показатели следующим образом. Увеличение $p_р$ приводит к росту $p_c/p_н$ и u и наоборот. Изменение температуры одного из потоков T приводит к изменению расхода этого же потока обратно пропорционально $\sqrt{T}$, не влияя на другой поток.

Различают *предельные* (критические) и *допредельные* (докритические) режимы работы ЭП (рис. 5.36). Изменение p_c оказывает влияние на $p_н$ и u лишь при допредельных режимах. В зависимости от геометрических и режимных параметров различают три предельных режима. Первый соответствует получению критической скорости эжектируемого потока непосредственно на входе в камеру смешения, второй — в каком-либо промежуточном ее сечении, а третий — достижению критической скорости смешанного потока.

Рабочим режимом основных ЭП паротурбинных установок считается предельный режим, а наиболее экономичным — предельный критический. Переход на допредельный (перегрузочный) режим приводит к резкому увеличению давления в приемной камере (рис. 5.37, *а*, кривая *I*), а следовательно, и в конденсаторе, что недопустимо по условиям работы турбины. Для обеспечения надежной работы турбины при внезапном увеличении присосов воздуха против номинального значения производительность ЭП выбирают с 3—5-кратным запасом по отношению к номинальному значению.

Расчет ЭП производится с использованием уравнений сохранения, на базе которых создан ряд методик. Наиболее распространена методика расчета аппаратов с цилиндрической и конической камерами смешения [3, 16].

Обычно решаются две задачи: нахождение по известным входным параметрам достижимого противодавления или при заданном p_c достижимого u. После этого определяются режимные параметры и геометрические размеры ЭП. Для многоступенчатых аппаратов ведется поступенчатый расчет, начинающийся с расчета первой ступени.

Степень сжатия в одноступенчатом ЭП обычно не превышает пяти. Поэтому для достижения больших степеней сжатия при-

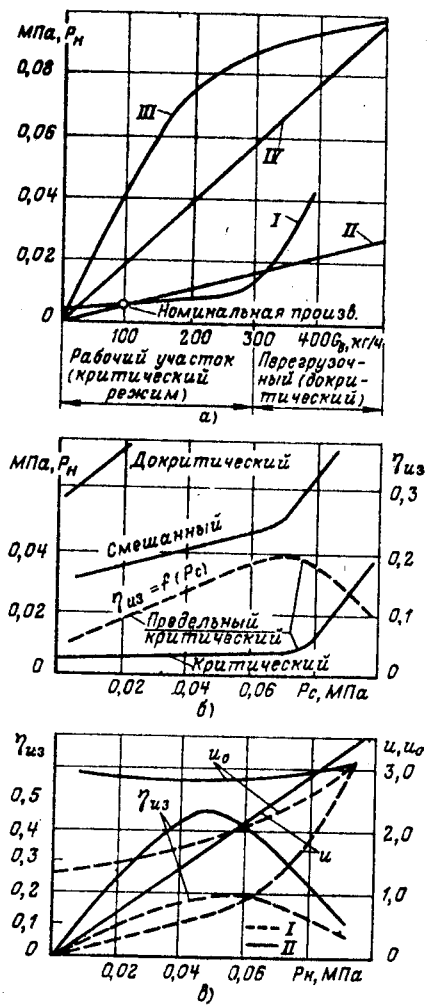


Рис. 5.37. Характеристики струйных аппаратов:

а — рабочие характеристики $p_н = f(G_в)$ ЭП (*I*), ЭВУ (II—IV) при одинаковой затраченной энергии рабочей среды; *б* — зависимости $p_н = f(p_c)$ и $\eta_{из} = f(p_c)$ для различных режимов работы ЭВУ; *в* — зависимости u_0, u, $\eta_{из} = f(p_н)$ для ЭВК (*I*) и ЭВУ (*II*) при одинаковых затратах энергии рабочей среды

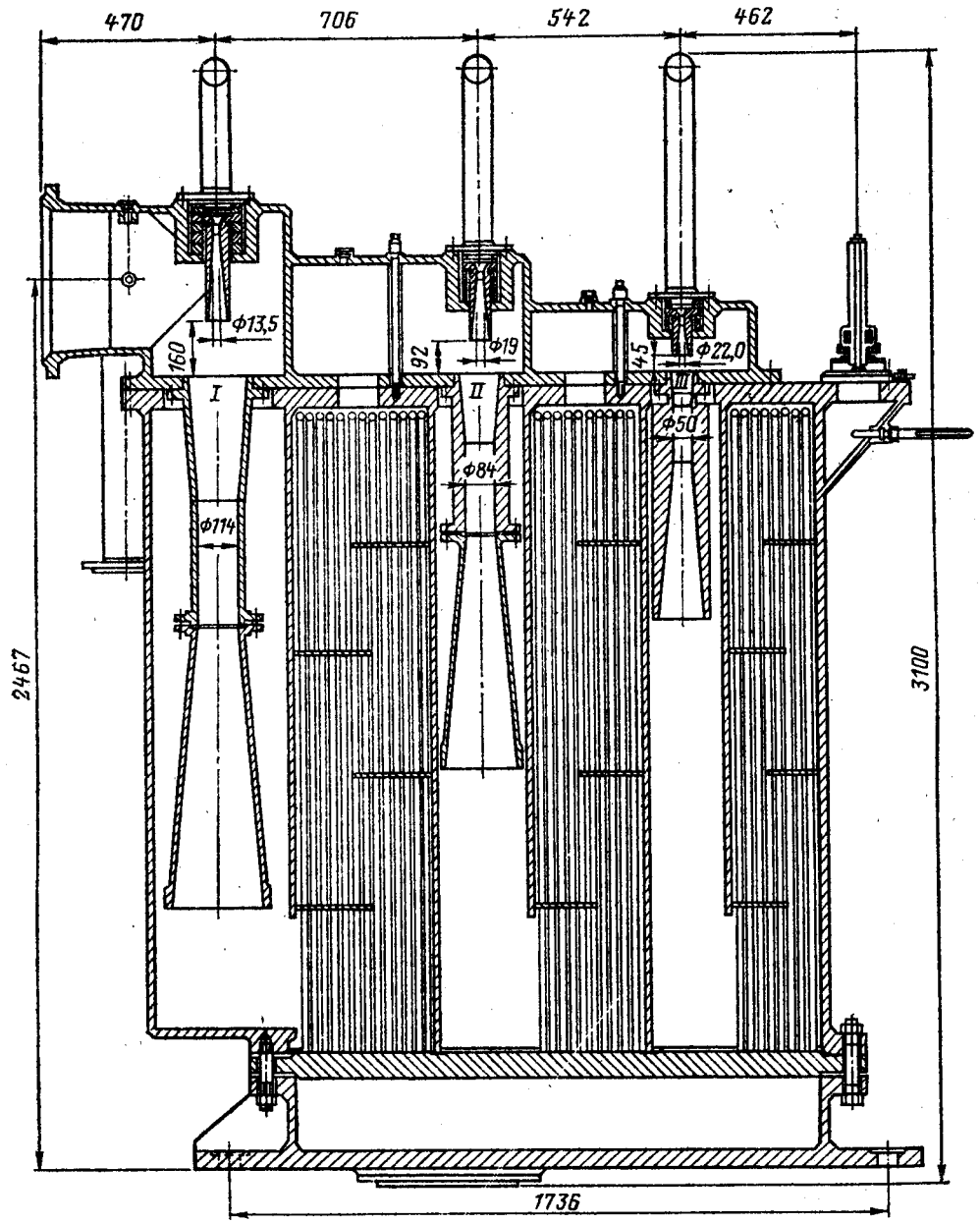


Рис. 5.38. Эжектор пароструйного типа ЭП-3-150

ходится выполнять ЭП из нескольких последовательно включенных ступеней (рис. 5.38). Чтобы вторая и последующие ступени дополнительно не догружались отработавшим в предыдущих ступенях паром, его конденсируют в поверхностных холодильниках эжектора, число которых обычно соответствует числу ступеней сжатия. В результате поступающая в последующие ступени паровоздушная смесь содержит очень мало пара, а холодильники эжекторов являются предвключенными ступенями регенеративного подогрева основного конденсата. Выброс паровоздушной смеси на ТЭС и двухконтурных АЭС производится непосредственно в атмосферу.

Таблица 5.13. **Пароструйные эжекторы**

Тип эжектора	Завод-изготовитель	№ ступени	Производительность на сухом воздухе $G_в$, кг/ч	Давление перед I ступенью при эжектировании сухого воздуха $p_н$, кПа	Давление/температура пара перед соплами $p_р/t_р$, МПа/°С	Расход рабочего пара $G_р$, кг/ч	Объемная производительность на паровоздушной смеси $V_н$, м³/ч	Диаметр критического сечения сопла $d_р$, мм	Диаметр цилиндрического участка камеры смещения $d_з$, мм	Поверхность холодильника F, м²	Расход охлаждающей воды $G_{охл}$, т/ч	Масса, кг
ЭПО-3-75	ПО «Турбоатом»	I II III	110 при $t_{охл} = 36$ °С	5,0	0,51/160	171 325 516	3 840	9,0 12,4 15,6	73,0 55,2 35,0	14,0 9,63 7,55	165 165 165	2 570
ЭПО-3-150	То же	I II III	180 при $t_{охл} = 20$ °С	3,5	0,51/160	385 804 945	4 960	13,5 19,5 22,0	114 84 50	40,0 30 20	221,5 166,5 112,0	—
ЭП-3-100/300	То же	I II III	350 при $t_{охл} = 30$ °С	2,5	0,51/160	1 700 1 075 1 270	13 750	28,5 22,5 24,5	147 95 55	30 13,3	149,1 77,9	4 730
ЭП-3-55/150	То же	I II III	240 при $t_{охл} = 25$ °С	3,1	0,51/160	1 225 1 390 932	11 200	24,0 25,6 21,8	170 96 52	49,1 35,7 24,5	283 206 141	9 310
ЭПО-3-220	То же	I II III	310 при $t_{охл} = 4$ °С	4,0	0,82/170	840 840 1 360	7 675	16,0 16,0 20,3	133 75 58	49,1 35,7 24,5	283 206 141	—
ЭП-2-400	ПОТ ЛМЗ	I II	55	3,6	1,60/400	200 200	1 500	7,0 7,0	50 26	10,9 5,4	40 40	—
ЭП-3-600	То же	I II III	70	2,5	1,33/400	200 200 200	3 000	6,8 6,8 6,8	92 46 22	14,3 8,4 5,1	75 46 29	1 830
ЭПО-3-135	То же	I II III	125 при $t_{охл} = 25$ °С	5,0	0,51/155	296 296 258	4 230	12,0 12,0 10,4	67 43 28	15,3 17,9 17,9	193 133 133	—
ЭПО-3-200	То же	I + I II II	210 при $t_{охл} = 25$ °С	5,0	0,51/155	296 296 296	—	8,5 12,0 12,0	47,5 47,5 33,5	20 10 10	120 60 60	4 000

В паре одноконтурных АЭС содержится гремучий газ, образующийся вследствие радиолитического разложения воды в реакторе. Его содержание по тракту эжектора должно быть меньше нижнего предела взрываемости. Для этого, во-первых, необходимо соответствующим образом регулировать количество конденсирующегося в холодильниках пара, а во-вторых, повышать его давление несколько выше атмосферного (на 0,02—0,03 кПа), чтобы преодолеть гидравлическое сопротивление установки. С этой целью некоторые ЭП выполняются без теплообменника последней ступени.

Параллельная схема включения иногда используется в системе отсоса паровоздушной смеси из концевых уплотнений мощных турбин АЭС, где при небольших (1,15—1,5) степенях сжатия расходы удаляемой среды доходят до 2000 кг/ч и выше. ЭП уплотнений также снабжаются теплообменниками, но основная задача их при этом (как и в ряде других случаев) — утилизация теплоты паровоздушной смеси.

Пусковые эжекторы с учетом непродолжительности их работы нередко выполняются без теплообменников.

В табл. 5.13 приведены данные серийно выпускаемых отечественной промышленностью ЭП. Маркировка аппаратов означает: ЭП — эжектор пароструйный; с 1975 г. добавляется буква О, означающая «основной»; первая цифра — число ступеней; вторая — максимальная производительность по сухому воздуху, кг/ч (в случае сдвоенных последних цифр — максимальная производительность по неконденсирующимся газам для одноконтурных АЭС). Для аппаратов ПО ЛМЗ вторая цифра — расход рабочего пара, кг/ч.

5.4.3. ВОДОВОЗДУШНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ (ЭВ)

Под воздушными эжекторами понимают струйные аппараты, использующие в качестве рабочей среды воду (жидкость), а эжектируемой — воздух, пар и другие газы.

Для оценки показателей работы ЭВ, помимо названных в п. 5.4.2, используются:

объемная производительность эжектора $V_н$, м³/ч, определяемая из выражения

$$V_н = R_в G_в \frac{t_р + 273}{p_н - p''_п}, \qquad (5.153)$$

где $p''_п$ — давление насыщенного пара, соответствующее температуре рабочей воды $t_р$, Па; $G_в$ и $R_в$ — расход и газовая постоянная воздуха;

изотермический КПД

$$\eta_{из} = \frac{u p_в R_в T \ln p_c/p_н}{p_р - p_c}, \qquad (5.154)$$

где T — температура рабочей среды.

Наиболее распространенные виды ЭВ имеют сравнительно короткие камеры смешения. В последнее время появился новый тип эжектора — ЭВУ, т. е. эжектор с удлиненной цилиндрической камерой смешения, имеющий в 1,5—2 раза бо́льшие значения КПД и u_0 по сравнению с традиционным, называемым теперь эжектором с короткой камерой смешения (ЭВК) — см. рис. 5.38. ЭВК работают обычно в докритическом режиме. Сжатие смеси осуществляется главным образом в диффузоре. При работе с характерными для эжекторов конденсаторов турбин условиями $p_c \approx$ $\approx 0{,}098$ МПа и степенями сжатия $p_c/p_н =$ $= 20 \div 35$ — рабочая характеристика ЭВК $p_н = f(G_в)$ идет круто вверх и лишь при $p_c/p_н < 1{,}3$ становится более пологой (рис. 5.37, *а*, кривая *III*), что свидетельствует о повышении u_0.

В ЭВУ создаются условия, при которых на выходе из камеры смешения водовоздушная смесь приобретает свойства, близкие к гомогенным средам, в которых скорость звука существенно снижается. Поэтому при докритических рабочем и эжектируемом потоках в ЭВУ может наблюдаться запирание камеры смешения, аналогичное третьему предельному режиму в ЭП. При отсутствии запирания камеры смешения режим будет докритическим. В определенных условиях из-за значительной неравновесности газожидкостного потока может иметь место неполное запирание, которое приводит к появлению некоторой, хотя и существенно меньшей, чем при допредельном режиме, зависимости $p_н$ от p_c. Такой режим называется *смешанным*.

Наиболее эффективными (максимальный $\eta_{из}$) для ЭВУ являются предельный критический режим (см. рис. 5.36 и 5.37, *б*), а также непосредственно к нему примыкающие критические и докритические режимы. Для вакуумных ЭВУ, как и для ЭП, предпочтительными являются примыкающие к предельному критические и смешанные режимы, обеспечивающие устойчивую работу ЭВУ при возможной нестабильности входных или выходных параметров.

Рабочая характеристика ЭВУ практически линейна во всем диапазоне $p_н$ (см. рис. 5.37, *а*, кривые *II* и *IV*). Это обеспечивает надежную работу турбины практически при любых присосах воздуха, исключает необходимость установки пусковых эжекторов, снижает необходимый запас по производительности против номинального до 1,5—2,0.

В расчетах ЭВ конденсационных установок часто используется параметр u_0, позволяющий оценить эффективность ЭВУ по одной известной точке во всем диапазоне его рабочей характеристики, а также используя u и $\eta_{из}$. Принципиальный характер изменения u_0, u_1 и $\eta_{из}$ для рабочих

характеристик ЭВК (пунктирные кривые *I*) и ЭВУ (сплошные кривые *II*) показан на рис. 5.37, *в*. Более подробно режимы работы ЭВ рассматриваются в [6, 7].

Поскольку в последние годы почти все ЭВК на ТЭС заменяются на ЭВУ, ниже приводится инженерный метод расчета лишь ЭВУ, предложенный ВТИ [6] и справедливый в диапазоне $p_р = 0{,}25 \div 1{,}4$ МПа, $p_с = 0{,}08 \div 0{,}12$ МПа. Методики расчета ЭВК изложены в [3]. Порядок расчета ЭВУ при неизвестном u_0 (или u).

1. По заданному $G_в$ (кг/с, кг/ч) определяется объемный расход эжектируемого воздуха по (5.153).

2. Оптимальные геометрические размеры $f_з/f_1$ и $l_з/d_з$ определяются из эмпирических соотношений:

для $p_н < 0{,}03$ МПа

$$(f_з/f_1)_{опт} = 0{,}9p_р/p_с + 1; \qquad (5.155)$$

для $p_н = 0{,}03 \div 0{,}1$ МПа

$$(f_з/f_1)_{опт} = 0{,}9p_р/p_с + 3{,}3p_н/p_с; \qquad (5.156)$$

$$l_{зопт} = 28\,(1 - 0{,}5p_н/p_с)\,d_з. \qquad (5.157)$$

Значение $l_{з\,опт}$ определяется после определения $d_з$.

3. Рабочий диапазон эжектора, МПа:

$$p_р^{мин} = 0{,}6p_с\,(f_з/f_1)_{опт}; \qquad (5.158)$$

$$p_р^{макс} = 1{,}5p_с\,(f_з/f_1)_{опт}. \qquad (5.159)$$

4. Объемный коэффициент эжекции:

для $p_н < 0{,}03$ МПа

$$u_0 = 0{,}72p_р/p_с; \qquad (5.160)$$

для $p_н = 0{,}03 \div 0{,}1$ МПа

$$u_0 = 0{,}72p_р/p_с + 2{,}64p_н/p_с - 0{,}8. \qquad (5.161)$$

5. Объемный расход рабочей воды, м³/ч,

$$V_р = V_н/u_0. \qquad (5.162)$$

6. Скорость истечения рабочей воды из сопла, м/с,

$$w_р = 44{,}6\varphi\sqrt{p_р - p_н}, \qquad (5.163)$$

где φ — коэффициент скорости, определяемый по [3, 5].

7. Диаметр сопла, м:

для одноканального эжектора

$$d_1 = \sqrt{V_р/0{,}785w_р} \qquad (5.164)$$

для многоканального эжектора (рис. 5.35) или многоструйного сопла

$$d_1^n = \sqrt{V_р/0{,}785w_р n}, \qquad (5.165)$$

где n — число сопл или отверстий в сопле.

8. Диаметр камеры смешения, м,

$$d_з = d_1\sqrt{(f_з/f_1)_{опт}}. \qquad (5.166)$$

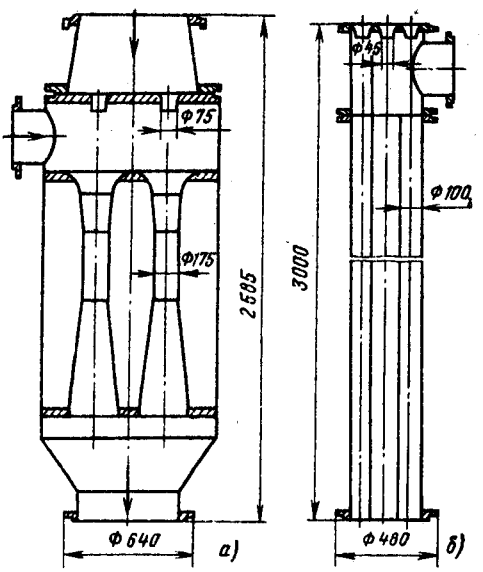


Рис. 5.39. Конструкции водоструйных эжекторов:
а — ЭВЧ-1400 ПОТ ЛМЗ $G_р = 1550$ м³/ч, $G_в = 70$ кг/ч, $V_н = 2300$ м³/ч, $u_0 = 1{,}485$; *б* — ЭВ7-1000 ВТИ $G_р = 1020$ м³/ч, $G_в = 90$ кг/ч, $V_н = 3550$ м³/ч, $u_0 = 3{,}48$, $p_р = 0{,}346$ МПа, $p_н = 3{,}46$ кПа, $p_с = 88{,}9$ кПа, $t_р = 12$ °С

9. Расстояние от выходного сечения сопла до камеры смешения, м,

$$l_2 = (2 \div 6)\,d_з. \qquad (5.167)$$

При отсасывании неконденсирующихся газов l_2 может быть меньше. Диаметр сливной трубы $d_с$ рекомендуется выбирать из условия

$$d_с \geqslant 1{,}2d_з. \qquad (5.168)$$

Принципиально ЭВ содержит все элементы, присущие ЭП. Поскольку степень сжатия в ЭВ может равняться нескольким десяткам, то для обеспечения работы основных ЭВ конденсаторов турбин достаточно одной ступени сжатия. Для увеличения производительности ЭВ без существенного увеличения габаритных размеров нередко используется их параллельное включение (см. рис. 5.39).

В ЭВУ зона сжатия при расчетном режиме работы располагается на выходе из камеры смешения (сечение *3—3* на рис. 5.35). Поэтому они выполняются как с диффузором, так и без него (рис. 5.39).

При изготовлении ЭВУ необходимо обеспечить качественную центровку сопла и камеры смешения. При этом опасна не столько несоосность сопла и камеры смешения, сколько развал их осей (угловая расцентровка).

Таблица 5.14. **Водовоздушные эжекторы**

Тип эжектора	Завод-изготовитель	Расчетный расход воздуха $G_в$, кг/ч	Расход рабочей воды $G_р$, кг/ч	Давление рабочей воды $P_р$, МПа	Давление всасывания $p_н$, кПа	Температура отсасываемой смеси, °С	Диаметр рабочего сопла $d_1 \times n$, мм	Диаметр камеры смешения $d_3 \times n$, мм	Длина камеры смешения l_3, мм	Расстояние от сопла до камеры смешения, мм
ЭВ-1-230	ПОТ ЛМЗ	25	230	0,38	5,3	20	55×1	120×1	2500	120
ЭВ-7-1000	То же	100	1000	0,38	5,3	20	45×7	80×7	2500	400

Данные по основным типам промышленных ЭВ, использующихся на ТЭС, приведены в табл. 5.14. Маркировка эжекторов ВТИ и ЛМЗ на примере ЭВ7-1000 означает: эжектор водоструйный с параллельно включенными семью секциями и общим расходом рабочей воды 1000 т/ч.

5.4.4. СТРУЙНЫЕ ТЕРМОНАСОСЫ (ТН)

Основная задача ТН — это преобразовать теплоту среды в кинетическую энергию жидкости. В качестве рабочей среды используется пар, двухфазная среда или насыщенная жидкость, а инжектируемой (холодный источник) — жидкость с более низкой температурой [5, 19]. В результате обменных процессов — механического, тепло- и массообмена осуществляется разгон жидкости, конденсация пара и выравнивание температур. Давление полного торможения за ТН может быть существенно выше давлений торможения смешиваемых сред. На рис. 5.40 показаны одна из возможных схем ТН и распределение статических давлений вдоль его длины при переменных противодавлениях. На схеме приняты обозначения: *1* — сопло, через которое подводится пар или жидкость с расходом $G_г$; *2* — подвод холодной жидкости $G_х$; *3* — камера смешения; *4* — диффузор.

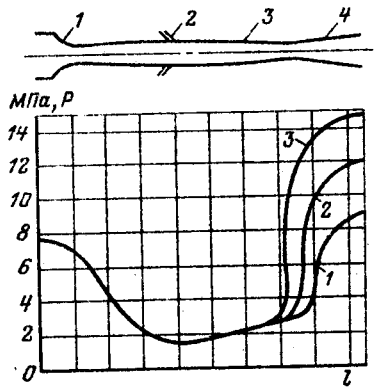


Рис. 5.40. Схема термонасоса и распределение статического давления вдоль его тракта ($P_0 = 7{,}5$ МПа, $u = G_х/G_г = 0{,}65$, $t_0 = t_s$, $t_х = 100$ °С)

При истечении насыщенной жидкости происходит ее бурное испарение и перед камерой смешения движется высокоскоростной двухфазный капельный поток, который взаимодействует с потоком холодной жидкости. Происходит дробление жидкости на мелкие капли и их ускорение, конденсация пара и постепенное изменение структуры двухфазного потока из капельного в пузырьковый. Вблизи минимального сечения камеры смешения на входе в диффузор происходит резкое, скачкообразное повышение статического давления. Это связано с тем, что скорость двухфазного потока достигает сверхзвуковых значений (скорость звука в пузырьковой среде мала) и создаются условия для образования адиабатных скачков уплотнения. В скачке может происходить «захлопывание» пузырьков и полная конденсация паровой фазы. Аналогичный характер течения в ТН наблюдается, когда вместо насыщенной жидкости используется перегретый или влажный пар. На рис. 5.40 показано изменение статического давления при различных положениях регулирующего клапана, расположенного за ТН. С увеличением сопротивления, создаваемого клапаном, давление растет до определенного, предельного значения (кривая *3*). Дальнейшее прикрытие клапана приводит к срыву в работе ТН. Доказательством того, что в конце камеры смешения поток сверхзвуковой, служит отсутствие расслоения кривых давления в этой зоне.

Оптимальные геометрические размеры ТН и соответственно максимальное повышение давления $\Delta p = p_с - p'_0$ зависят от коэффициента инжекции $u = G_х/G_г$, начальных параметров рабочей среды (p_0 — давления; t_0 — температуры; x_0 — степени сухости); давления $p_х$ и температуры $t_х$ холодного источника.

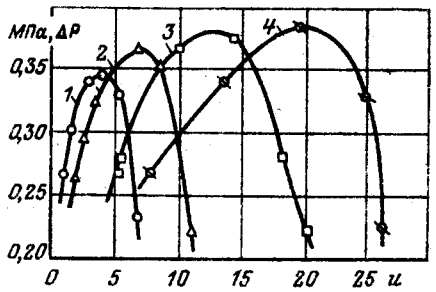


Рис. 5.41. Повышение давления за ТН при различных начальных степенях сухости на входе в сопло x_0 и переменных коэффициентах инжекции u ($p_0 = 0{,}3$ МПа):
1—4 — x_0 соответственно 0,1; 0,2; 0,6; 1,0

В качестве примера на рис. 5.41 [19] показано повышение давления за ТН при различных u и x_0. Как видно, при постоянных параметрах рабочей и инжектируемых сред кривые $\Delta p = f(u)$ имеют максимум, который смещается в сторону больших u с ростом начальной степени сухости x_0 рабочей среды (в данном случае водяного пара).

В настоящее время отработанные инжекторные методы расчета ТН отсутствуют. Выбор оптимальных геометрических размеров в зависимости от параметров рабочей среды p_0, t_0, x_0, холодного источника p_x, t_x и u базируется, как правило, на экспериментальных исследованиях.

Особенности физического процесса в ТН, приближенные методы расчета, переменные режимы и запуск ТН, а также некоторые конструктивные схемы ТН изложены в специальной литературе, в частности в [5, 19].

Приближенный расчет ТН можно произвести, полагая, что: давление в камере смешения постоянно; максимальному противодавлению соответствует положение скачка во входном сечении диффузора; распределения скоростей и параметров в поперечных сечениях ТН являются равномерными. Для этих условий запишем уравнение импульсов для входного сечения камеры смешения и сечения за скачком уплотнения.

Входной импульс

$$J_1 = m_2 c_2 + F_2 p_2 + m_x c_x + F_x p_x, \quad (5.169)$$

где F_2, F_x — площади выходных сечений парового и жидкостного сопл; m_2, m_x — секундные массы пара и жидкости; p_2, p_x — статические давления во входном сечении камеры смешения.

Выходной импульс

$$J_2 = (m_2 + m_x) c_{см} + Fp + (F_2 + F_x - F) p_к + \xi, \quad (5.170)$$

где F — площадь сечения диффузора, в котором располагается скачок; p — давление за скачком; ξ — импульс силы от трения и неизобаричности процесса конденсации; $p_к$ — давление в камере смешения.

Приравняв импульсы, с учетом принятых выше допущений получим

$$F(p - p_к) = (m_2 c_2 + m_x c_x) - (m_2 + m_x) c_{см} - \xi. \quad (5.171)$$

Введем коэффициент скорости камеры смешения $\psi = c_{см}/c_{0\,см}$, где $c_{0\,см}$ — скорость смеси при $\xi = 0$. Тогда, введя обозначение $(m_2 + m_к)c_{см} + \xi = (m_2 + m_x)c_{см}/\psi$, давление за скачком можно представить в виде

$$p = \frac{m_2 c_2 + m_x c_x}{F} - \frac{(m_2 + m_x) c_{см}}{F\psi} + p_к. \quad (5.172)$$

При полной конденсации паровой фазы в скачке уплотнения скорость смеси $c_{см} = (m_2 + m_x)/F\rho_x$.

Тогда выражение для давления за скачком примет вид

$$p = \frac{m_2 c_2 + m_x c_x}{F} - \frac{(m_2 + m_x)^2}{\rho_x F^2 \psi} + p_к. \quad (5.173)$$

Повышение давления в диффузоре можно определить по формуле

$$\Delta p_д = \eta_д (m_2 + m_x) \frac{c_{см}}{F},$$

где $\eta_д$ — КПД диффузора.

Конечное давление за диффузором

$$p_{2д} = p + \Delta p_д.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Азарх Д. И.** Насосы центробежные и осевые: Справочник. М.: ЦБНТИ, 1972.

2. **Брусиловский И. В.** Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. Л.: Машиностроение, 1986.

3. **Берман Л. Д., Зингер Н. М.** Воздушные насосы конденсационных установок турбин. М.: Госэнергоиздат, 1962.

4. **Гофлин А. П.** Судовые компрессорные машины. Л.: Судостроение, 1977.

5. **Дейч М. Е., Филиппов Г. А.** Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоиздат, 1981.

6. **Ефимочкин Г. И., Кореннов Б. Е.** Методика расчета водовоздушного эжектора с удлиненной цилиндрической камерой смешения//Теплоэнергетика. 1976. № 1. С. 84—86.

7. **Кореннов Б. Е.** Рабочий процесс в газожидкостном эжекторе//Теплоэнергетика. 1977. № 1. С. 59—65.

8. **Левин И. М., Боткачик И. А.** Эксплуатация тягодутьевых машин тепловых электростанций. М.: Энергия, 1977.

9. **Лившиц С. П.** Высоконапорные дутьевые машины центробежного типа. Л.: Машиностроение, 1976.

10. **Малюшенко В. В., Михайлов А. К.** Энергетические насосы: Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981.

11. **Михайлов А. К., Малюшенко В. В.** Лопастные насосы. М.: Машиностроение, 1977.

12. **Печеник Б. Я., Хатстовский Г. И.** Питательные агрегаты мощных энергоблоков. М.: Энергия, 1978.

13. **Рис В. Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981.

14. **Рубинов В. Ю.** Вентилятор с загнутыми вперед лопатками с КПД 80 %// Промышленная энергетика. 1974. № 5. С. 21—23.

15. **Синев Н. М., Удовченко П. Н.** Бессальниковые водяные насосы. М.: Атомиздат, 1972.

16. **Соколов Е. Я., Зингер Н. М.** Струйные аппараты. М.: Энергия, 1970.

17. **Соломахова Т. С., Чебышева К. В.** Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: Справочник. М.: Машиностроение, 1980.

18. **Френкель М. И.** Поршневые компрессоры. М.: Машиностроение, 1969.

19. **Циклаури Г. В., Данилов В. А., Селезнев Л. И.** Адиабатные двухфазные течения. М.: Атомиздат, 1973.

20. **Черкасский В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984.

21. **Чиняев И. А.** Поршневые насосы в теплоэнергетике. М.: Энергия, 1977.

22. **Шерстюк А. Н.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Высшая школа, 1972.

23. **Яременко О. В.** Испытания насосов: Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1976.

24. **Компрессоры** поршневые, винтовые, ротационные и концевые: Каталог. Л.: Гипроникель, 1973.

25. **Лопастные** и роторные насосы. — 3-е изд. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1977.

26. **Насосное** оборудование. Каталог КС-НУ-1-77. Киев, Укргипрониинефть, 1977.

27. **Тягодутьевые** машины. Отраслевой каталог. М.: НИИинформэнергомаш, 1984.

28. **Центробежные** компрессорные машины. Каталог 4-77. М.: НИИЭинформэнергомаш, 1977.

29. **Центробежные** насосы общего назначения типов К и КМ. Каталог. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1977. № 18.

30. **Эжекторы** и инжекторы (36 карт). Справочная картотека НИИинформтяжмаш. М., 1973 (серия 19-3-73).

31. **Прейскурант** № 23-01. Оптовые цены на насосы. Прейскурантиздат. М.: 1981.

32. **Прейскурант** № 23-02. Оптовые цены на оборудование холодильное и компрессорное. Прейскурантиздат. М.: 1981.

33. **Дополнительные** прейскуранты № 23-01-1981/1-68. Прейскурантиздат. М.: 1986.

34. **Дополнительные** прейскуранты № 23-02-1981/1-94. Прейскурантиздат. М.: 1986.

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПОНОВКИ ТЭС И АЭС

6.1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТЭС И АЭС

Различают принципиальную и *развернутую* (*полную*) тепловые схемы станций (см. § 3.1).

Развернутая тепловая схема (*РТС*) станции включает в себя все оборудование пароводяного тракта и связывающие его трубопроводы со всей арматурой и переключательными магистралями. Сюда входит полный состав оборудования, включая резервное, а также оборудование вспомогательных систем. Чертеж РТС сопровождается спецификацией с необходимыми данными о типах, числе и основных технических характеристиках оборудования и дает наглядное представление о способах соединения оборудования трубопроводами, о типе и расстановке арматуры, о возможности включения и выключения элементов оборудования. Примеры РТС приведены на рис. 6.1—6.4. На рис. 6.1 введены следующие обозначения:

1 — паровой котел; *2* — паровая турбина; *3* — конденсатор; *4* — электрогенератор; *5—7* — конденсатные насосы I, II и III ступеней; *8* — водоструйный эжектор конденсатора; *9* — насос эжекторной установки; *10* — блочная обессоливающая установка; *11*, *12* — охладители пара уплотнений; *13—16* — ПНД; *17* — деаэраторная колонка; *18* — деаэраторный бак; *19* — бустерный насос; *20* — питательный насос; *21* — приводная турбина питательной установки; *22* — понижающий редуктор; *23* — конденсатор турбопривода; *24* — конденсатные насосы турбопривода; *25*, *26* — паровые эжекторы уплотнений турбопривода и конденсатора турбопривода; *27—29* — ПВД; *30* — растопочный расширитель; *31* — промежуточный бак; *32* — расширитель дренажей турбины; *33* — дренажный бак; *34* — насос дренажного бака низких точек; *35*, *36* — основной и пиковый подогреватели сетевой воды; *37* — охладитель дренажа пара сетевых подогревателей первой ступени; *38* — дренажные насосы сетевых подогревателей; *39* — охладитель сетевых подогревателей II ступени; *40*, *41* — основной и пиковый подогреватели обессоленной воды калориферной установки; *42* — водяные насосы калориферной установки; *43* — дренажные насосы подогревателей воды калориферной установки; *44* — калориферы парового котла; *45* — баки запаса конденсата и обессоленной воды; *46* — БРОУ; *47* — БРОУ ТПН; *48* — быстродействующий сбросной клапан пара промежуточного перегрева.

На рис. 6.3 обозначено:

1 — водо-водяной энергетический реактор; *2* — паровая турбина; *3* — электрогенератор; *4* — парогенератор; *5* — главный циркуляционный насос; *6* — компенсатор давления; *7* — барботажный бак; *8* — емкость системы аварийной защиты; *9* — основной конденсатор; *10* — БРОУ конденсатора; *11* — приемно-сбросное устройство пара после БРОУ конденсатора; *12* — основной паровой эжектор; *13* — сепаратор-пароперегреватель; *14* — сепаратосборник; *15* — сливной насос сепаратосборника; *16* — регулятор уровня в сепаратосборнике; *17*, *18* — конденсатосборники конденсата греющего пара I и II ступеней СПП; *19*, *20* — регуляторы уровня в конденсатосборниках; *21* — отсечная поворотная заслонка; *22* — конденсатный насос I ступени; *23* — паровой эжектор уплотнений турбины; *24* — охладитель пара основных эжекторов; *25* — охладитель пара эжекторов уплотнений турбины; *26* — блочная обессоливающая установка; *27* — конденсатный насос II ступени; *28* — клапан и регулятор уровня в конденсаторе; *29*, *30* — ПНД7 и ПНД6; *31* — охладитель дренажа ПНД6; *32* — дренажный насос; *33* — регулятор уровня дренажа греющего пара в ПНД7; *34*, *35* — ПНД5 и ПНД4; *36* — охладитель дренажа ПНД4; *37* — регулятор уровня дренажа греющего пара в ПНД4; *38* — дренажный насос ПНД5; *39* — регулятор уровня дренажа греющего пара в ПНД5; *40* — деаэратор питательной воды; *41* — бустерный насос; *42* — питательный насос; *43* — приводная турбина питательной установки; *44* — конденсатный насос приводной турбины; *45—47* — ПВД; *48—50* — сетевые подогреватели; *51*, *52* — клапаны регулятора давления в уплотнениях ЦВД и ЦНД; *53* — дренажный насос сетевых подогревателей; *54* — РУ собственных нужд; *55* — БРОУ расхолаживания; *56* — технологический конденсатор установки; *57* — расширитель непрерывной продувки

На рис. 6.4 введены следующие обозначения:

1 — реактор большой мощности канальный; *2* — барабан-сепаратор; *3* — паровая турбина; *4* — блок стопорно-регулирующих клапанов; *5* — сепаратор-пароперегреватель; *6* — стопорная заслонка; *7* — деаэратор питательной воды; *8* — испаритель; *35* — сетевой подогреватель; *10* — конденса-

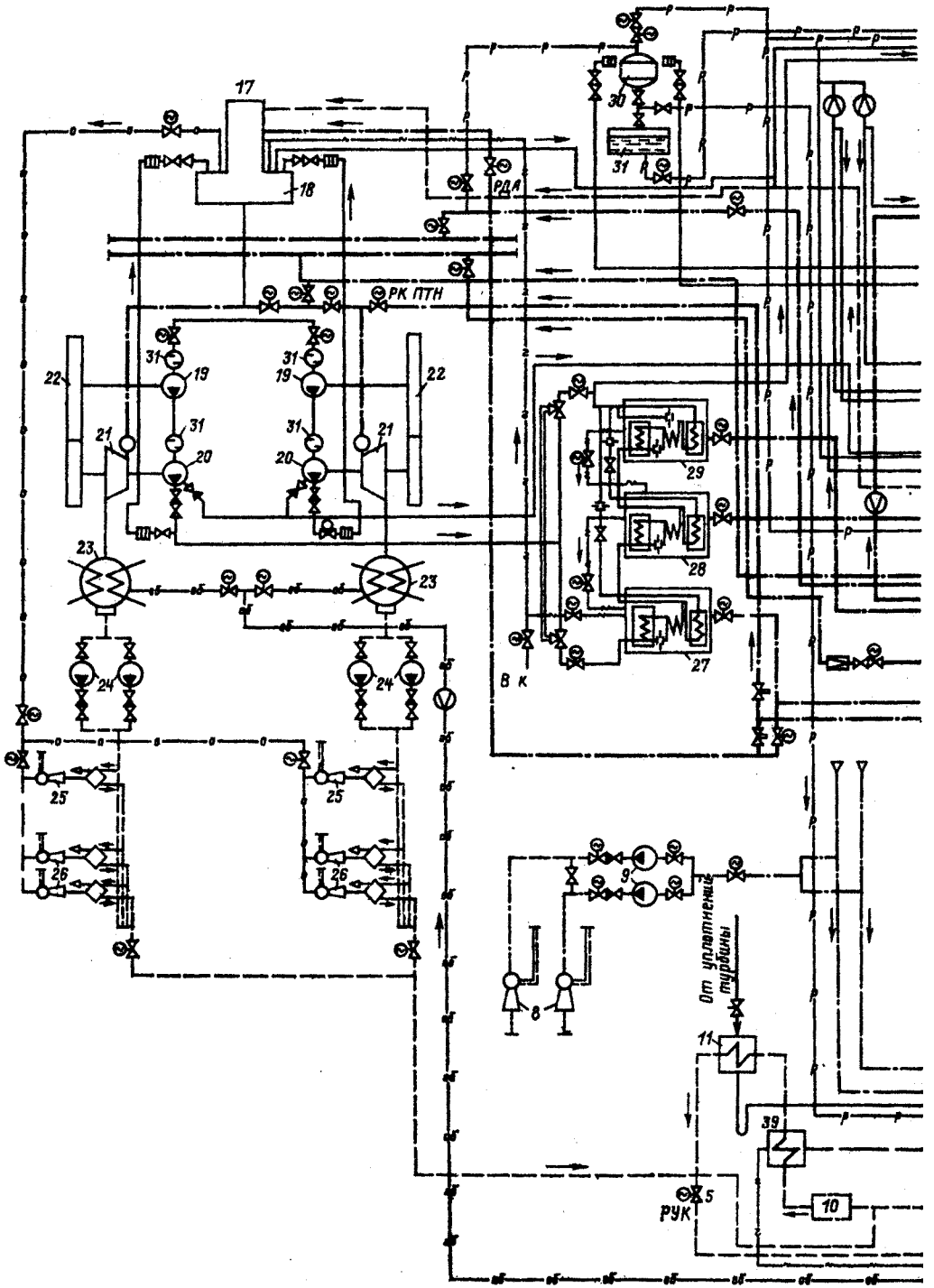


Рис. 6.1. Развернутая тепловая

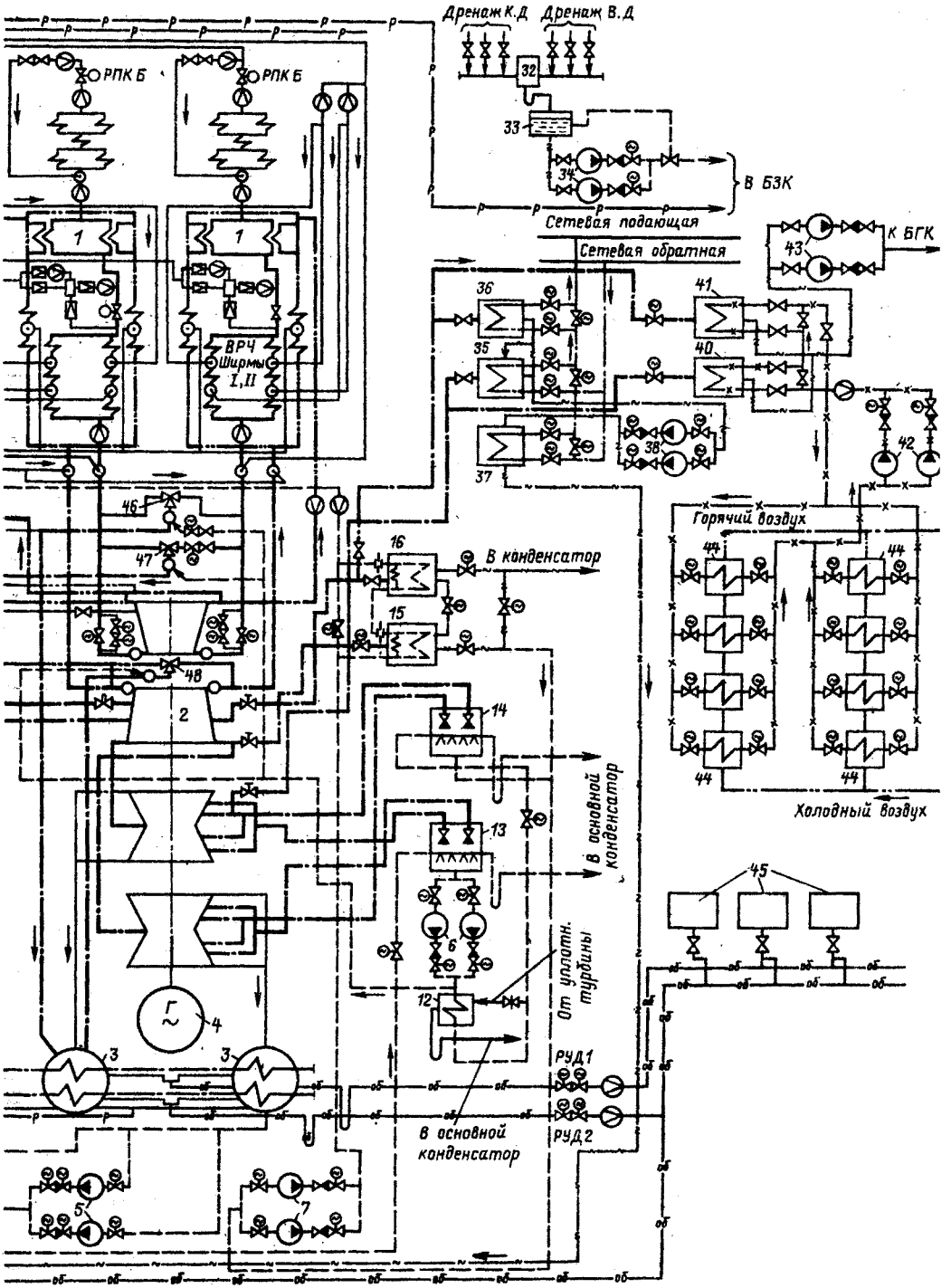


схема энергоблока 500 МВт

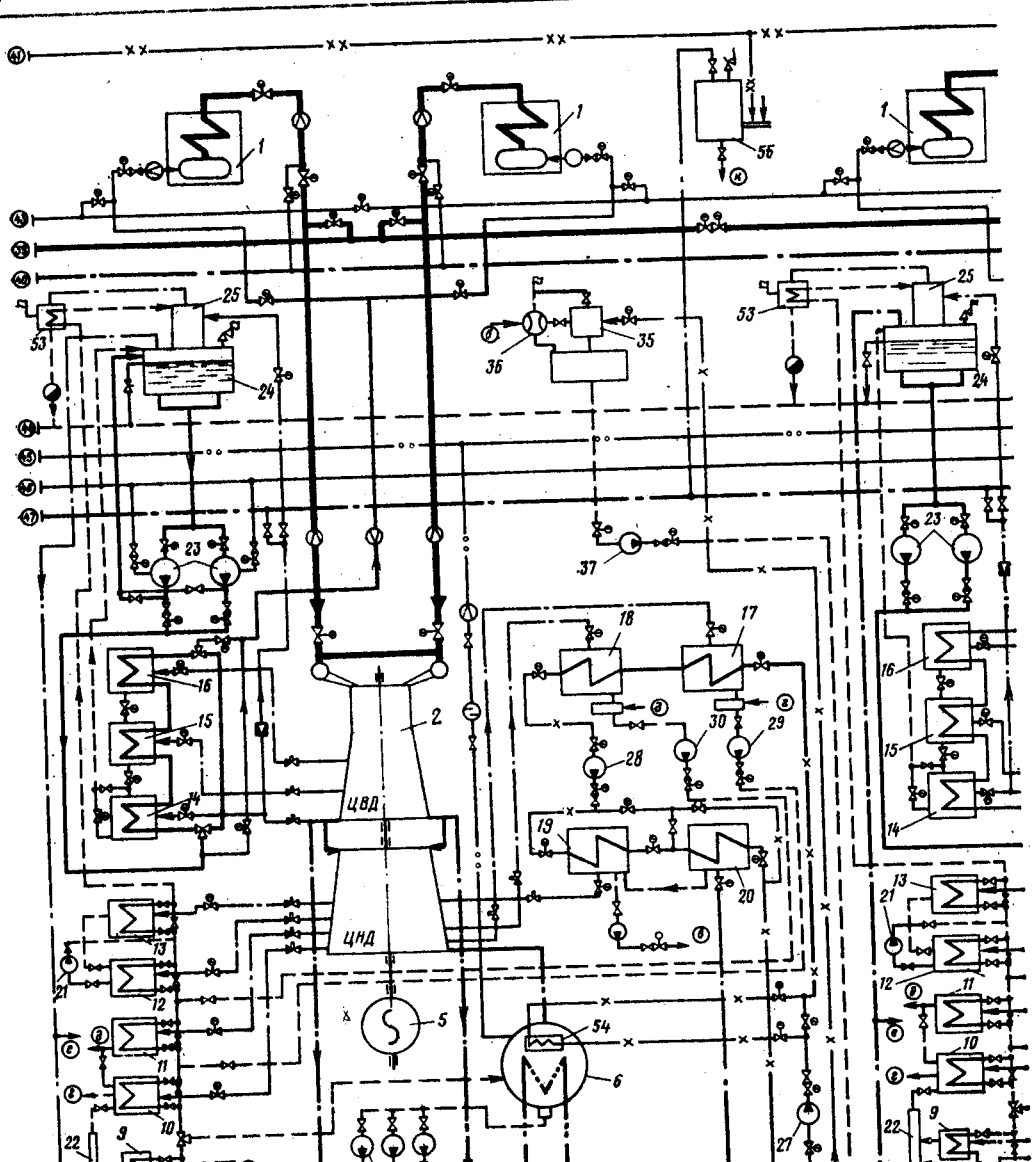
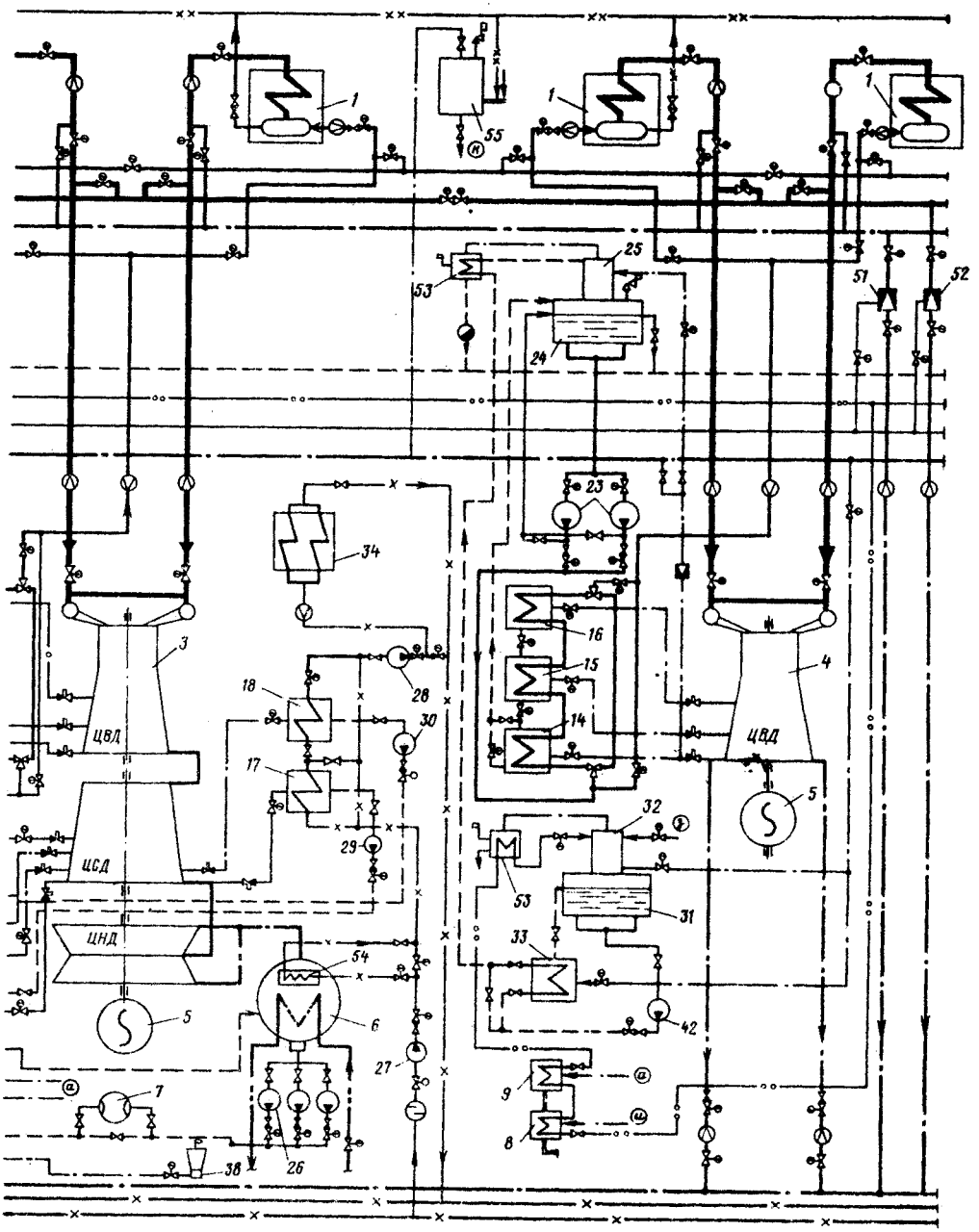


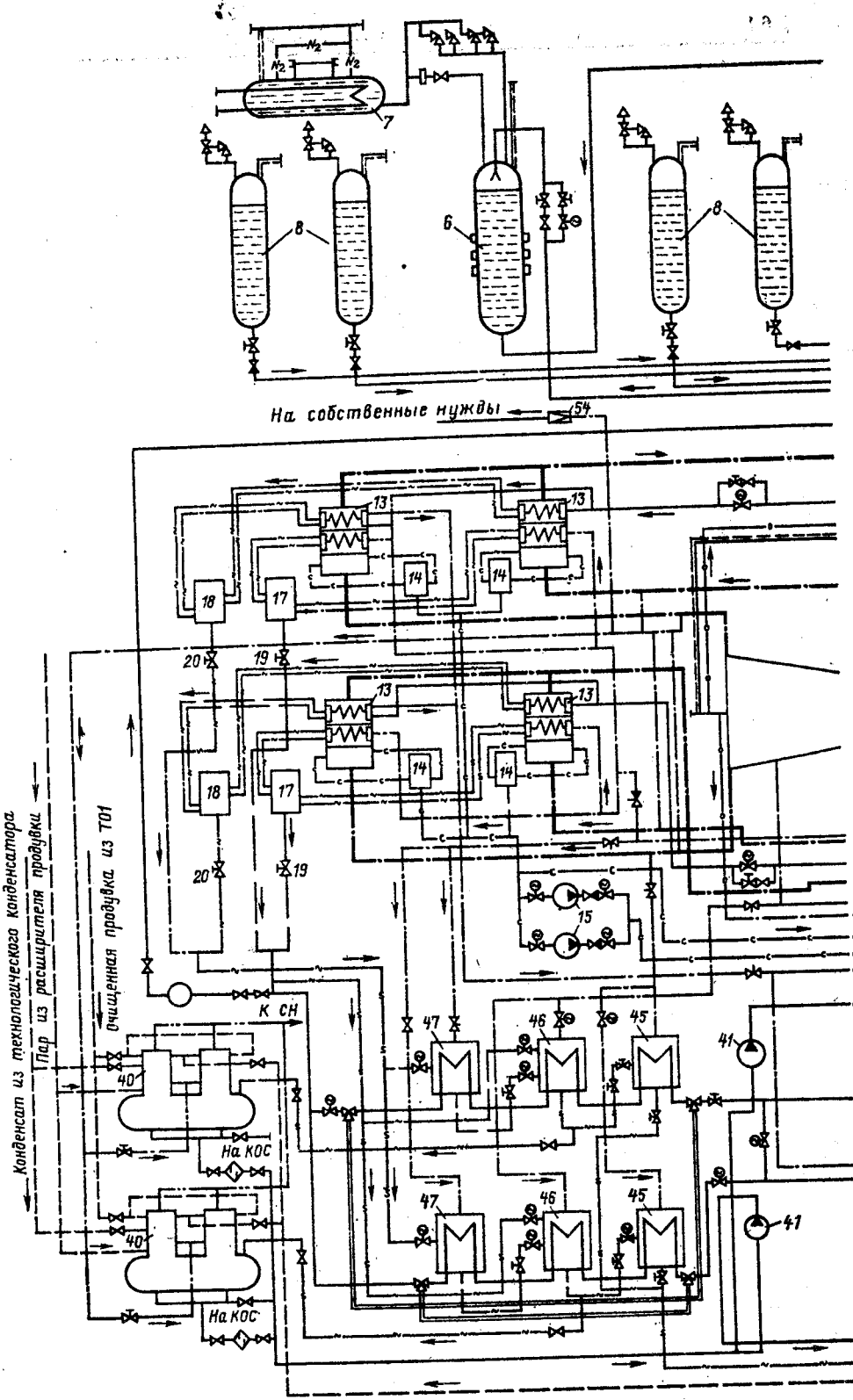
Рис. 6.2. Развернутая тепловая схема

1 — паровой котел ТП-400; *2* — паровая турбина ПТ-135/165-130/15; *3* — паровая турбина Т-185/210-130; *4* — эжекторов; *8, 9* — охладитель и подогреватель уплотнений; *10—13* — ПНД; *14—16* — ПВД; *17, 18* — нижн насос ПНД; *22* — расширитель дренажей; *23* — питательные электронасосы; *24, 25* — аккумуляторный бак и Т; *27, 28* — сетевые насосы I и II ступеней; *29, 30* — сливные насосы дренажей сетевых подогревате подогреватель подпиточной воды; *34* — пиковые водогрейные котлы; *35* — вакуумный деаэратор подпитки торы конденсаторов; *39, 40* — главный и вспомогательный паровые коллекторы; *41* — коллектор непре ка питательной воды высокого давления; *44* — коллектор слива и перелива воды; *45* — коллектор обес коллектор среднего давления 0,59 МПа; *48* — коллектор технологического пара на производство 1,47 МПа БРОУ 13,7/1,47 МПа технологического пара; *53* — охладитель выпара деаэраторов; *54* — встроенный теп *б* — химически очищенная вода; *в* — в деаэратор питательной воды; *г, д* — конденсат из ПНД6 и ПНД в конденсатор турбины; *з* — обратный конденсат с производства; *и* — пар из деаэратора питательно



промышленно-отопительной ТЭЦ:

паровая турбина Р-100-130/15; *5* — генератор; *6* — конденсатор; *7* — охладители основного и пускового няя и верхняя ступени сетевых подогревателей; *19, 20* — пиковые сетевые подогреватели; *21* — сливной и деаэрационная колонка деаэратора питательной воды 0,59 МПа; *26* — конденсатные насосы турбин ПТ лей; *31, 32* — аккумуляторный бак и деаэрационная колонка атмосферного деаэратора 0,118 МПа; *33* — теплосети; *36* — эжектор отсоса вакуумного деаэратора; *37* — перекачивающий насос; *38* — основные эжекрывной продувки котлов; *42* — перекачивающий насос атмосферного деаэратора; *43* — горячая перемычсоленной воды; *46* — коллектор воды от промежуточных ступеней питательных насосов; *47* — паровой *49, 50* — коллекторы прямой и обратной сетевой воды; *51* — растопочное РОУ 13,7/1,47 МПа; *52* — лофикационный пучок; *55, 56* — расширитель непрерывной продувки: *а* — пар из уплотнений турбины; в линии конденсата из сетевых подогревателей нижней и верхней ступеней; *е* — пар из уплотнения; *ж* — воды; *к* — в охладитель продувки и в бак низкик точек


N_2
N_2
N_2
7
8
6
8
На собственные нужды
54
13
13
14
14
18
17
20
19
13
13
14
14
18
17
20
19
15
К СН
Конденсат из технологического конденсатора
Пар из расширителя продувки
Очищенная продувка из Т01
40
На КОС
40
На КОС
47
46
45
41
47
46
45
41

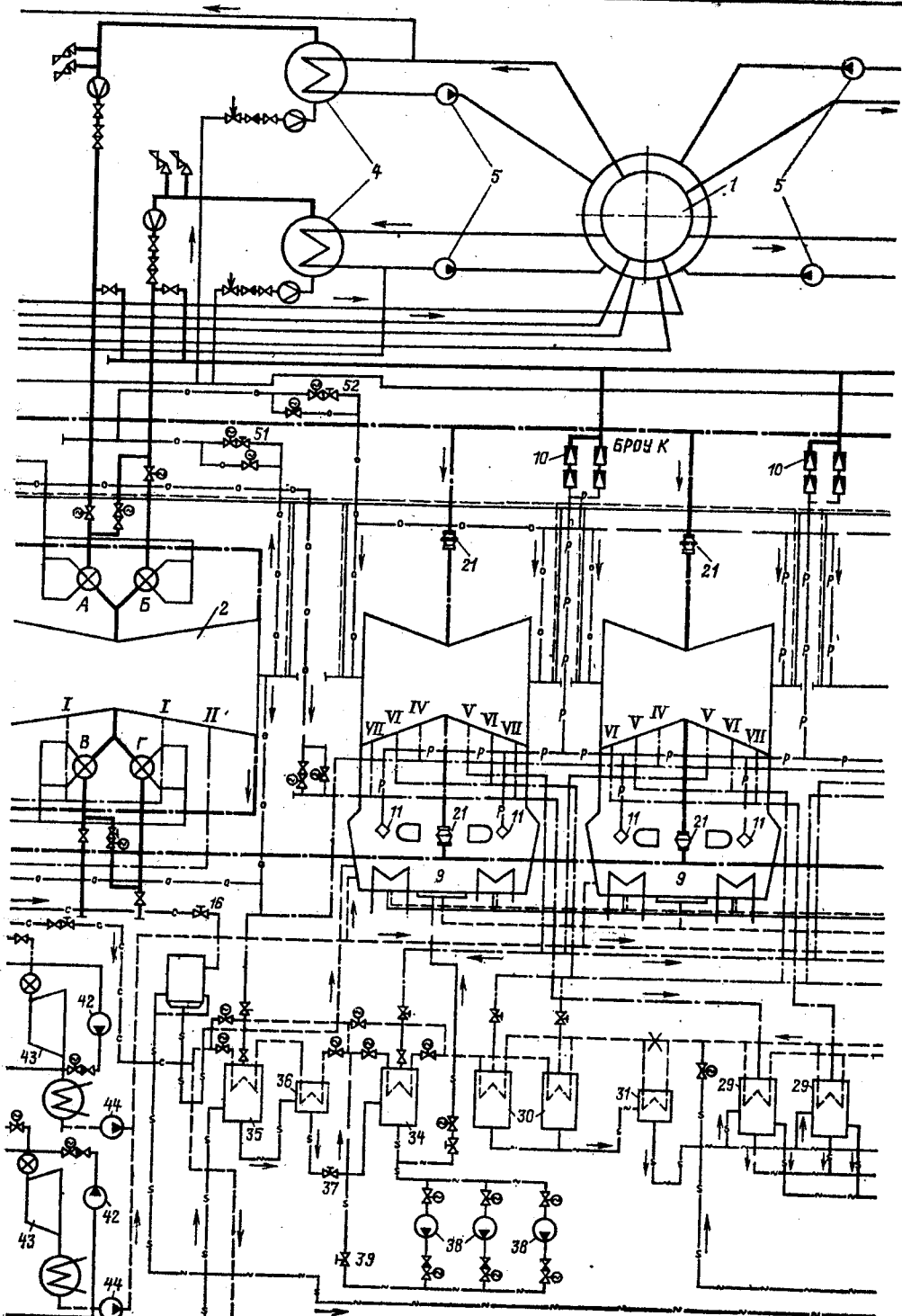


Рис. 6.3. Развернутая тепловая схема АЭС с реактором ВВЭР-1000

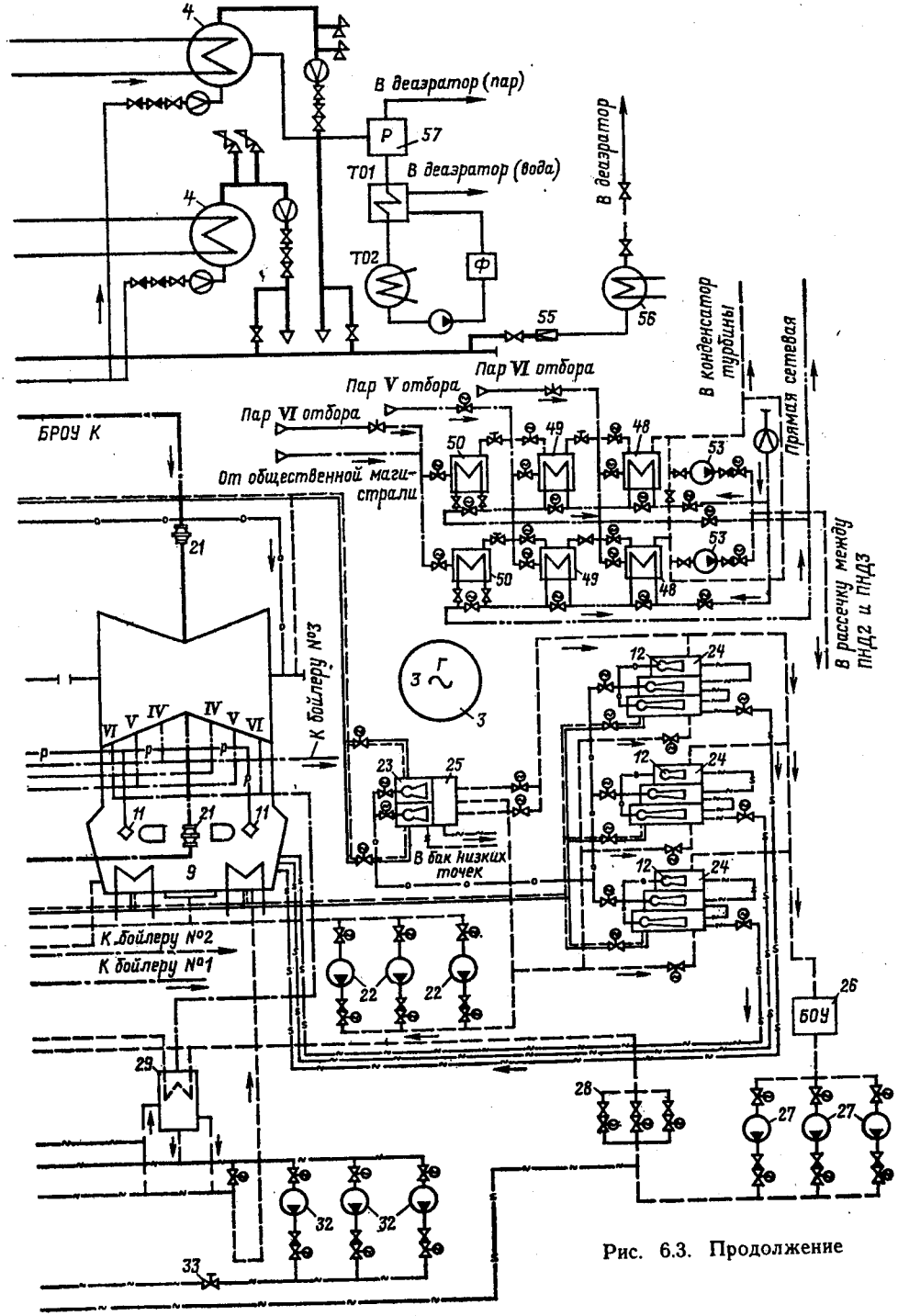


Рис. 6.3. Продолжение

тор; *11* — быстродействующая редукционная установка; *12* — конденсатные насосы I ступени; *13* — конденсатные насосы II ступени; *14* — охладители уплотнений и эжекторов; *15* — конденсатоочистка; *16—20* — подогреватели низкого давления; *21* — высокотемпературная очистка; *22* — дренажные насосы; *23* — питательные насосы; *24* — расширитель дренажей перелива деаэратора (система защиты от переполнения); *25* — охладитель перелива деаэратора; *26* — аварийные электронасосы; *27* — БРУ; *28* — теплообменник промконтура парогенератора чистого пара; *29* — охладитель конденсата греющего пара испарителя; *30* — парогенератор чистого пара; *31* — деаэратор химобессоленной воды 0,12 МПа; *32* — компенсатор давления промежуточного контура; *33* — водо-водяной теплообменник для предварительного подогрева химочищенной воды; *34* — охладитель выпара деаэратора 0,12 МПа; *9, 36, 37* — теплообменники для подогрева воды промконтура теплосети; *38* — вакуумный деаэратор в системе подпитки теплосети; *39* — аккумуляторный бак для подпиточной воды; *40* — сетевой насос; *41* — эжектор в системе подпитки сетевой воды; *42* — бак запаса химочищенной воды; *43* — влагоотделитель установки сжигания водорода; *44* — электронагреватель там же; *45* — контактный аппарат там же; *46* — разделительная колонка там же; *47* — теплообменник; *48* — технологический конденсатор (ТК) для конденсации пара из сепаратора-барабана в режиме расхолаживания; *49* — редукционное устройство ТК (РУТК); *50* — сливные насосы для конденсата греющего пара теплофикационной установки; *51* — компенсатор давления промконтура теплосети; *52* — аккумуляторный бак теплофикационной установки; *53* — сепаратосборник; *54* — конденсатосборник СПП

6.2. КОМПОНОВКИ ГРЭС, ТЭС И АЭС

6.2.1. КОМПОНОВКИ ГЛАВНОГО КОРПУСА ГРЭС И ТЭЦ

Под *компоновкой главного корпуса* понимают взаимное расположение его помещений, оборудования и строительных конструкций. Компоновка главного корпуса должна обеспечивать надежную, безаварийную, безопасную и удобную эксплуатацию оборудования, возможность его ремонта, удобство монтажа, высокую механизацию работ, соблюдение санитарно-гигиенических и противопожарных требований, экономичность сооружения, удобство расширения станции. На современных ТЭС применяют главным образом закрытые компоновки с размещением оборудования в котельном, бункерном, деаэраторном и машинном отделениях, которые расположены параллельно, сомкнуто и образуют единый главный корпус. На блочных пылеугольных ТЭС бункерное отделение объединено с деаэраторным в одно бункерно-деаэраторное, расположенное между котельным и турбинным отделениями. Для электростанций в районах с расчетной температурой наружного воздуха для отопления —20 °С и выше допускается сооружение главных корпусов с открытым котельным отделением. Полуоткрытая установка пиковых водогрейных котлов, работающих на жидком и газообразном топливе, применяются в районах, в которых эта температура —25 °С и выше, а работающих на твердом топливе — в районах, для которых указанная температура не ниже —20 °С [34].

Для главных корпусов ТЭС используют сборные каркасы — железобетонные, металлические и брусковые. Последние представляют собой железобетонные конструкции с внешним армированием. Каркас состоит из колонн, опирающихся на фундамент, ригелей и ферм. Фундаменты сооружают монолитными или сборными. Стеновые панели выполняют армопенобетонными, железобетонными, керамзитобетонными, а также из профилированного оцинкованного листа.

Расстояние между осями колонн главного корпуса в продольном направлении называют *шагом по колоннам*, а в поперечном направлении — *пролетом помещения*. Шаг по колоннам равен 6 или 12 м, а пролет помещения составляет для котельного отделения 22,9—46 м, для деаэраторного 7,5—15 м, для бункерного (бункерно-деаэраторного) 8—15 м, для однопролетного машинного отделения 28—54 м. Часть котельного (турбинного) отделения, занятую одним котлом (турбиной) с относящимся к нему вспомогательным оборудованием, называют *ячейкой котла (турбины)*.

Котельное отделение. В котельном отделении энергетические и пиковые котлы, как правило, устанавливают в бесподвальном помещении, которое делится перекрытием на отметке основной площадки обслуживания на два — нижнее и верхнее. Нижнее помещение на пылеугольных станциях называется зольным помещением. В нем на нулевой отметке располагают молотковые и среднеходные мельницы — с фронта и боков котла, шаровые барабанные мельницы чаще всего размещают в бункерном отделении также на нулевой отметке.

При установке котлов на собственном каркасе в котельном отделении устанавливают один или два мостовых крана, предназначенных для монтажа и эксплуатации оборудования. Для подвесных котлов можно разрабатывать другие виды механиза-

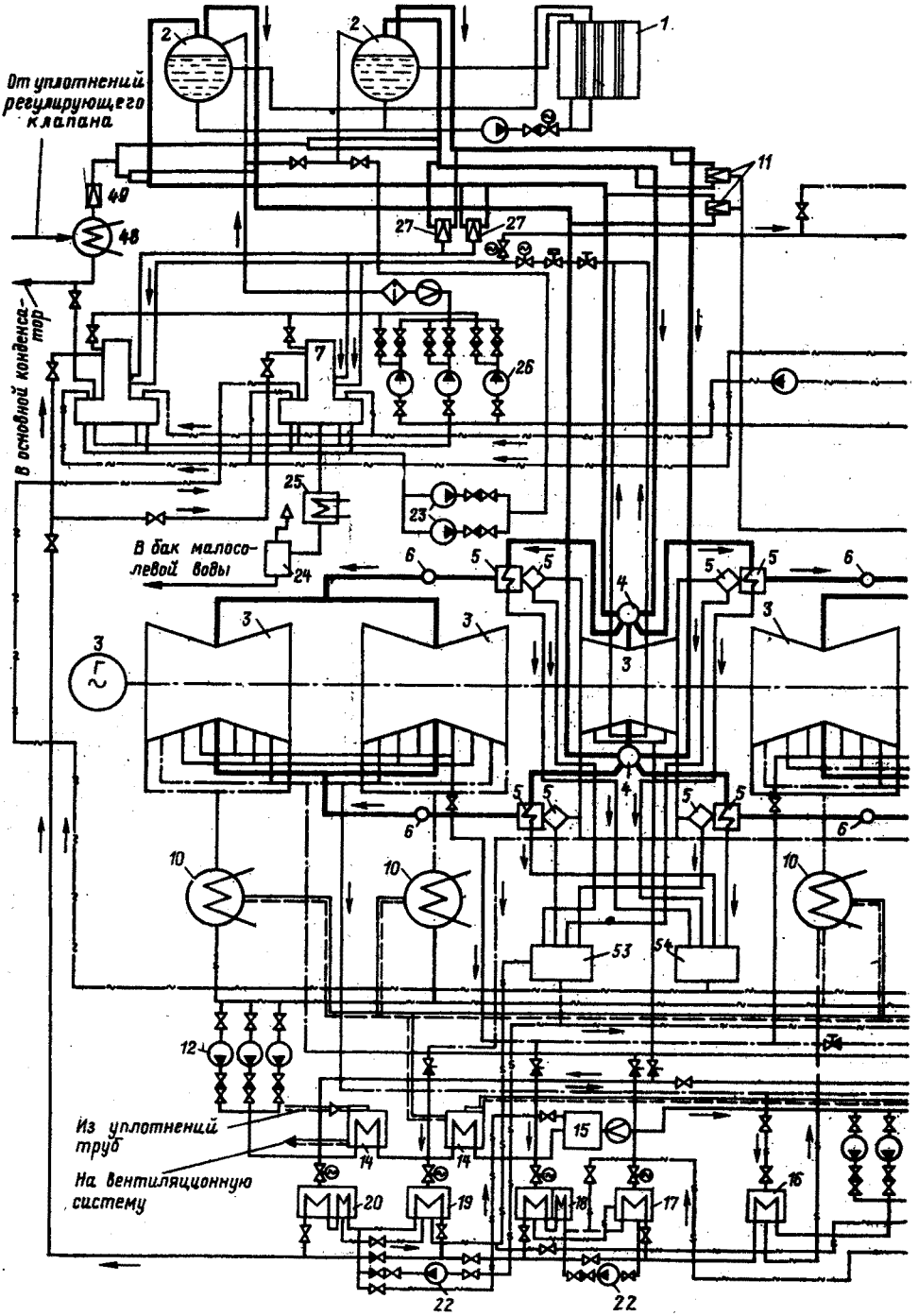
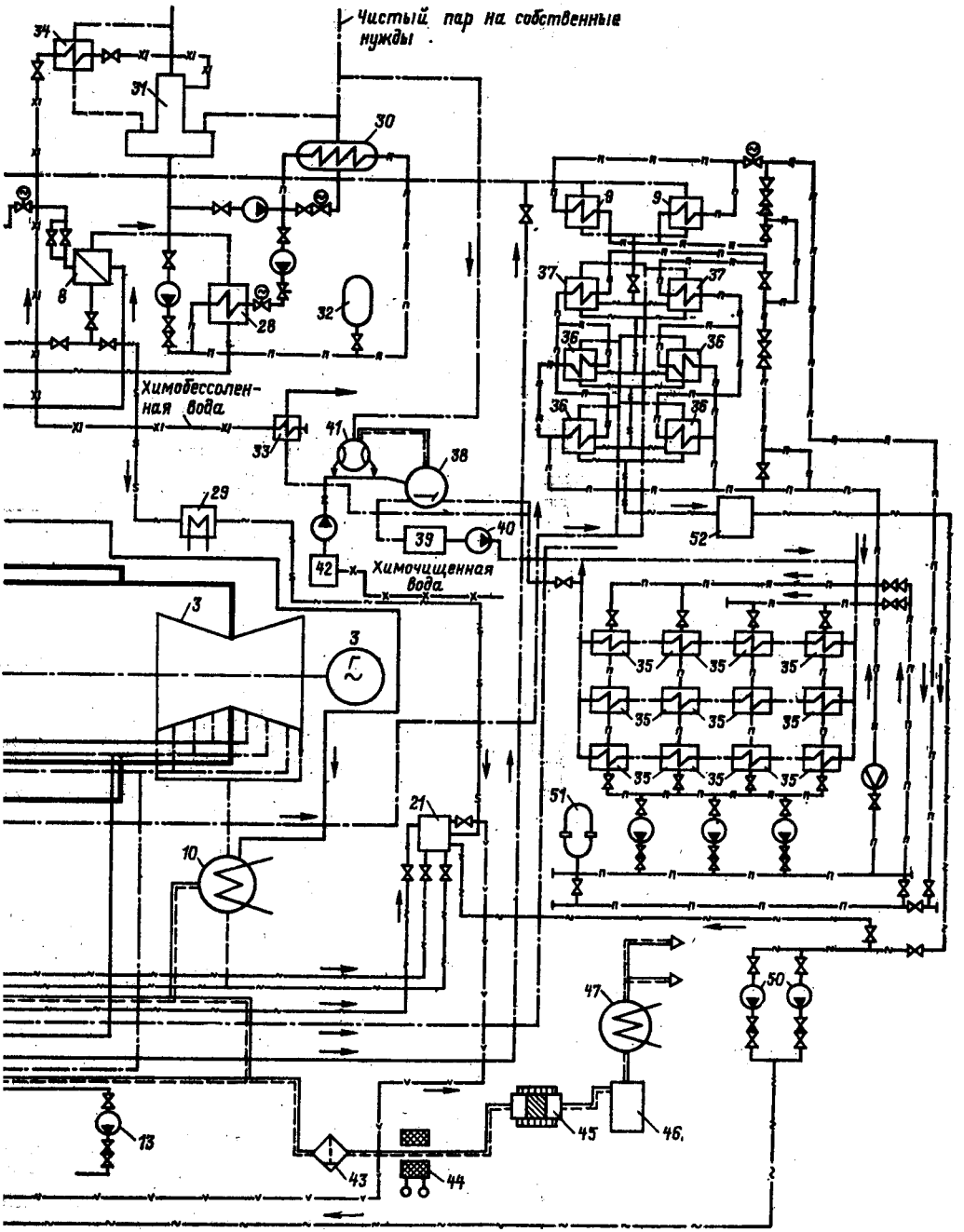


Рис. 6.4. Развернутая тепловая схема



АЭС с реактором РБМК-1500

ции монтажа и ремонта. В котельном отделении на нескольких отметках (нулевой, площадке управления) должны предусматриваться ремонтные зоны для транспортировки и размещения при ремонте материалов и оборудования с нагрузками на перекрытие 0,5—1,5 т/м².

В котельных отделениях ГРЭС и ТЭЦ предусматривается тупиковый железнодорожный заезд нормальной колеи, совмещенный с автовъездом; длина заезда должна обеспечивать снятие грузов с железнодорожной платформы грузоподъемными механизмами. При соответствующем обосновании допускается устройство тупикового железнодорожного пути, совмещенного с автотранспортным по всей длине котельного отделения. В котельных отделениях предусматривается сквозной проезд автотранспорта. При количестве энергоблоков шесть и более предусматривается один боковой заезд автотранспорта со стороны дымовых труб. Габаритные размеры автопроездов устанавливаются в техническом проекте при разработке вопросов механизации монтажных и ремонтных работ и компоновки котельного отделения.

Открытая установка вынесенных трубчатых и регенеративных воздухоподогревателей применяется в климатических районах с расчетной температурой отопления выше —30 °С. В этих же районах применяется открытая установка дымососов и дутьевых вентиляторов для электростанций, работающих на жидком или газообразном топливе. Воздуходувки с турбоприводами устанавливают в закрытых помещениях. Как правило, следует применять открытую установку золоуловителей с закрытием во всех климатических зонах нижней бункерной части и верхних сопл орошения мокрых золоуловителей. В районах с расчетной температурой отопления —20 °С и ниже мокрые золоуловители устанавливают в помещении [34].

Газоходы перед и после золоуловителей должны компоноваться так, чтобы обеспечивалась равномерная раздача дымовых газов по аппаратам при минимальном сопротивлении газового тракта.

Машинное отделение. Машинное отделение разделяют по высоте на два помещения: в верхнем устанавливают турбогенератор, в нижнем (конденсационном) размещают фундамент турбоагрегата, конденсаторы и вспомогательное оборудование.

Отметку конденсационного пола машинного зала электростанций следует принимать на основании технико-экономического расчета с учетом затрат на подачу охлаждающей воды, условий производства работ и затрат на подземную часть машинного зала, объемов планировочных работ, геологических и гидрологических условий.

Турбоустановки в машинном зале компонуют по *«островному» принципу*. Турбину и генератор устанавливают на своем фундаменте, не связанном с другими строительными конструкциями, чтобы вибрация турбоагрегата не передавалась на них. Между верхним помещением турбоагрегатов и нижним конденсационным сплошного перекрытия не выполняют, а вокруг турбоагрегатов устраивают площадки обслуживания (отметка 7—15,6 м), соединенные между собой продольными проходами, идущими вдоль стен машинного зала. Для обслуживания вспомогательного оборудования предусматривают промежуточные площадки на двух уровнях между площадкой обслуживания турбины и полом конденсационного помещения. Проемы между площадками обслуживания позволяют обслуживать мостовым краном и вспомогательное оборудование в нижнем помещении. Габаритные размеры турбинного отделения выбирают достаточными для свободной выемки роторов генераторов, трубок конденсаторов и трубных систем подогревателей. Отметка нижней части фермы машинного зала обусловливается необходимостью обеспечения подъема и транспортировки крышки ЦНД турбины или подъема ПВД и составляет 21—35 м.

Турбоустановки компонуют *продольно* или *поперечно* относительно продольной оси машинного отделения. Турбоагрегаты мощностью до 500 МВт включительно на блочных ГРЭС размещают поперечно, а мощностью 800 МВт — продольно. Турбоагрегаты ТЭЦ мощностью 50 МВт и более размещают поперек машинного отделения, а меньшей мощности — вдоль (цугом). При продольном размещении турбин длина машинного отделения больше, а пролет меньше, чем при поперечном расположении. Более короткий пролет облегчает и упрощает строительные конструкции, уменьшает размеры и массу мостового крана, улучшает освещенность машинного отделения. При продольной компоновке турбин большой мощности ячейка турбины оказывается значительно больше ячейки котла (например, на газомазутном блоке мощностью 800 МВт эта разница составляет 69 м), что может обусловить необходимость применения островного расположения котельных отделений. При поперечной компоновке турбины в сравнении с продольной сокращается длина паропроводов от котла к турбине, система этих паропроводов симметрична относительно оси турбины. Максимальный размер однопролетных турбинных отделений 54 м, при необходимости иметь больший размер применяется двухпролетная конструкция.

Конденсатор обычно располагается под фундаментом турбины поперек или вдоль ее оси. При *поперечной компоновке* конденсаторы отдельных ЦНД соединяются по

охлаждающей воде параллельно, а при *продольной компоновке* — последовательно, поэтому количество циркуляционных водоводов при продольном конденсаторе меньше, что позволяет сократить площадь машинного отделения, занятую циркуляционными водоводами.

При продольном конденсаторе площади, предназначенные для выема трубок конденсатора, находятся под фундаментом турбины, и они значительно меньше, чем при поперечном конденсаторе.

Возможно применение боковых конденсаторов, размещаемых по обе стороны турбины. Пар из ЦНД подводится к конденсаторам через расположенные под фундаментом турбины патрубки. Боковые конденсаторы включаются последовательно по охлаждающей воде. Применение боковых конденсаторов увеличивает площадь, занимаемую турбогенератором, но позволяет снизить основную отметку обслуживания турбины, уменьшить глубину приямков конденсатных насосов, отказаться от подвала в машинном отделении.

При проектировании блочных электростанций установку циркуляционных насосов, как правило, предусматривают в блочных насосных станциях, а при проектировании неблочных электростанций — в центральных насосных станциях или главном корпусе.

Питательные насосы энергоблоков большой мощности — крупные, сложные агрегаты с собственным вспомогательным оборудованием. Их размещают на самостоятельных фундаментах в проемах машинного зала, они имеют собственные площадки обслуживания, расположенные на высоте около 5 м над нулевой отметкой конденсационного помещения.

Регенеративные подогреватели устанавливают по бокам турбины. Сетевые подогреватели размещают с учетом удобной трассировки теплопроводов. При поперечной компоновке в турбинном отделении выполняется подвал глубиной 2,5—3,5 м для прокладки в нем циркуляционных водоводов и других трубопроводов, для установки конденсатных и циркуляционных насосов (при отсутствии береговой насосной).

При продольной компоновке используется так называемая бесподвальная конструкция, с местным заглублением (циркуляционным приямком) между стеной ряда А и конденсатором. В циркуляционном приямке прокладывают циркуляционные водоводы, устанавливают конденсатные и циркуляционные насосы. Для прокладки других трубопроводов на низких отметках предусматриваются каналы, а для кабелей — туннели.

В турбинном отделении устанавливают два мостовых электрических крана независимо от числа турбоагрегатов. Их грузоподъемность принимается из расчета подъема самой тяжелой детали турбоагрегата, кроме статора генератора, для которого предусматривается бескрановый монтаж. Для турбоагрегатов мощностью 250/300 МВт и выше допускается установка трех кранов при числе турбоагрегатов семь и более [34].

Вспомогательное оборудование в турбинном отделении компонуют с учетом обслуживания его краном. Для обслуживания и ремонта оборудования, расположенного вне зоны действия кранов, применяют другие грузоподъемные устройства.

В турбинном отделении электростанции с временного торца предусматривается железнодорожный въезд, совмещенный с автовъездом, со стороны постоянного и временного торцов — монтажно-ремонтные площадки со сквозным проездом автотранспорта. Через каждые четыре турбины имеется промежуточная ремонтная площадка. Последняя не делается, если по условиям компоновки котла между турбоагрегатами образуются свободные площадки, которые могут быть использованы для ремонта.

В деаэраторном отделении на верхнем этаже устанавливают деаэраторы питательной воды, один его этаж занят паропроводами, питательными трубопроводами, РОУ и БРОУ. В этом отделении располагают также распределительные устройства собственных нужд.

В бункерном отделении в верхней его части вдоль котельного отделения размещают галерею конвейеров топливоподачи, ниже располагают бункера угля и пыли, непосредственно под бункерами находятся питатели, на уровне земли устанавливаются вращающиеся механизмы: мельницы, мельничные вентиляторы и вентиляторы горячего дутья. На крыше бункерной этажерки на открытом воздухе устанавливают сепараторы и циклоны.

Один из показателей совершенства компоновки главного корпуса — его удельный объем, $м^3/кВт$, зависящий прежде всего от типа станции, вида топлива и мощности оборудования. Для газомазутных ГРЭС он равен 0,35—0,7, для пылеугольных ГРЭС — 0,65—1,10, для ТЭЦ соответственно 0,8—1,4 и 1,7—2,2.

На рис. 6.5 показана компоновка Березовской ГРЭС-1 мощностью 6400 МВт с блоками мощностью 800 МВт на канско-ачинском угле. Главный корпус состоит из машинного, бункерно-деаэраторного, котельного, бункерного отделений и помещения трубчатых воздухоподогревателей. В поперечном направлении главный корпус разноэтажный с пролетами отделений: машинного и котельного по 54 м, бункерно-деаэраторного и бункерного по 12 м и помещения трубчатых подогревателей 30 м.

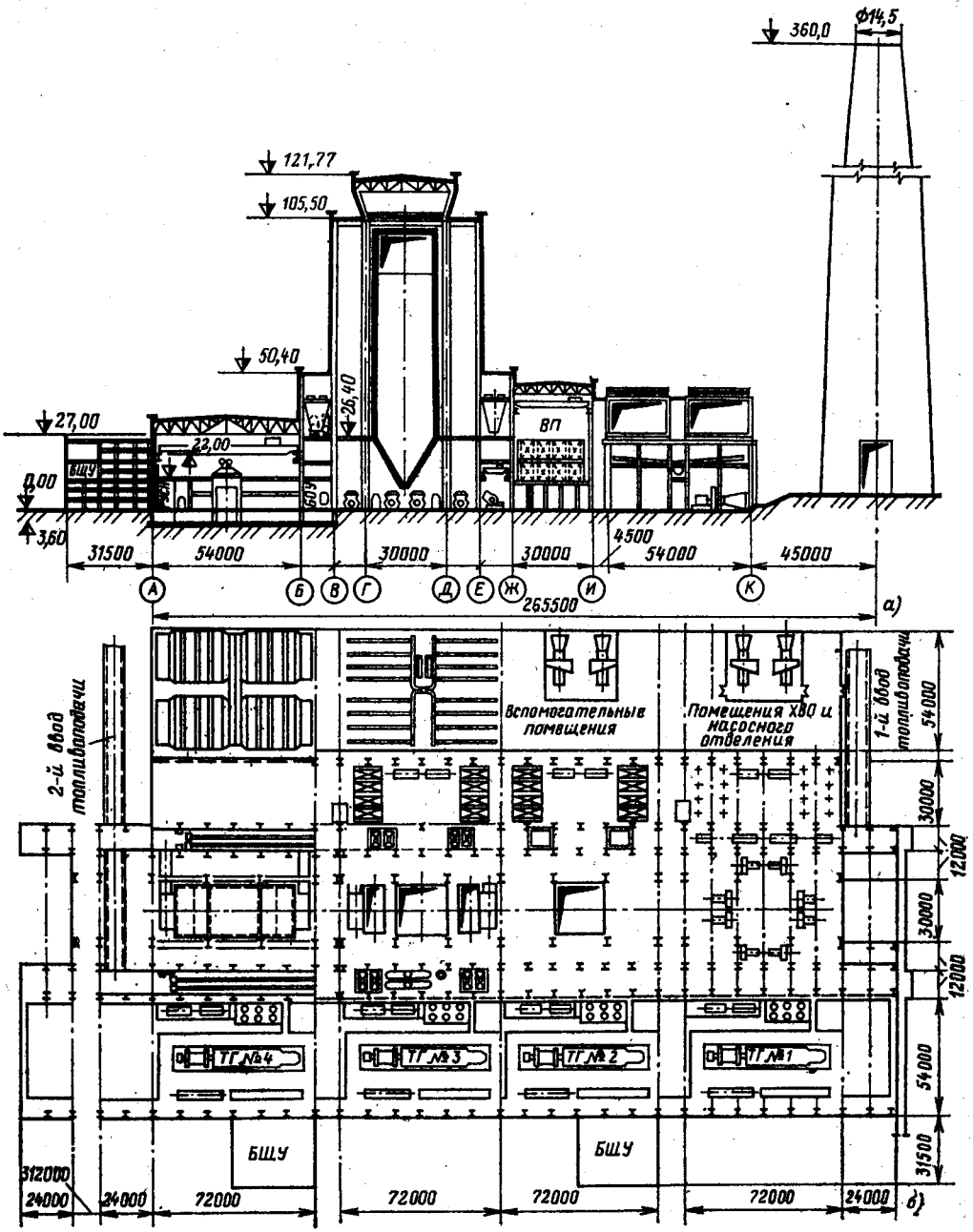


Рис. 6.5. Поперечный разрез (*а*) и план (*б*) главного корпуса Березовской ГРЭС-1

Продольный шаг основных конструкций 12 м, шаг колонн подвесного котла 24 м. Расположение турбин — продольное. Все отделения оборудованы мостовыми кранами и грузоподъемными механизмами для монтажа и ремонта оборудования. Вдоль главного корпуса у ряда А со стороны машинного отделения пристроены четыре помещения блочных щитов управления, а со стороны трубчатых воздухоподогревателей — электрофильтры. Под электрофильтрами размещаются дымососы, химводо-

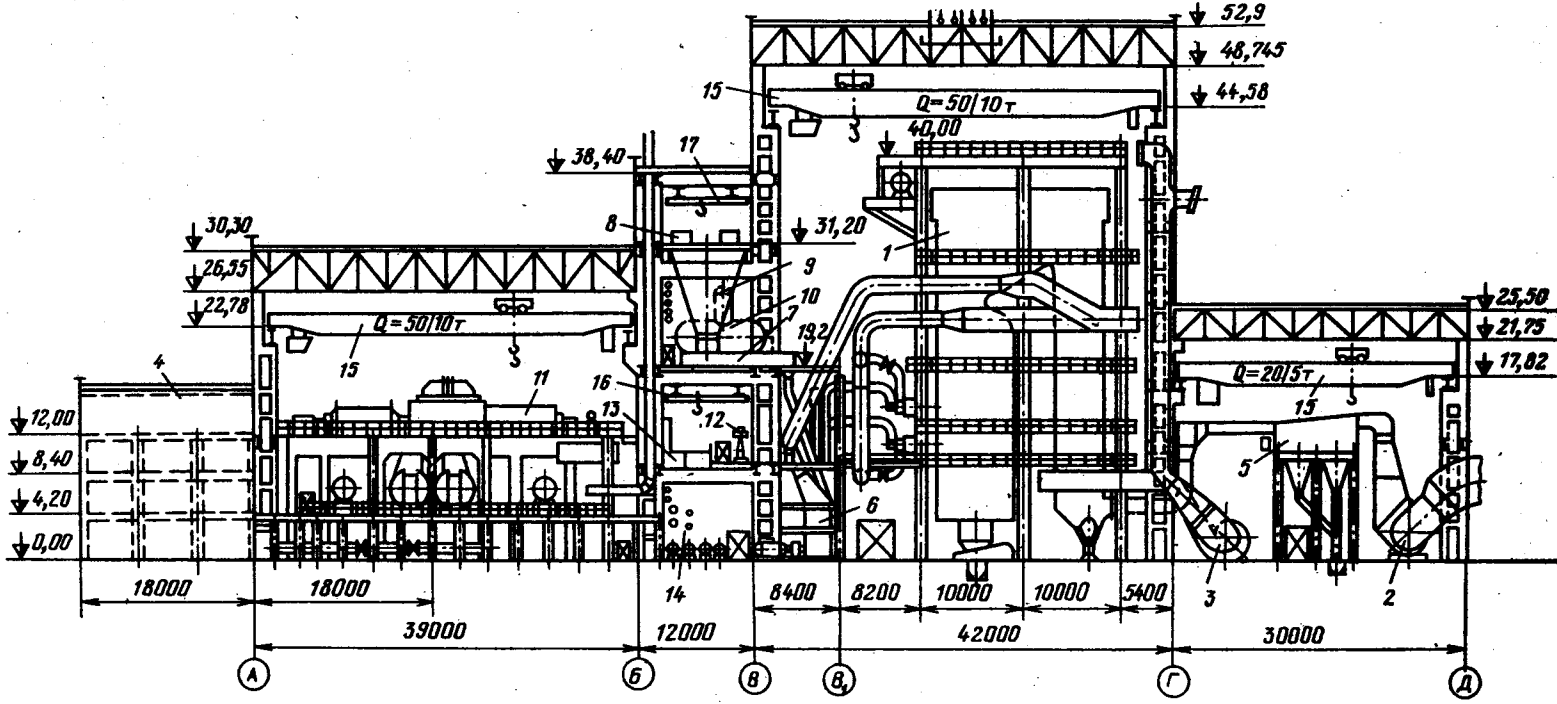


Рис. 6.6. Поперечный разрез главного корпуса ТЭЦ-ЗИТТ с набором секций ПТ-80 + Т-110 + ПТ-135 + Т-175:

1 — котел БКЗ-420-140; *2* — осевой дымосос; *3* — дутьевой вентилятор первичного воздуха; *4* — ГрЩУ; *5* — золоулавливающая установка (батарейные циклоны); *6* — молотковая мельница; *7* — скребковый питатель сырого угля (ширина ленты 1400 мм); *9* — бункер сырого угля; *10* — деаэраторный бак с колонкой; *11* — турбоагрегат Т-110/120-130/3; *12, 13* — блоки трубопроводов соответственно высокого и низкого давлений; *14* — трубопроводы сетевой и сырой воды и технологического пара; *15, 16* — электрические мостовой и подвесной краны; *17* — кран-балка

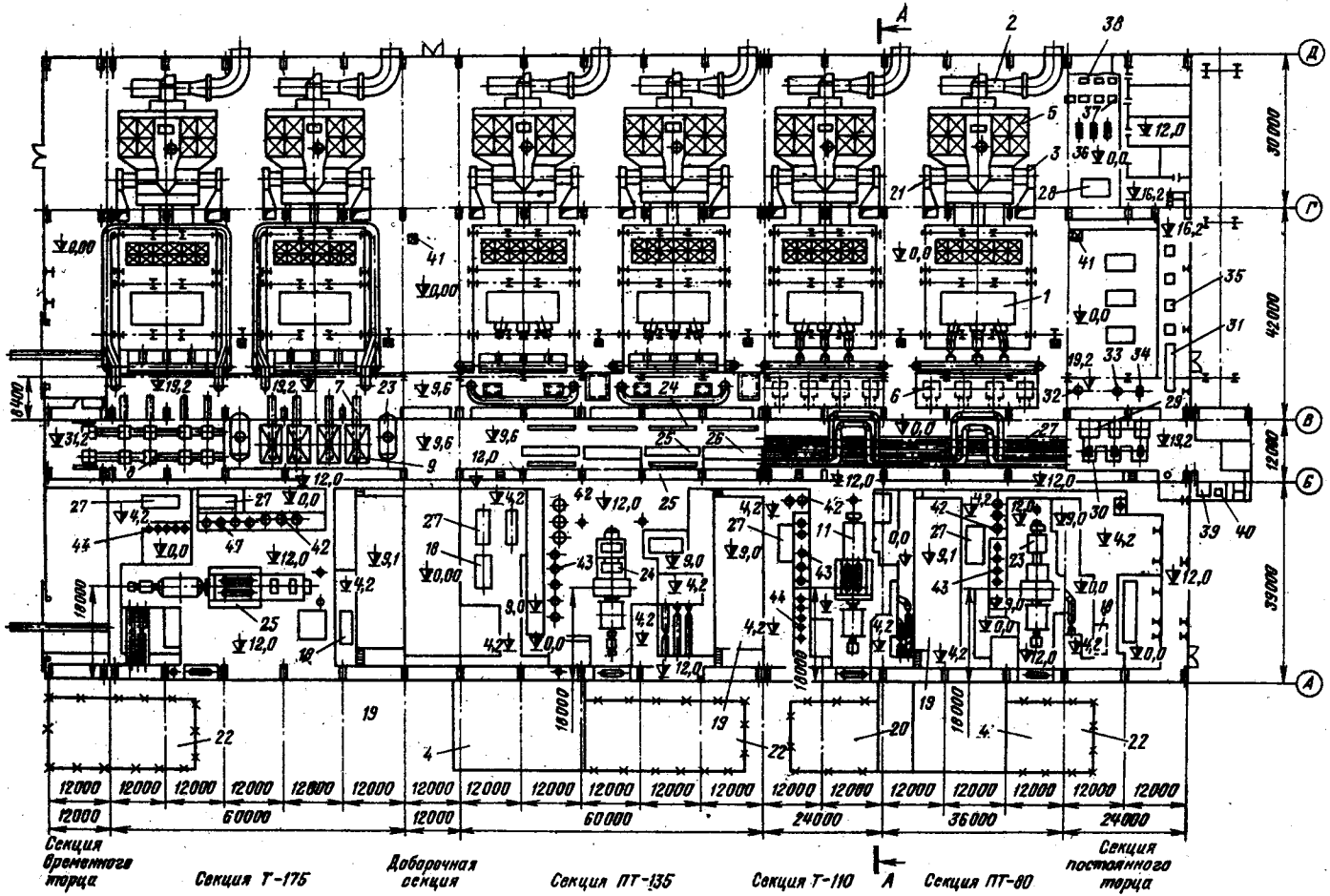


Рис. 6.7. План главного корпуса ТЭЦ-ЗИТТ с набором секций ПТ-80+Т-110+ПТ-135+Т-175

очистка, часть общестанционного оборудования, мастерские и склады.

У ряда А размещены РУСН 6 кВ блока и 0,4 кВ машинного зала. Блочная обессоливающая установка размещена в бункерно-деаэраторном отделении. Основное и вспомогательное оборудование каждого блока размещено в ячейке 72 м, с вставкой между каждыми двумя блоками ремонтного пролета. Удельная площадь главного корпуса 0,0171 м²/кВт, удельный объем 1,086 м³/кВт.

Поиск путей снижения удельных капитальных затрат на сооружение ТЭЦ привел к разработке проектов серийных ТЭЦ с применением стандартных строительно-технологических секций повышенной заводской готовности под названием ТЭЦ-ЗИГМ и ТЭЦ-ЗИТТ (ТЭЦ заводского изготовления соответственно на газомазутном и твердом топливе).

Главный корпус ТЭЦ-ЗИГМ создается из модулей. Основу модуля составляет стандартный размер ячеек котельного и машинного залов, равный по длине 24 м (две секции по 12 м) и ширине соответственно 36 и 39 м. Такие размеры выбраны из условия размещения в ячейках серийно выпускаемых котлов и турбин.

В котлотурбинных модулях (секциях) расположено также и вспомогательное оборудование. Деаэраторная этажерка встроена внутри котельного отделения. Здание главного корпуса запроектировано без подвала, многочисленные железобетонные фундаменты под вспомогательное оборудование заменены общей железобетонной плитой мелкого заложения. Благодаря применению специальных инвентарных приспособлений для монтажа статора генератора снижена грузоподъемность мостовых кранов машинного зала. Типовые модули разработаны для постоянного и временного торцов зданий. В постоянном торце длиной 24 м (две секции по 12 м) размещают центральный (главный) электрический щит, БРОУ и расточную РОУ, вакуумные деаэраторы, цеховые мастерские, ремонтные площадки. Временный торец используется при монтаже и ремонтных работах.

Между четвертой и пятой основными котельно-турбинными секциями предусматривается дополнительная монтажно-ремонтная секция. Удельная площадь застройки главного корпуса 0,023 м²/кВт, удельный объем — 0,815 м³/кВт.

В проекте ТЭЦ-ЗИТТ секции с турбинами и одним котлом выполняют в двух модификациях: с ячейками 36 м для нечетных станционных номеров турбин и с ячейками 24 м для четных, что позволяет при размещении рядом двух секций длиной 36 и 24 м разместить в них ячейки двух котлов суммарной длиной 60 м. В качестве основного оборудования приняты унифицированный газоплотный котел БКЗ-420-140 (двух модификаций — с твердым и жидким шлакоудалением) и турбины шести типов (ПТ-80, ПТ-110, Т-175, Р-50 и Р-100 на параметры пара 14 МПа и 560 °С) (рис. 6.6, 6.7). На рис. 6.7 введены следующие обозначения:

1—17 — обозначения те же, что и на рис. 6.6; *18* — резервный возбудитель; *19* — РУ собственных нужд; *20* — ЦЩУ; *21* — дутьевой вентилятор вторичного воздуха; *22* — открытая установка трансформаторов; *23—25* — турбоагрегаты соответственно ПТ-80/100-130/15 и Т-175/210-130; *26* — БРОУ; *27* — питательный насос; *28* — сетевой насос первого подъема; *29* — вакуумные деаэраторы; *30* — эжекторы к вакуумным деаэраторам; *31* — растопочная РОУ; *32* — подогреватель сетевой воды для калориферов; *33* — подогреватель деаэрированной воды; *34* — растопочный бойлер; *35* — водо-водяной подогреватель сырой воды; *36* — воздуходувная машина; *37, 38* — насосы смывной и орошающей воды; *39, 40* — грузовой и пассажирский лифты; *41* — грузовой лифт; *42, 43* — подогреватели соответственно высокого и низкого давлений; *44* — конденсатные насосы.

6.2.2. КОМПОНОВКИ ГЛАВНОГО КОРПУСА АЭС

На АЭС компоновка подчиняется основному принципу деления помещений по зонам *строгого и свободного режима*. На АЭС с водным теплоносителем используются только закрытые компоновки с сомкнутой компоновкой главных цехов.

Реакторное отделение с машинным залом образует главное здание. При сомкнутой компоновке реакторное отделение и машинный зал примыкают друг к другу либо непосредственно, либо через деаэраторную этажерку (этажерку электротехнических устройств). В здании реакторного отделения размещают собственно реакторную установку (реактор, парогенераторы, циркуляционные насосы, компенсаторы давления и т. п.), а также обслуживающие их системы. К последним в первую очередь относятся: системы перегрузки топлива реактора и его кратковременного хранения; системы выгрузки внутрикорпусных устройств для их освидетельствования и возможного ремонта; системы поддержания нормальных термовлажностных условий в помещениях расположения оборудования; оборудование и системы контроля и управления установкой во время нормальной эксплуатации и при ремонте.

Парогенераторы должны располагаться ближе к реактору для уменьшения длины главных циркуляционных трубопроводов. Для ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 парогенераторы располагают вокруг реактора за единой защитой. Здесь же располагают

компенсатор давления и гидроемкости системы безопасности. Электродвигатели ГЦН и главных задвижек и всех вспомогательных систем располагают над перекрытием, являющимся биологической защитой. Расположение парогенераторов по высоте согласуется с верхней частью реактора, чтобы при снятой крышке реактора могла осуществляться естественная циркуляция в главном реакторном контуре.

В турбинном отделении АЭС оборудование располагается так же, как и на ТЭС (см. п. 6.2.1). Существенной особенностью турбин насыщенного пара по сравнению с турбинами на перегретом паре той же мощности является увеличение числа ЦНД и соответственно большая длина турбин. Поэтому предпочтительным считается продольное расположение. Особенностью турбин насыщенного пара является также наличие сепараторов-пароперегревателей (СПП).

Компоновки современных крупных турбоагрегатов выполняются с подвальным помещением высотой 3,6—4 м, в отдельных случаях до 5,2 м, где располагаются водоводы, конденсатосборники конденсаторов, сепаратосборники СПП, конденсатные и дренажные насосы, охладители дренажа регенеративных подогревателей, кабельные туннели, сливные баки и некоторые вспомогательные трубопроводы.

Для турбин К-220-44 и К-500-65/3000 применяют подвальное расположение конденсаторов. Для турбин К-1000-60/1500 наряду с подвальным применяют и боковое расположение конденсаторов, предпочтение отдается подвальному расположению. Для турбин К-220-44 с ВВЭР-440 применяют продольное расположение с пролетом машинного зала 39 м, для турбин К-1000-60/1500 принята блочная компоновка с продольным расположением турбоагрегата, с пролетом 45 м и длиной 120 м. Для турбин К-500-65/3000 с РБМК-1000 (рис. 6.8, 6.9) принято продольное расположение, с пролетом машинного зала 51 м, длиной 402 м для двух блоков. Оборудование одноконтурных АЭС имеет биологическую защиту, поэтому для той же мощности турбины площадь ячейки установки турбины больше.

Оборудование блоков может быть размещено в одном здании. Эксплуатация нескольких энергоблоков в одном здании особенно усложняется в аварийных ситуациях, а при авариях с выходом из строя оборудования возможен останов всей станции.

При строительстве целой серии АЭС с кратным четным количеством энергоблоков может оказаться целесообразным сдвоение блоков, как это показано на рис. 6.10.

Для энергоблоков большой мощности (1000 МВт и более) целесообразно строительство их моноблоками.

На конструкции главных и вспомогательных зданий, а также на их размещение на территории электростанции существенное влияние оказывают землетрясения, ураганы и торнадо, цунами, взрывы на промышленных объектах или на транспорте, падение самолетов на здания.

Высота и форма сооружения выбираются таким образом, чтобы сейсмические нагрузки на его конструкции и оборудование были минимальными, крутильные колебания сведены до минимума. Это достигается снижением центра тяжести сооружения, практическим совпадением центра тяжести с центром жесткости, простотой геометрических форм, созданием жестких конструкций.

Воздействия на сооружения АЭС ветра ураганной силы, торнадо и взрывной волны по своему характеру являются близкими, однако нагрузки на различные здания учитываются по-разному. Так, для зданий, сооружений, разрушение которых может повлиять на радиационную безопасность, учитываются природные явления с повторяемостью раз в 10 000 лет, т. е. принимаются нагрузки существенно большие, чем по строительным нормам. Нагрузку возможного взрыва и ударной волны от него определить с требуемой достоверностью очень трудно или невозможно, так как за время работы АЭС (30—40 лет) возможно сооружение поблизости от нее новых промышленных объектов, возможна прокладка новых транспортных путей. В связи с этим в международной практике определилась тенденция к нормированию ударной волны и ее формы практически независимо от условий расположений АЭС.

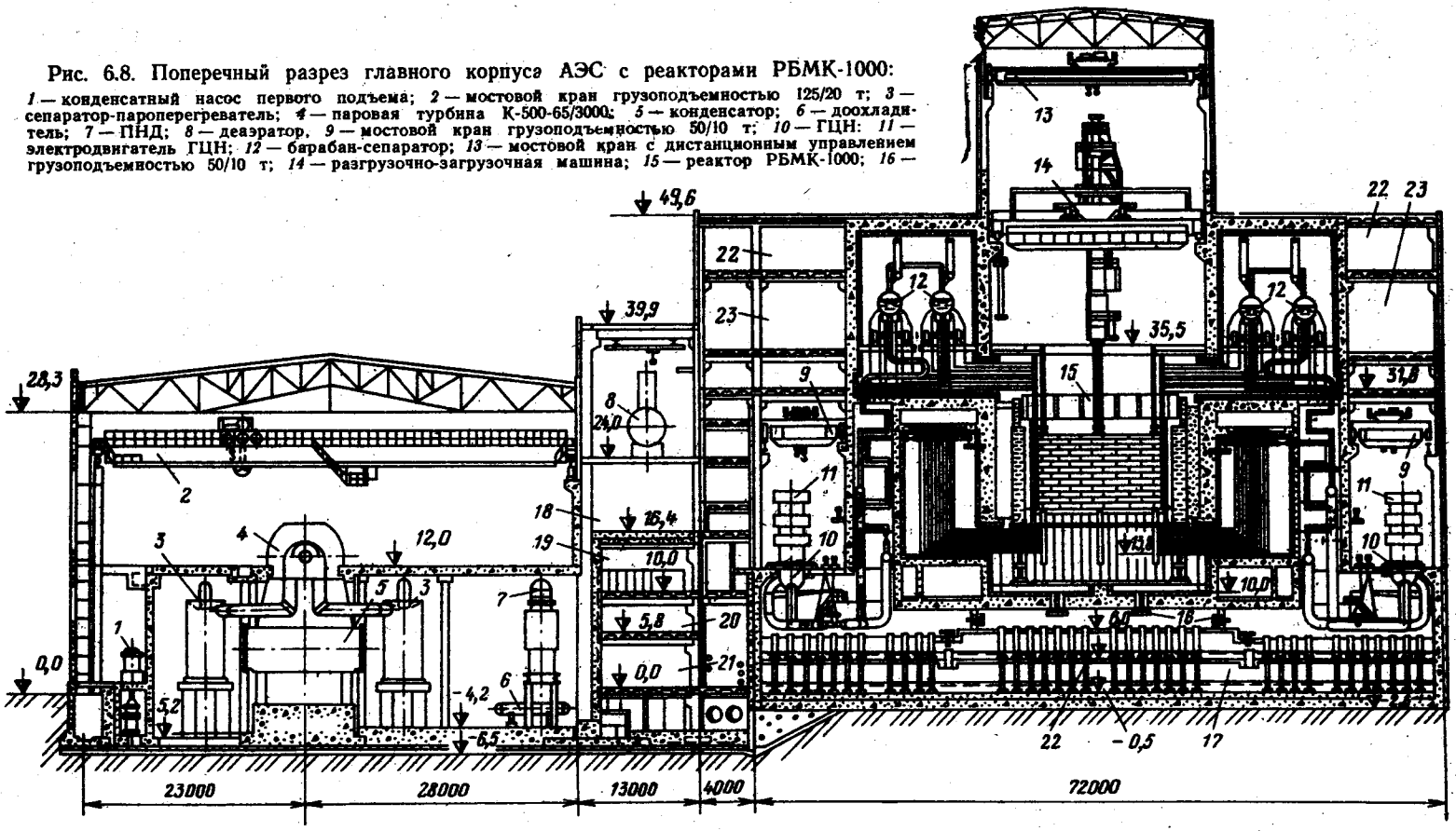
При компоновке электростанции необходимо обеспечить удобные связи главных зданий с вспомогательными сооружениями: с насосной охлаждающей воды — каналами и трубопроводами, с химводоочисткой — проходными туннелями или эстакадами, подъездными путями; с хранилищами сухих и жидких радиоактивных отходов — каналами и эстакадой, подъездными путями; с санитарно-бытовыми и служебными корпусами — переходными мостиками.

При разработке компоновки АЭС, даже если определена предельная ее мощность, необходимо обеспечить возможность дальнейшего ее расширения с наименьшими капитальными затратами.

Для транспортировки внутри здания вышедшего из строя крупного оборудования, загрязненного радиоактивными веществами, а также для монтажа нового оборудования в конструкциях здания предусматриваются специальные транспортные проемы, закрывающиеся дверями или люками. Для доставки в реакторное отделение нового оборудования и удаления вышедшего из строя в герметичной оболочке предусматривается люк, к которому орга-

Рис. 6.8. Поперечный разрез главного корпуса АЭС с реакторами РБМК-1000:

1 — конденсатный насос первого подъема; *2* — мостовой кран грузоподъемностью 125/20 т; *3* — сепаратор-пароперегреватель; *4* — паровая турбина К-500-65/3000; *5* — конденсатор; *6* — доохладитель; *7* — ПНД; *8* — деаэратор. *9* — мостовой кран грузоподъемностью 50/10 т; *10* — ГЦН: *11* — электродвигатель ГЦН; *12* — барабан-сепаратор; *13* — мостовой кран с дистанционным управлением грузоподъемностью 50/10 т; *14* — разгрузочно-загрузочная машина; *15* — реактор РБМК-1000; *16* — клапаны аварийной защиты; *17* — бассейн-барботер; *18* — трубопроводный коридор; *19* — БЩУ; *20* — подщитовое помещение; *21* — помещения РУСН; *22, 23* — помещения вентиляционных установок вытяжных и приточных установок



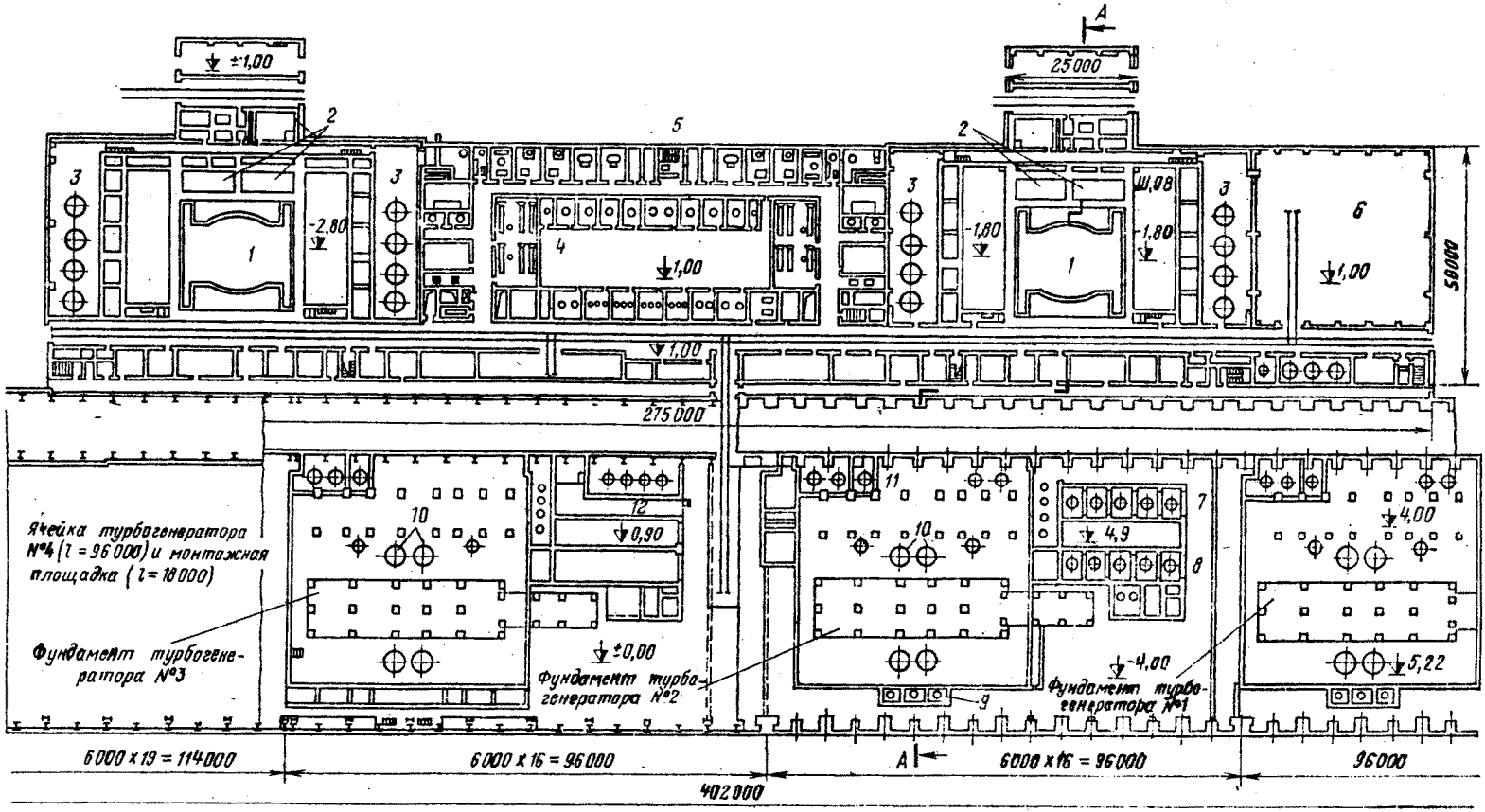


Рис. 6.9. План главного корпуса АЭС с реакторами РБМК-1000:

1 — реактор; *2* — бассейн выдержки; *3* — помещение двигателей ГЦН; *4* — помещение спецводоочистки; *5* — система очистки газов; *6* — ремонтная мастерская «грязного» оборудования; *7* — механические фильтры конденсатоочистки; *8* — фильтры смешанного действия конденсатоочистки; *9* — конденсатные насосы первого подъема; *10* — сепараторы — промежуточные перегреватели; *11* — ПНД; *12* — технологические конденсаторы

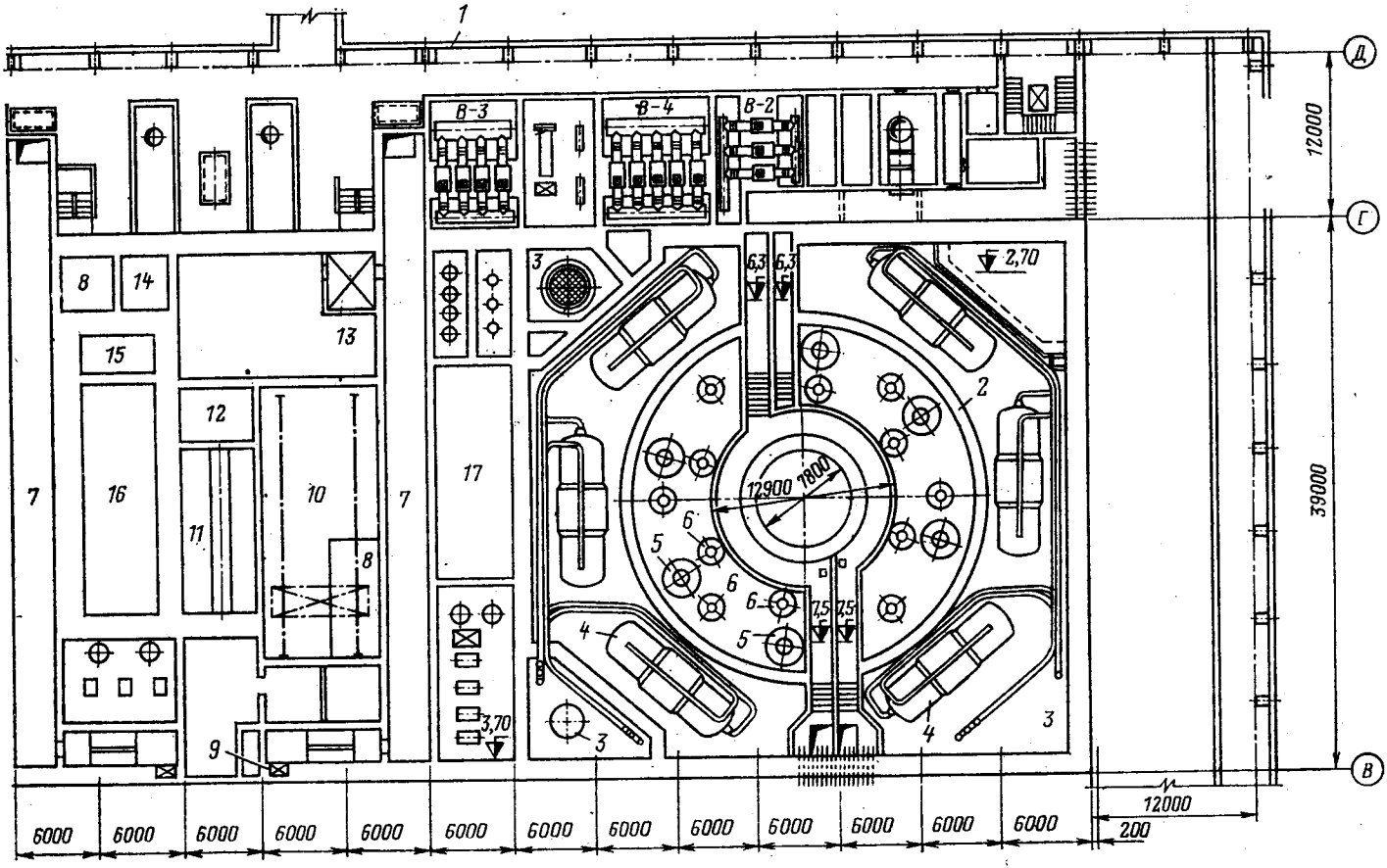


Рис. 6.10. План реакторного отделения на отметке 6,3 м для АЭС с двумя реакторами ВВЭР-440:

1 — вентиляционный центр; *2* — общая биологическая защита парогенераторов; *3* — шахта трубопроводов второго контура; *4* — парогенератор; *5* — ГЦН; *6* — главная задвижка; *7* — кабельный коридор; *8* — мойка; *9* — лифт; *10* — мастерские; *11* — проем; *12* — контейнер; *13* — узел свежего топлива; *14* — хранилище; *15* — могильник; *16* — бассейн кратковременной выдержки; *17* — помещение сборок

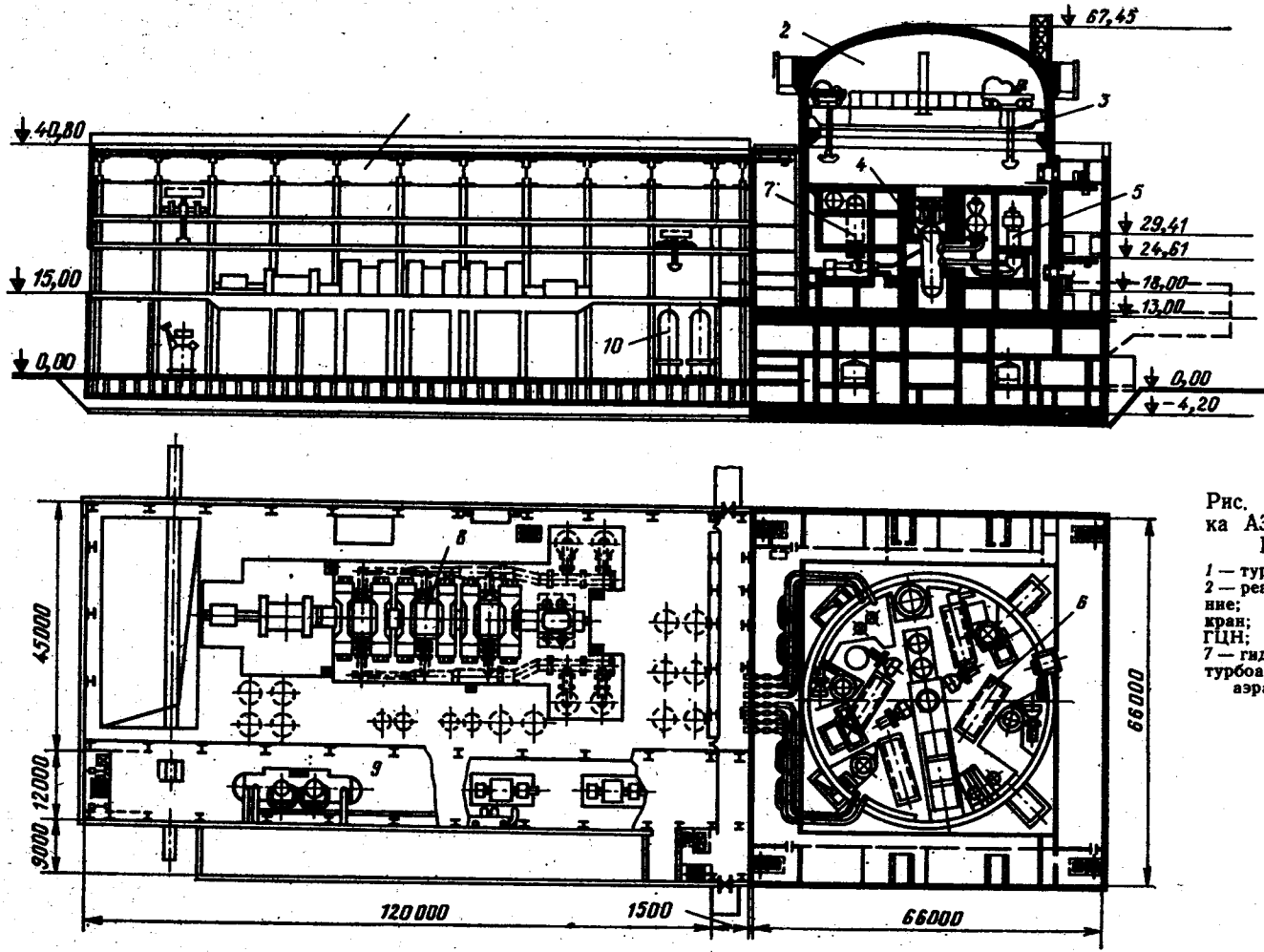


Рис. 6.11. Компоновка АЭС с реактором ВВЭР-1000:

1 — турбинное отделение; *2* — реакторное отделение; *3* — подъемный кран; *4* — реактор; *5* — ГЦН; *6* — парогенератор; *7* — гидроемкость; *8* — турбоагрегат; *9* — деаэратор; *10* — ПВД

низуются транспортные подъезды. Последние оборудуются канализацией, средствами разгрузочно-погрузочных работ, обмывки транспорта, приборами дозиметрического контроля. На АЭС предусматриваются специальные шахты для ремонта оборудования (верхний блок реакторов, шахта реактора, блок промежуточных штанг), защитные транспортабельные кабины с манипуляторами для дистанционного выполнения ремонтных работ и осмотра оборудования.

Для реакторов ВВЭР строительные конструкции и оборудование размещены симметрично по отношению к реактору. На одной железобетонной плите располагают и здание реакторного отделения, и вспомогательное здание. Для ВВЭР-1000 реакторную установку располагают над уровнем земли. Это позволяет организовать въезд транспорта под герметичную оболочку (рис. 6.11) и с помощью крана реакторного отделения и простых такелажных операций через люк в полу оболочки обеспечить доставку оборудования в реакторный зал или другие помещения. Этим же путем доставляют свежее топливо и вывозят в защитных контейнерах сработанное.

Сравнительно высокое расположение пола здания, размещенного в оболочке, позволяет обеспечить надежный слив с него воды. При этом обеспечивается хороший подпор перед насосами, которые должны во время аварийных ситуаций откачать воду с пола и вернуть ее вновь в реакторную установку.

Для монтажа оборудования и возможного его демонтажа, проведения ремонтных работ по перегрузке топлива в реакторном зале устанавливают подъемный кран и местные подъемные и транспортные механизмы. Грузоподъемность крана определяется наибольшим грузом, который требуется перемещать при эксплуатации АЭС. Если во время ремонта потребуется поднять более тяжелый груз, целесообразно, как правило, применять временные устройства, позволяющие не повышать грузоподъемность крана, например, домкрат или лебедку. Возможна установка временной подпорки под центр крана.

6.3. ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА ТЭС И АЭС

6.3.1. КАТЕГОРИИ ТРУБОПРОВОДОВ, МАТЕРИАЛ И СОРТАМЕНТ ТРУБ

В зависимости от вида и параметров среды трубопроводы в соответствии с правилами Госгортехнадзора [24] подразделяются на четыре категории в порядке убывающих параметров (табл. 6.1). Трубопроводы перегретого пара и горячей воды первой, второй и третьей категорий изготовляют из бесшовных высококачественных труб по особым техническим условиям. Трубопроводы четвертой категории можно изготовлять из стандартных бесшовных и сварных труб.

Правила [24] определяют требования к устройству, изготовлению, монтажу, эксплуатации и освидетельствованию трубопроводов, транспортирующих водяной пар с рабочим давлением более 0,07 МПа (0,7 кгс/см^2) или горячую воду с температурой выше 115 °С. Они не распространяются на трубопроводы первой категории с наружным диаметром менее 51 мм и на трубопроводы прочих категорий с наружным диаметром менее 75 мм. Для трубопроводов в пределах котлов, трубопроводов АЭС и реакторов, для сосудов, входящих в системы трубопроводов, разработаны специальные правила Госгортехнадзора и Госатомэнергонадзора.

При выборе арматуры и деталей трубопроводов (тройники, колена, отводы, переходы, фланцы и др.) пользуются понятиями *условного* ($p_у$), *пробного* ($p_{пр}$) и *рабочего* ($p_р$) давлений (ГОСТ 356-80, СТ СЭВ 253-76): $p_у$ — наибольшее избыточное давление при температуре среды 20 °С, при котором допустима длительная работа арматуры и деталей трубопровода, имеющих заданные размеры, обоснованные расчетом на прочность при выбранных материалах и характеристиках их прочности, соответствующих температуре 20 °С; $p_{пр}$ — избыточное давление, при котором должно производиться гидравлическое испытание арматуры и деталей трубопровода на прочность и плотность; $p_р$ — наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплуатации арматуры и деталей трубопровода. Ряд $p_у$: 0,10 (1); 0,16 (1,6); 0,25 (2,5); 0,40 (4); 0,63 (6,3); 1,00 (10,0); 1,60 (16); 2,5 (25); 4,00 (40); 6,30 (63); 10,00 (100); 12,50 (125); 16,00 (160); 20,00 (200); 25,00 (250); 32,00 (320); 40,00 (400); 50,00 (500); 63,00 (630); 80,00 (800); 100,00 (1000); 160,00 (1600); 250,00 (2500) МПа (кгс/см^2).

Предусматривается разделение металлов для трубопроводов на 12 групп, приведенных в табл. 6.2 в порядке возрастающей жаропрочности. Каждая группа имеет свою градацию температурных ступеней в соответствии с механическими свойствами при различных температурах. Для первой наиболее низкой ступени температур (для сталей 200 °С, для чугуна, бронзы и латуни 120 °С, для титановых сплавов 50 °С) рабочее давление равно условному. В табл. 6.3 приводятся значения условного, пробного и рабочего давлений для материалов 10-й группы. Рабочие давления, относящиеся к температурам, при которых имеет место ползучесть материала, приведены для ресурса 10^5 ч.

При обозначениях условного, пробного и рабочего давлений единицы не проставляются, например: условное давление 4 МПа

Таблица 6.1. **Категории трубопроводов**

Категория трубопровода	Среда		Рабочие параметры среды: Температура, °С	Рабочие параметры среды: Давление (избыточное), МПа (кгс/см²)
1	Перегретый пар	а	Более 580	Не ограничено
		б	От 540 до 580 (включительно)	То же
		в	От 450 до 540 (включительно)	»
		г	До 450 (включительно)	Более 3,9 (39)
	Горячая вода, насыщенный пар	д	Более 115	Более 8 (80)
2	Перегретый пар	а	От 350 до 450 (включительно),	До 3,9 (39) (включительно)
		б	До 350 (включительно)	От 2,2 (22) до 3,9 (39) (включительно)
	Горячая вода, насыщенный пар	в	Более 115	От 3,9 (39) до 8 (80) (включительно)
3	Перегретый пар	а	От 250 до 350 (включительно)	До 2,2 (22) (включительно)
		б	До 250 (включительно)	От 1,6 (16) до 3,9 (39) (включительно)
4	Перегретый и насыщенный пар Горячая вода	а	От 115 до 250 (включительно)	От 0,07 (0,7) до 1,6 (16) (включительно)
		б	Более 115	До 1,6 (16) (включительно)

Таблица 6.2. **Группы материалов для трубопроводов** *

Номера групп	Материалы и их марки	Предельная температура $t_{макс}$, °С
1	Бронза (ГОСТ 613—79 и ГОСТ 18175—78), латунь (ГОСТ 17711—72 и ГОСТ 15527—70)	250
2	Титановые сплавы ВТ1-0ЗМ, ТЛ-В1, ТЛ-3	350
3	Серый чугун марок СЧ18-36, СЧ21-40 (ГОСТ 1412—79), высокопрочный чугун марки ВЧ42-12 (ГОСТ 7293—79), ковкий чугун марки КЧ30-6 (ГОСТ 1215—79)	400 **
4	Хромотитановая сталь марки 20Х5ТЛ (ГОСТ 2176—77)	425
5	Углеродистые стали марок Ст3 (ГОСТ 380—71), 10, 20, 25 (ГОСТ 1050—74), 20Л, 25Л (ГОСТ 977—75), марганцовистые и кремнемарганцовистые стали марок 15ГС, 20ГСЛ, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 09Г2С, 10Г2С1 (ГОСТ 19282—73)	455
6	Хромомолибденовольфрамовая сталь марки 20Х3МВФ (ГОСТ 20072—74)	510
7	Хромомолибденовая сталь марки 12МХ (ГОСТ 20072—74)	530
8	Хромомолибденовая сталь марок 15ХМ (ГОСТ 4543—71) и 20ХМЛ	545
9	Хромомолибденовая сталь марок 15Х5М (ГОСТ 20072—74), и Х5МЛ, хромовольфрамовая сталь марки Х5ВЛ	550
10	Хромомолибденованадиевая сталь марок 12Х1МФ (ГОСТ 20072—74), 20ХМФЛ, 15Х1М1Ф и 15Х1М1ФЛ	570
11	Хромовольфрамовая сталь марки Х8ВЛ	575
12	Сталь марок 08Х18Н10Т, 08Х22Н6Т, 12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 45Х14Н14В2М (ГОСТ 5632—72) 10Х18Н9Т, 14Х18Н4Г4Л (ГОСТ 2176—77), Х16Н9М2	700

* Условные обозначения марок сталей теплоэнергетического оборудования даны в кн. 1, п. 8.1.5

** СЧ18-36, СЧ21-40 и ВЧ42-12 только до температуры 300 °С.

Таблица 6.3. **Давления для арматуры и деталей трубопроводов из хромомолибденованадиевых сталей марок 12Х1МФ (ГОСТ 20072-74), 20ХМФЛ*, 15Х1М1Ф* и 15Х1М1ФЛ* (10-я группа по табл. 6.2) по ГОСТ 356-80, МПа (кгс/см²)**

Условное давление p_y	Пробное давление $p_{пр}$	Рабочее давление p_p при наибольшей температуре, °С									
		200	320	450	510	520	530	540	550	560	570
0,10 (1,0)	0,20 (2)	0,10 (1)	0,09 (0,9)	0,08 (0,8)	0,06 (0,6)	0,05 (0,5)	0,05 (0,5)	0,04 (0,4)	0,04 (0,4)	—	—
0,16 (1,6)	0,30 (3)	0,16(1,6)	0,14 (1,4)	0,12 (1,2)	0,09 (0,9)	0,08 (0,8)	0,08 (0,8)	0,06 (0,6)	0,06 (0,6)	—	—
0,25 (2,5)	0,40 (4)	0,25(2,5)	0,23 (2,3)	0,19 (1,9)	0,15 (1,5)	0,13 (1,3)	0,11 (1,1)	0,10 (1)	0,09 (0,9)	0,08 (0,8)	0,07 (1,7)
0,40 (4,0)	0,60 (6)	0,40(4,0)	0,35 (3,5)	0,30 (3)	0,23 (2,3)	0,20 (2)	0,18 (1,8)	0,16 (1,6)	0,14 (1,4)	0,13 (1,3)	0,12 (1,2)
0,63 (6,3)	0,90 (9)	0,63(6,3)	0,54 (5,4)	0,48 (4,8)	0,37 (3,7)	0,32 (3,2)	0,28 (2,8)	0,25 (2,5)	0,23 (2,3)	0,21 (2,1)	0,19 (1,9)
1,00 (10)	1,50 (15)	1,00 (10)	0,90 (9)	0,75 (7,5)	0,58 (5,8)	0,50 (5)	0,45 (4,5)	0,42 (4,2)	0,36 (3,6)	0,33 (3,3)	0,30 (3)
1,60 (16)	2,40 (24)	1,60 (16)	1,40 (14)	1,20 (12)	0,90 (9)	0,80 (8)	0,70 (7)	0,62 (6,2)	0,57 (5,7)	0,52 (5,2)	0,50 (5)
2,50 (25)	3,80 (38)	2,50 (25)	2,30 (23)	1,90 (19)	1,50 (15)	1,30 (13)	1,10 (11)	1,00 (10)	0,90 (9)	0,82 (8,2)	0,74 (7,4)
4,00 (40)	6,00 (60)	4,00 (40)	3,50 (35)	3,00 (30)	2,30 (23)	2,00 (20)	1,80 (18)	1,60 (16)	1,40 (14)	1,30 (13)	1,20 (12)
6,30 (63)	9,5 (95)	6,30 (63)	5,40 (54)	4,80 (48)	3,70 (37)	3,20 (32)	2,80 (28)	2,50 (25)	2,30 (23)	2,10 (21)	1,90 (19)
10,00 (100)	15,00 (150)	10,00 (100)	9,00 (90)	7,50 (75)	5,80 (58)	5,00 (50)	4,50 (45)	4,20 (42)	3,60 (36)	3,30 (33)	3,00 (30)
12,50 (125)	19,00 (190)	12,50 (125)	11,30 (113)	9,40 (94)	7,30 (73)	6,50 (65)	5,50 (55)	5,00 (50)	4,50 (45)	4,10 (41)	3,80 (38)
16,00 (160)	24,00 (240)	16,00 (160)	14,00 (140)	12,00 (120)	9,00 (90)	8,00 (80)	7,00 (70)	6,20 (62)	5,70 (57)	5,20 (52)	5,00 (50)
20,00 (200)	30,00 (300)	20,00 (200)	18,00 (180)	15,00 (150)	11,50 (115)	10,00 (100)	9,00 (90)	8,40 (84)	7,20 (72)	6,50 (65)	6,00 (60)
25,00 (250)	35,00 (350)	25,00 (250)	23,00 (230)	19,00 (190)	15,00 (150)	13,00 (130)	11,00 (110)	10,00 (100)	9,00 (90)	8,20 (82)	7,40 (74)
32,00 (320)	45,00 (450)	32,00 (320)	28,00 (280)	24,00 (240)	17,00 (170)	16,00 (160)	14,00 (140)	12,40 (124)	11,40 (114)	10,50 (105)	10,00 (100)
40,00 (400)	56,00 (560)	40,00 (400)	35,00 (350)	30,00 (300)	23,00 (230)	20,00 (200)	18,00 (150)	16,00 (160)	14,00 (140)	13,00 (130)	12,00 (120)
50,00 (500)	65,00 (650)	50,00 (500)	45,00 (450)	37,00 (370)	29,00 (290)	25,00 (250)	22,50 (225)	21,00 (210)	18,00 (180)	16,50 (165)	15,00 (150)
63,00 (630)	80,00 (800)	63,00 (630)	54,00 (540)	48,00 (480)	37,00 (370)	32,00 (320)	28,00 (280)	25,00 (250)	23,00 (230)	21,00 (210)	19,00 (190)
80,00 (800)	100,00 (1000)	80,00 (800)	70,00 (700)	60,00 (600)	46,00 (460)	40,00 (400)	36,00 (360)	32,00 (320)	28,00 (280)	26,00 (260)	24,00 (240)
100,00 (1000)	125,00 (1250)	100,00 (1000)	90,00 (900)	75,00 (750)	58,00 (580)	50,00 (500)	45,00 (450)	42,00 (420)	36,00 (360)	33,00 (330)	30,00 (300)

* Отмеченные марки стали следует применять по нормативно-технической документации.

(40 кгс/см²) обозначается p_y 40, пробное давление 6 МПа (60 кгс/см²) — $p_{пр}$ 60, а рабочее давление 25 МПа (250 кгс/см²) при температуре 540 °С — p_p 250/540.

Температура среды должна приниматься равной температуре, при которой происходит длительная эксплуатация изделия, без учета кратковременных отклонений, допускаемых соответствующими стандартами или нормативно-технической документацией. Выбор материалов для арматуры и деталей трубопроводов производится в зависимости от назначения, параметров (температуры, давления) и условного прохода. Если отдельные элементы имеют различные температурные пределы, тогда рабочая температура всего изделия не должна превышать наиболее низкий температурный предел применения наименее жаропрочного элемента.

Основные марки стали для трубопроводов первой категории и области их применения приведены ниже:

Марка стали	Назначение
20	Паропроводы на давление не выше 4 (40) и 4,4 (44) МПа (кгс/см²) и температуру соответственно 440 и 340 °С, на давление не выше 2,2 (22) МПа (кгс/см²) при температуре не выше 425 °С и питательные трубопроводы на давление до 24 (240) МПа (кгс/см²) и температуру соответственно до 250 °С
15ГС	Питательные трубопроводы на давление 18,5 (185), 24 (240) и 38 (380) МПа (кгс/см²) и температуру 215, 250 и 280 °С соответственно
16ГС	Паропроводы на давление 4,4 (44) МПа (кгс/см²) и температуру 340 °С при D_y 600 и 700
17Г1С	Трубопроводы на давление до 2,5 МПа (25 кгс/см²) и температуру до 350—415 °С для D_y 500 и более
12Х1МФ	Паропроводы на давление до 14 МПа (140 кгс/см²) и температуру до 560 °С
15Х1М1Ф	Паропроводы на давление 25,5 (255) МПа (кгс/см²) и температуру 545 °С; на давление 14 (140) МПа (кгс/см²) и температуру 545 и 560 °С при D_y 200 и более, а также на это же давление и температуру 515 °С при D_y 350. Эта же сталь применяется для паропроводов на давление 4 (40) МПа (кгс/см²) и температуру 545 °С при D_y 500 и более.

Данные по прочностным и теплофизическим свойствам сталей даны в кн. 1, разд. 8 и 9.

При предварительном подборе проходного сечения труб используется приближенное округленное значение внутреннего диаметра D_y, называемое *условным проходом*. В СТ СЭВ 254-76 под условным проходом понимается номинальный внутренний диаметр присоединяемого трубопровода, мм. Стандарт СЭВ устанавливает следующий ряд условных проходов: 1*; 1,2*; 1,6*; 2,0*; 3*; 4*; 5*; 6; 8*; 10; 12*; 13*; 15; 16**; 20; 25; 32; 40; 50; 63**; 65; 80; 100; 125; 150; 160**; 175*; 200; 225*; 250; 300; 350; 400; 450*; 500; 600; 700*; 800; 900*; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800*; 2000; 2200*; 2400; 2600*; 2800*; 3000; 3200*; 3400; 3600*; 3800*; 4000. Условные проходы, отмеченные звездочкой, для арматуры общего назначения применять не следует. Условные проходы, отмеченные двумя звездочками, допускается применять только для гидравлических и пневматических устройств.

При маркировке условного прохода единицы не указываются. В СССР для условных проходов используется обозначение D_y.

Общие технические требования к трубопроводам пара и горячей воды ТЭС (гибка, сварка, термообработка) сформулированы в ОСТ 108.030.129-79, к трубопроводам АЭС — в ОСТ 108.030.124-85, к трубопроводам из коррозионно-стойкой стали — в ОСТ 108.030.123-85.

Горячедеформированные бесшовные трубы общего назначения (ГОСТ 8731-74 [1], ГОСТ 8732-78) изготовляются из углеродистой и легированной стали марок Ст2сп, Ст4сп, Ст5сп, Ст6сп (по ГОСТ 380-71), 10, 20, 35, 45, 10Г2, 20Х, 40Х, 30ХГСА, 15ХМ, 30ХМА, 12ХН2 (по ГОСТ 1050-74, ГОСТ 4543-71, ГОСТ 19282-73).

Трубы стандартизованы по наружному диаметру, толщине стенки и длине. Принят следующий ряд наружных диаметров труб: 20*, 21,3*; 22*; 25; 26,9*; 28; 30*; 31,8*; 32; 33,7*; 35*; 38; 40*; 42; 42,4*; 44,5*; 45; 48,3*; 50; 51*; 54; 57; 60; 60,3*; 63,5; 68; 70; 73; 76; 82,5*; 83; 89; 95; 102; 104*; 108; 114; 121; 127; 133; 140; 146; 152; 159; 165*; 168; 178*; 180; 194; 203; 219; 245; 273; 299; 324*; 325; 351; 356*; 377; 402; 406*; 426; 450; 457*; (465); 480; 500; 508*; 530; (550); 560; 600; 720; 820 мм. Толщина стенки трубы должна выбираться из ряда: 2,5; 2,6*; 2,8; 3; 3,2*; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; (6,5); 7; (7,5); 8; (8,5); 9; (9,5); 10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; 17; 18; (19); 20; 22; (24); 25; (26); 28; 30; (34); (35); 36; (38); 40; (42); 45; (48); 50; 56; 60; 63; (65); 70; 75 мм. Размеры, взятые в скобки, применять не рекоменду-

[1] С дополнительными требованиями по гарантии качества труб.

Таблица 6.4. Трубы бесшовные из углеродистых и кремнемарганцовистых сталей для трубопроводов ТЭС (выборка сортамента из ОСТ 108.320.102-78)

Номинальное давление среды $p_{ном}$, МПа (кгс/см²)	Температура стенки трубы t, °С	Условный проход трубы D_y, мм	Наружный диаметр трубы $D_н$, мм	Внутренний диаметр трубы $D_в$, мм	Толщина стенки трубы s, мм	Масса 1 м трубы, кг	Марка стали, ТУ	ТУ на трубы
38 (380)	280	10	16	11	2,5	0,83	15ГС, ТУ 14-3-460-75	ТУ 14-3-460-75
		20	28	20	4,0	2,37		
		40	57	39	9,0	10,87		
		100	133	97	18,0	54,23		
		150	194	142	26,0	114,45		
		200	273	205	36,0	223,60		
		250	325	241	42,0	311,58		
		300	377	277	50,0	428,46		
		350	465	345	60,0	636,80	15ГС, ТУ 14-3-420-75	ТУ 14-3-420-75
		400	530	400	65,0	794,00		
24 (240)	250	10	16	12	2,0	0,69	Сталь 20, ТУ 14-3-460-75	ТУ 14-3-460-75
		20	28	22	3,0	1,85		
		65	76	58	9,0	15,19	15ГС, ТУ 14-3-460-75	
		100	133	107	13,0	41,02		
		150	194	160	17,0	79,19		
		175	219	181	19,0	100,02		
		225	273	225	24,0	157,28		
		250	325	269	28,0	218,89		
		300	377	313	32,0	290,63		
		350	426	354	36,0	369,62		
4,4 (44)	340	10	16	12	2,0	0,69	Сталь 20, ТУ 14-3-460-75	ТУ 14-3-460-75
		20	28	22	3,0	1,85		
		25	32	26	3,0	2,15		
		32	38	32	3,0	2,59		
		50	57	50	3,5	4,72		
		65	76	69	3,5	6,41		
		80	89	81	4,0	8,58		
		100	108	96	6,0	15,45		
		150	159	145	7,0	28,11		
		200	219	201	9,0	49,94		
		250	273	253	10,0	69,52		
		300	325	299	13,0	107,19		
		350	377	351	13,0	126,50		
		400	426	396	15,0	164,80		
		450	465	433	16,0	192,06		
		600	630	596	17,0 *	257,50	16ГС, ГОСТ 19282-73	ТУ 3-923-75
		600	630	580	25,0	375,00		
		700	720	676	22,0 *	382,14		

* Только для прямых участков трубопроводов.

Таблица 6.5. **Трубы из углеродистой и кремнемарганцовистой стали для трубопроводов пара и питательной воды АЭС с реакторами ВВЭР-1000 (сортамент)**

Условный проход трубы $D_у$, мм	Наружный диаметр трубы $D_н$, мм	Внутренний диаметр трубы $D_в$, мм	Толщина стенки трубы s, мм	Масса 1 м трубы, кг/м	Марка стали
10	16	12	2	0,691 *	Сталь 20, ТУ 14-3-460-75
15	28	22	3	1,85	
25	32	26	3	2,15	
32	38	32	3	2,59	
50	57	50	3,5	4,72	
80	89	77	6	12,56	
100	108	96	6	15,45	
125	133	117	8	26,38	
150	159	141	9	35,63	
200	219	193	13	70,66	
250	273	241	16	108,50	
300	325	287	19	153,41	
400	426	378	24	254,62	
500	530	474	28	371,55	15ГС, ТУ 14-3-420-75
600	630	580	25	375	16ГС, ТУ 14-3-923-75

* Для номинального давления $p_{ном}$=12,0 МПа (120 кгс/см²) при температуре стенки 250 °С; остальное — для $p_{ном}$=8,6 МПа (86 кгс/см²) и температуры стенки 300 °С.

ется. Трубы с наружными диаметрами и толщинами стенок, отмеченными звездочкой, применяют в работах по экономическому и научно-техническому сотрудничеству со странами — членами СЭВ. ГОСТ 8732-78 устанавливает границы толщин стенок для труб различных наружных диаметров. Там же приводятся значения линейной плотности труб, кг/м.

Горячедеформированные бесшовные трубы общего назначения (ГОСТ 8732-78) изготовляются немерной длины в пределах от 4 до 12,5 м, мерной длины и длины, кратной мерной — в пределах немерной длины. Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные (ГОСТ 8734-75) имеют немерную длину от 1,5 до 11,5 мм.

Трубы для трубопроводов ТЭС и АЭС выпускаются заводами в соответствии с утвержденными отраслевыми стандартами (ОСТ). Соответствующие сортаменты труб приводятся в табл. 6.4—6.8. Сведения о фасонных деталях (отводы гнутые и крутоизогнутые, колена штампосварные, переходы, ответвления, штуцера, кольца подкладные, тройники, блоки с соплами и диафрагмами, донышки приварные, реперы для контроля остаточной деформации ползучести) имеются в сборниках отраслевых стандартов ОСТ 108.321.11-23-82, ОСТ 108.318.11-24-82, ОСТ 108.104.01-15-82 и др.

Внутренний диаметр трубопровода $D_в$, м, определяют по рекомендуемой скорости движения среды w, м/с (табл. 6.9), исходя из максимально возможного в эксплуатации ее расхода D, кг/с:

$$D_в = \sqrt{\frac{4D}{\pi w \rho}},$$

где ρ — плотность среды, кг/м³.

Методика расчета гидравлических потерь в трубопроводах приведена в кн. 2, п. 1.6.2 и 1.6.4.

Опоры и подвески трубопроводов предназначены для восприятия их веса и одновременного обеспечения свободы их температурных перемещений. В зависимости от назначения различают неподвижные и направляющие опоры, жесткие и пружинные подвески. Сведения об опорах, подвесках и их деталях приводятся в [13, 14, 28], а их расчет дан в кн. 1, п. 9.2.6. Методы конструирования и расчета трубопроводов, в том числе расчетов на малоцикловую усталость и ползучесть, даны в [1, 25].

В настоящее время расчеты на прочность трубопроводных систем с учетом внутреннего давления, самокомпенсации температурных удлинений, весовой нагрузки и некоторых других нагружающих факторов с выбором опор и подвесок выполняются по специальным программам на ЭВМ. Программы ЦКТИ «АСТРА», «АСТРА-Т», ЕА-78 и EAS-82 описаны в [20]. Они пригодны для расчета сложноразветвленных трасс.

6.3.2. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ, МОНТАЖ И ОБСЛУЖИВАНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

Все трубопроводы, имеющие температуру наружной поверхности стенки выше 45 °С, должны иметь *тепловую изоляцию*. Температура поверхности изоляции не должна превышать 45 °С [21].

Потеря теплоты через изоляцию на единицу длины трубопровода может быть определена методами теплопередачи, изложенными в кн. 2, разд. 3. Данные о теплоизоляционных материалах имеются в кн. 1, п. 8.7.5. Для уменьшения тепловых потерь излучением теплоизоляцию станционных трубопроводов закрывают снаружи листовым алюминием. На трубопроводах первой категории в местах расположения фланцевых соединений, арматуры и на участках, подвергающихся периодическому

Таблица 6.6. Трубы бесшовные из хромомолибденованадиевых сталей для паропроводов ТЭС (выборка сортамента из ОСТ 108.320.103-78)

Номинальное давление среды $P_{ном}$, МПа (кгс/см²)	Температура стенки трубы t, °С	Условный проход трубы $D_у$, мм	Наружный диаметр трубы $D_н$, мм	Внутренний диаметр трубы $D_в$, мм	Толщина стенки трубы s, мм	Масса 1 м длины трубы, кг/м	Марка стали, ТУ	ТУ на трубы
25,5 (255)	545	10	16	9	3,5	1,08	12Х1МФ, ТУ 14-3-460-75	ТУ 14-3-460-75
		15	28	16	6,0	3,26		
		32	57	31	13,0	14,34		
		65	108	64	22,0	47,52	15Х1М1Ф, ТУ 14-3-460-75	
		100	159	95	32,0	105,70		
		125	194	118	38,0	154,28		
		150	245	149	48,0	246,09		
		175	273	169	52,0	301,20		
		200	325	205	60,0	414,30		
		225	377	237	70,0	535,00	15Х1М1Ф, ТУ 14-3-420-75	ТУ 14-3-420-75
		250	426	266	80,0	720 70		
		300	465	305	80,0	803,40		
14 (140)	560	10	16	11	2,5	0,83	12Х1МФ, ТУ 14-3-460-75	ТУ 14-3-460-75
	545	20	28	19	4,5	2,61		
		50	76	50	13,0	20,59		
		100	133	93	20,0	59,12		
14 (140)	560	150	219	155	32,0	156,60	15Х1М1Ф, ТУ 14-3-460-75	
		200	273	201	36,0	223,60		
		300	377	277	50,0	428,46		
14 (140)	545	175	219	163	28,0	140,21	12Х1МФ, ТУ 14-3-460-75	
		200	273	209	32,0	202,40	15Х1М1Ф, ТУ 14-3-460-75	
		250	325	249	38,0	286,24		
4,1 (41)	545	20	28	22	3,0	1,85	12Х1МФ, ТУ 14-3-460-75	
		50	57	50	3,5	4,72		
		100	108	96	6,0	15,45		
		150	159	143	8,0	31,90		
		250	273	247	13,0	89,27		
		350	377	343	17,0	168,45		
		400	426	388	19,0	206,53		
		450	465	421	22,0	257,40		
		500	530	480	25,0	343,71	15Х1М1Ф, ТУ 14-3-420-75	ТУ 14-3-420-75
		600	630	574	28,0	425,00	15Х1М1Ф, ТУ 3-923-75	ТУ 3-923-75
		700	720	670	25,0 *	438,00		

* Данная толщина стенки применяется только для прямолинейных участков паропроводов.

Таблица 6.7. Трубы бесшовные из нержавеющей стали 08Х18Н10Т по ТУ 14-3-197-73 для трубопроводов АЭС
[сортамент, $p_{ном} = 18$ МПа (180 кгс/см²), $t_{ст} = 360$ °С]

Условный проход трубы $D_у$, мм	Наружный диаметр трубы $D_н$, мм	Внутренний диаметр трубы $D_в$, мм	Толщина стенки трубы s, мм	Масса 1 м длины трубы, кг/м
10	14	10	2,0	0,60
15	18	13	2,5	0,96
20	25	19	3,0	1,64
25	32	25	3,5	2,47
32	38	31	3,5	3,00
50	57	46	5,5	7,02
65	76	62	7,0	11,98
80	89	73	8,0	16,07
80	108	84	12,0	28,60
100	133	105	14,0	41,30
125	159	125	17,0	59,90
175	219	179	20,0	98,70
225 *	273	223	25,0	153,80
300 *	377	305	36,0	304,50
350 *	426	346	40,0	383,00
850 **	960	850	55,0	1226,85

* Трубы данных типоразмеров производством не освоены.

** Труба плакированная для главного циркуляционного контура; плакирующий слой из нержавеющей стали марки 08Х18Н10Т толщиной $s_1 = 7$ мм.

Таблица 6.8. Сортамент труб для трубопроводов низких параметров (выборка из отраслевого стандарта Минэнерго СССР ОСТ 34-42-747-85, утвержденного 07.08.85)

Условный проход трубы $D_у$, мм	Наружный диаметр трубы $D_н$, мм	Внутренний диаметр трубы $D_в$, мм	Толщина стенки трубы s, мм	Масса 1 м длины трубы, кг/м	Марка стали и условия поставки
Трубы бесшовные для прямых участков и фасонных деталей трубопроводов на давление до 2,2 МПа (22 кгс/см²) и температуру до 425 °С					
50	57	51	3,0	4,00	
65	76	70	3,0	5,40	
80	89	82	3,5	7,38	Сталь 20,
100	108	100	4,0	10,26	ГОСТ 1050-74;
125	133	125	4,0	12,73	ТУ 14-3-190-82
150	159	149	5,0	18,99	
200	219	205	7,0	36,60	

Продолжение табл. 6.8

Условный проход трубы $D_у$, мм	Наружный диаметр трубы $D_н$, мм	Внутренний диаметр трубы $D_в$, мм	Толщина стенки трубы s, мм	Масса 1 м длины трубы, кг/м	Марка стали и условия поставки
250	273	257	8,0	52,28	
300	325	309	8,0	62,54	
350	377	359	9,0	81,68	
400	426	408	9,0	92,56	
Трубы электросварные прямошовные для прямых участков трубопроводов на давление до 1,6 МПа (16 кгс/см²) и температуру до 300 °С					
50	57	51	3,0	3,99	
65	76	70	3,0	5,40	
80	89	83	3,0	6,37	Сталь 10 и 20,
100	108	101	3,5	9,02	ГОСТ 1050-74;
150	159	150	4,5	17,15	ГОСТ 10705-80
200	219	207	6,0	31,52	гр. В
250	273	261	6,0	39,51	
300	325	313	6,0	47,20	
400	426	412	7,0	72,40	
Трубы электросварные для прямых участков трубопроводов на давление до 2,5 МПа (25 кгс/см²) и температуру до 350 °С					
500	530	514	8,0	102,98	17Г1С, ГОСТ 19282-73; ГОСТ 20295-85
600	630	606	12,0	182,89	Сталь 20, ТУ 14-3-808-78
700	720	702	9,0	157,81	17Г1С,
800	820	798	11,0	219,46	ГОСТ 19282-73; ГОСТ 20295-85
1000	1020	992	14,0	343,30	17Г1С-У,
1200	1220	1192	14,0	416,40	ТУ 14-3-1138-82
1400 *	1420	1392	14,0	485,40	Сталь 20,
1600 *	1620	1592	14,0	554,50	ТУ 14-3-808-78
Трубы электросварные прямошовные на рабочее давление до 2,1 МПа (21 кгс/см²) и температуру до 415 °С					
500	530	514	8,0	103,00	
500	530	508	11,0	140,79	17Г1С,
700	720	698	11,0	192,00	ГОСТ 19282-73;
800	820	798	11,0	220,0	ГОСТ 20295-85

* На условное давление не более 1,6 МПа (16 кгс/см²).

Таблица 6.9. Рекомендуемые значения скоростей сред в трубопроводах

Среда	Скорость w, м/с
Паропроводы	
Перегретый пар	
Свежий пар от котлов к турбинам:	
докритических параметров	50—70
сверхкритических параметров	40—60
Пар промежуточного перегрева:	
горячий (после промежуточного перегрева)	40—60
холодный (до промежуточного перегрева)	30—50
Пар к периодически действующим РОУ и БРОУ, к предохранительным клапанам и выхлопным линиям	70—90
Насыщенный пар	20—40
Водопроводы	
Напорные (под давлением, создаваемым насосами):	
питательная вода котлов	4—5
конденсат турбин	2,5—4
Всасывающие:	
вода к насосам	0,5—1,5
свободный слив, перелив	1—2

контролю (сварные соединения, бобышки для измерения ползучести), тепловая изоляция должна быть быстросъемной. Материалы, применяемые для тепловой изоляции, не должны оказывать коррозионного воздействия на трубопроводы. Изоляция трубопроводов, не имеющая защитного покрытия, должна быть окрашена. При наличии защитного покрытия или алюминиевой окраски на поверхность должны наноситься маркировочные кольца. Окраска и надписи на трубопроводах должны соответствовать ГОСТ 14202-69 и ГОСТ 4666-75 (для арматуры). Изготовление и монтаж трубопроводов и их элементов должны осуществляться специализированными организациями.

Радиусы гибов труб при изготовлении нормально изогнутых колен (отводов), компенсаторов и других гнутых элементов должны быть не менее 3,5 номинального наружного диаметра трубы. Овальность гнутых участков труб a не должна превышать значений, предусмотренных техническими условиями (для трубопроводов первой категории — не более 5 %):

$$a = \frac{2(D_{макс} - D_{мин})}{D_{макс} + D_{мин}} \cdot 100\%,$$

где $D_{макс}$ и $D_{мин}$ — максимальный и минимальный наружные диаметры трубы в гибе.

Соединение элементов трубопровода должно осуществляться сваркой. Контроль качества сварных соединений освещен в кн. 1, п. 8.9.1.

Применение фланцевых соединений может быть допущено только для присоединения трубопроводов к фланцевой арматуре и другим деталям оборудования, имеющим фланцы. При изготовлении и монтаже трубопроводов должны применяться стыковые сварные соединения. При приварке к деталям и элементам трубопроводов штуцеров и фланцев допускается применение угловых и тавровых сварных соединений. Размещение сварных швов на гнутых участках труб не допускается. Для трубопроводов третьей и четвертой категорий допускается применение сварных секторных отводов. Вварка штуцеров, дренажных труб, бобышек и других деталей в сварные швы и гнутые элементы не допускается.

Каждый участок трубопровода между неподвижными опорами должен быть рассчитан на самокомпенсацию температурных удлинений (расчет на самокомпенсацию изложен в кн. 1 п. 9.2.4 и 9.2.5. При недостаточной компенсирующей способности трубопровода устанавливают компенсаторы. Для трубопроводов всех категорий допускается применение гнутых П-образных и лирообразных компенсаторов, а также сварных компенсаторов с крутоизогнутыми отводами, изготовленными из труб той же категории. Штампосварные компенсаторы с продольными швами допускается применять при условии 100 %-ной дефектоскопии, сварные секторные компенсаторы — для труб третьей и четвертой категорий с наружным диаметром более 465 мм, линзовые — только для труб четвертой категории с рабочими параметрами, допускаемыми отраслевыми стандартами [24].

На паропроводах D_y 150 и более при температуре 300 °С и выше должны быть установлены указатели (реперы) для контроля температурных перемещений, отсутствия защемлений и правильной работы опор (при радиоактивной среде контроль дистанционный).

Горизонтальные участки паропроводов монтируют с уклоном не менее 0,004 в сторону движения пара [21]. Система дренажей должна обеспечивать полное удаление влаги при прогреве, остывании и опорожнении всех отключаемых запорными органами участков трубопроводов. При $p_y \geqslant 20$ МПа (200 кгс/см²) на дренажных линиях устанавливают последовательно запорный и регулирующий клапаны и дроссельную шайбу. Для отвода воздуха в верхних точках трубопроводов должны быть воздушники.

Арматура должна располагаться в местах, удобных для обслуживания и ремон-

та. Задвижки и запорные клапаны, требующие для открытия больших усилий, должны быть снабжены обводными линиями и электроприводом.

Термическая обработка элементов трубопроводов производится для снятия напряжений, возникающих при выполнении производственных операций (гибка, сварка), а также для улучшения пластических свойств металла в гибах и сварных соединениях. Вид термообработки и ее режимы устанавливаются соответствующими техническими условиями.

Холодный натяг трубопроводов, если он предусмотрен проектом, может производиться лишь после выполнения всех сварных соединений, за исключением замыкающего, после окончательного закрепления неподвижных опор на концах участка, подлежащего натягу, а также после термической обработки и контроля качества сварных соединений на всей длине участка [24].

После термообработки и контроля сварных соединений, а также после исправления всех обнаруженных дефектов должно производиться *гидравлическое испытание* трубопроводов. Наибольшее пробное гидравлическое давление при испытании труб должно рассчитываться в соответствии с ГОСТ 3845-75 (СТ СЭВ 480-77). В смонтированном виде на электростанции трубопровод с арматурой испытывают гидравлическим давлением, равным $1{,}25p_p$ [24]. Для гидравлического испытания должна применяться вода с температурой не ниже 5 °С и не выше 70 °С. Время выдержки трубопровода и его элементов под пробным давлением должно быть не менее 5 мин. После снижения пробного давления до рабочего производят осмотр трубопровода по всей его длине. Трубопровод и его элементы считаются выдержавшими гидравлическое испытание, если не будет обнаружено признаков неплотности или течи в сварных соединениях и в основном металле и видимых остаточных деформаций [24].

Для паропроводов, работающих при температуре, вызывающей ползучесть металла, организуют систематическое наблюдение за ростом его *остаточных деформаций* (при $t \geqslant 450$ °С для углеродистой и молибденовой стали, $t \geqslant 500$ °С для хромомолибденованадиевой стали, $t \geqslant 540$ °С для высоколегированной теплоустойчивой стали) [24].

При эксплуатации трубопроводов необходимо проверять отсутствие повышенной вибрации, плотность арматуры и фланцевых соединений, состояние металла и его температурный режим при пусках и остановах.

Схема трубопроводов и их эксплуатация должны исключать возможность повышения давления сверх допустимого в трубопроводах низкого давления при наличии связи с системами высокого давления.

На арматуре и фланцевых соединениях трубопроводов с радиоактивной средой должны быть в исправном состоянии устройства, сигнализирующие о появлении протечек. При обнаружении протечек трубопровод должен быть отключен и неисправности устранены. Запрещается прокладка трубопроводов с радиоактивной средой с активностью более 10^{-7} Ки/л через обслуживаемые помещения. На АЭС перед подъемом давления в первом контуре должны быть надежно отключены трубопроводы низкого давления вспомогательных систем (расхолаживания, заполнения, опорожнения).

Заполнение средой неостывших паропроводов (при пусках и опрессовках), а также неостывших главных циркуляционных трубопроводов АЭС должно выполняться с контролем разности температур стенки трубопровода и среды, которая не должна превышать расчетных значений [21].

6.3.3. АРМАТУРА ТРУБОПРОВОДОВ

Энергетическая трубопроводная арматура по назначению подразделяется на запорную, регулирующую, предохранительную, защитную и контрольную. Выбор энергетической арматуры производится по каталогу [1].

Запорная арматура служит для включения и отключения потока среды и представлена запорными клапанами (вентилями) и задвижками.

Регулирующая арматура предназначена для изменения и поддержания параметров среды или ее расхода и включает регулирующие и дроссельные клапаны, редукционные установки, пароохладители, регуляторы питания и уровня, конденсатоотводчики.

Предохранительная арматура служит для защиты трубопровода или резервуара от чрезмерного повышения давления и представлена различными типами предохранительных клапанов.

Защитная арматура не допускает ненормальных ситуаций, которые выводят оборудование из строя. Это — обратные затворы, препятствующие обратному потоку среды, автоматические стопорные, отсечные и перепускные клапаны, переливные устройства.

Контрольная арматура служит для определения наличия или уровня среды или для подключения измерительных приборов (манометров, расходомеров). К ней относятся пробные и спускные клапаны

[1] Арматура энергетическая для ТЭС и АЭС. Отраслевой каталог. НИИ экономики в энергетическом машиностроении. М., 1986.

(вентили) и краны, воздушники, указатели уровня.

По схеме управления различают арматуру с ручным или дистанционным управлением (ручной, электрический, электромагнитный, гидравлический или пневматический приводы).

Энергетическая арматура в СССР изготовляется преимущественно на трех заводах: Чеховском заводе энергетического машиностроения (ЧЗЭМ), Таганрогском «Красный котельщик» (ТКЗ) и на ПО Сибэнергомаш (Барнаульский котельный завод — БКЗ). Ограниченный ассортимент арматуры (в основном регулирующей и защитной) выпускает Темиртауский литейно-механический завод. Защитную арматуру для паровых турбин (автоматические стопорные, отсечно-перепускные клапаны и др.) выпускают турбинные заводы комплектно с основной продукцией.

Промышленная арматура для трубопроводов[1] низких параметров серийно выпускается заводами Министерства химического и нефтяного машиностроения, а также некоторыми заводами других министерств и ведомств (ПО арматуростроения «Знамя труда» им. И. И. Лепсе, г. Ленинград, ПО Прикарпатпромарматура, г. Львов, Георгиевский арматурный завод им. В. И. Ленина, Ставропольский край и др.).

На рис. 6.12 изображена паровая задвижка ЧЗЭМ на сверхкритические параметры пара серии 881 с приводной головкой, с цилиндрическим зубчатым редуктором, с затвором клинового типа. Соединение корпуса с крышкой бесфланцевое, самоуплотняющееся.

Задвижки для АЭС изготовляются ЧЗЭМ. На рис. 6.13 изображена главная запорная задвижка D_y 850, предназначенная для установки в качестве запорных устройств на горячих и холодных нитках циркуляционных петель первого контура АЭС с реактором ВВЭР-1000. Она устанавливается на горизонтальном участке трубопровода шпинделем вверх. Задвижки эксплуатируются в необслуживаемых помещениях, доступ в которые возможен один раз в год. Задвижка управляется автоматически при помощи электропривода и может управляться вручную с помощью маховика. Время полного хода затвора при электроприводе 90 с. Номинальные параметры рабочей среды: давление 16,0 МПа (160 кгс/см^2), температура в горячей нитке 322 °С, в холодной 288 °С, масса 15 900 кг, коэффициент гидравлического сопротивления 0,7. Расход среды $(20 \div 22) \cdot 10^3$ м^3/ч.

[1] Промышленная трубопроводная арматура. Каталог в 5 частях. — Изд. 3-е, перераб. и доп. ЦИНТИхимнефтемаш. М., 1983—1985.

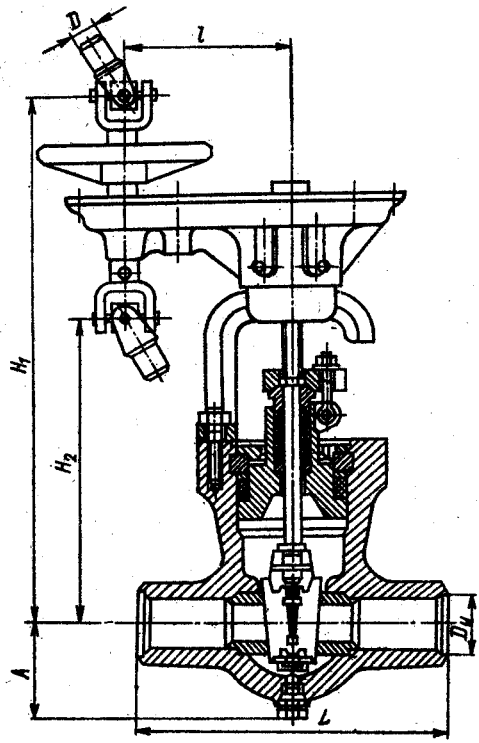


Рис. 6.12. Паровая задвижка ЧЗЭМ на сверхкритические параметры пара с приводной головкой с цилиндрическим зубчатым редуктором

Задвижка обеспечивает надежную работу в течение 20 000 ч при числе циклов не более 36. Через 20 000 ч необходимо производить профилактический ремонт. Корпус задвижки — литой, с приварными патрубками, плакированными изнутри аустенитными электродами. Затвор задвижки плоскопараллельный, двухдисковый, безобойменный, с распорными пружинами между дисками.

Задвижки серии 1059 предназначены для установки в качестве запорной арматуры на линиях первого контура АЭС с реакторами ВВЭР-1000 на линиях аварийного впрыска, систем расхолаживания, САОЗ первого контура. Основные технические характеристики и размеры задвижек приведены в табл. 6.10.

На рис. 6.14 изображена задвижка серий 1010, 1012 и 1016, предназначенных для установки в качестве запорной арматуры на трубопроводах воды и пара второго контура АЭС с реакторами ВВЭР-440 и ВВЭР-1000. Задвижки имеют дистанционное управление при помощи встроенного электропривода и могут обслуживаться вручную от маховика. Технические характеристики задвижек представлены в

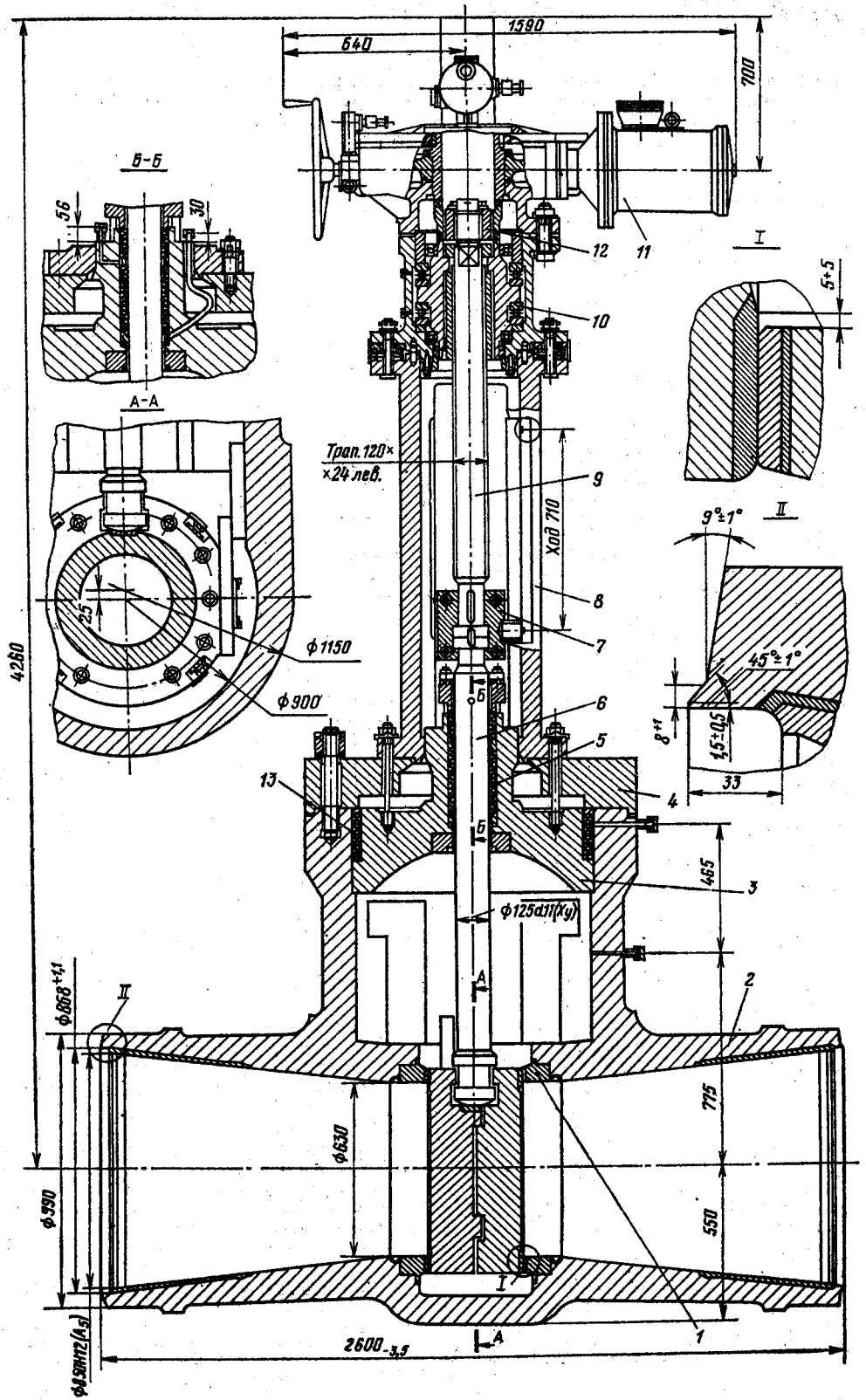

1590
640
700
Б-Б
56
30
А-А
I
5+5
II
9°±1°
Трап.120×
×24 лев.
Ход 710
9
8
7
6
5
4
3
2
1
10
11
12
13
4260
25
ф1150
ф900
45°±1°
8+1
45±0,5
33
465
ф125d11(Xy)
ф860+1,1
ф630
ф930
775
550
2600-3,5
ф839h12(As)
А
Б

Таблица 6.10. **Основные технические характеристики и размеры задвижек ЧЗЭМ серии 1059 для установки в первых контурах АЭС с реакторами ВВЭР-1000**

Обозначение	Условный проход D_y, мм	Параметры рабочей среды		Строительная длина L, мм	Присоединительные размеры под сварку		Коэффициент гидравлического сопротивления	Время срабатывания не более, с	Мощность электропривода, кВт	Масса, кг
		Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С		$D_н$, мм	s, мм				
1059-125-Э	125	17,6 (176)	350	440	159	17	0,35	10	4,25	460
1059-125-Э-01	125	17,6 (176)	350	440	159	17	0,35	20	4,25	460
1059-125-Э-02	125	13,7 (137)	335	440	159	13	0,35	20	4,25	460
1059-300-Э	300	17,6 (176)	350	750	351	36	0,35	40	9,5	1825
1059-300-Э-01	300	17,6 (176)	350	750	351	36	0,35	10	9,5	1825

Примечание. Для теплоносителя первого контура вне оболочки ЧЗЭМ выпускает задвижки серии 933; в обозначениях арматуры ЧЗЭМ буквенные индексы означают вид привода или проводной головки: Р — рукоятка, рычаг, М — маховик, Г — муфта шарнирная (шарнир Гука), ЦЗ — приводная головка с цилиндрической зубчатой передачей, КЗ — приводная головка с конической зубчатой передачей, Э — встроенный электропривод, О — отсутствие привода.

Таблица 6.11. **Технические характеристики задвижек ЧЗЭМ серий 1010, 1012 и 1016 для вторых контуров АЭС с реакторами ВВЭР-440 и ВВЭР-1000**

Обозначение	Условный проход D_y, мм	Параметры рабочей среды		Рабочая среда	Строительная длина L, мм	Коэффициент гидравлического сопротивления	Мощность электропривода, кВт	Время закрытия, с	Масса, кг
		Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С						
1010-100-М-02	100	11,8 (118)	250	Вода	380	0,32	—	—	178
1010-100-Э-02	100	11,8 (118)	250	»	380	0,32	1,3	65	226
1012-150-Э-02	150	11,8 (118)	250	»	490	0,3	3,2	55	440
		8,4 (84)	300	Пар					
1016-250-Э	250	5,9 (59)	275	»	650	0,4	3,2	41	633
1016-250-Э-01	250	11,8 (118)	250	Вода	650	0,4	3,2	41	635
		8,4 (84)	350	Пар	650	0,4	3,2	41	635
1016-300-Э	300	11,8 (118)	250	Вода	870	1,0	3,2	41	689

Примечание. Кроме указанных в таблице, завод выпускает задвижки серий 847, 895, 932, 973 и 1080, у которых соединение корпуса с крышкой фланцевое, а D_y составляет от 200 до 600 мм.

табл. 6.11. Задвижки открываются и закрываются при перепаде давлений среды на затворе 1 МПа (10 кгс/см²). На задвижках рекомендуется устанавливать разгрузочный байпас. Корпуса задвижек штампосварные из углеродистой стали. Соединение корпуса с крышкой — бесфланцевое. Затворы задвижек клиновые двухдисковые с распорным элементом.

Задвижки для ТЭС докритических и закритических параметров энергоблоков мощностью до 1200 МВт служат в качестве устройств для герметичного перекрытия (открытия) трубопроводов воды и пара основных технологических систем с давлением среды не ниже 6,4 МПа (64 кгс/см²). Они характеризуются поступательным перемещением затвора в направлении, перпендикулярном движению потока рабочей среды. Перекрытие достигается прижатием уплотнительных поверхностей затвора к уплотнительным поверхностям седел

←

Рис. 6.13. Главная запорная задвижка D_y-850 для циркуляционных петель первого контура АЭС с реактором ВВЭР-1000:

1 — узел затвора; *2* — корпус в сборе; *3* — крышка плавающая; *4* — опорный фланец; *5* — сальниковое уплотнение штока; *6* — шток; *7* — муфта, соединяющая шток со шпинделем; *8* — бугель; *9* — шпиндель; *10* — подшипниковый узел; *11* — электропривод; *12* — узел стопорения шпинделя; *13* — уплотнение соединения корпуса с крышкой

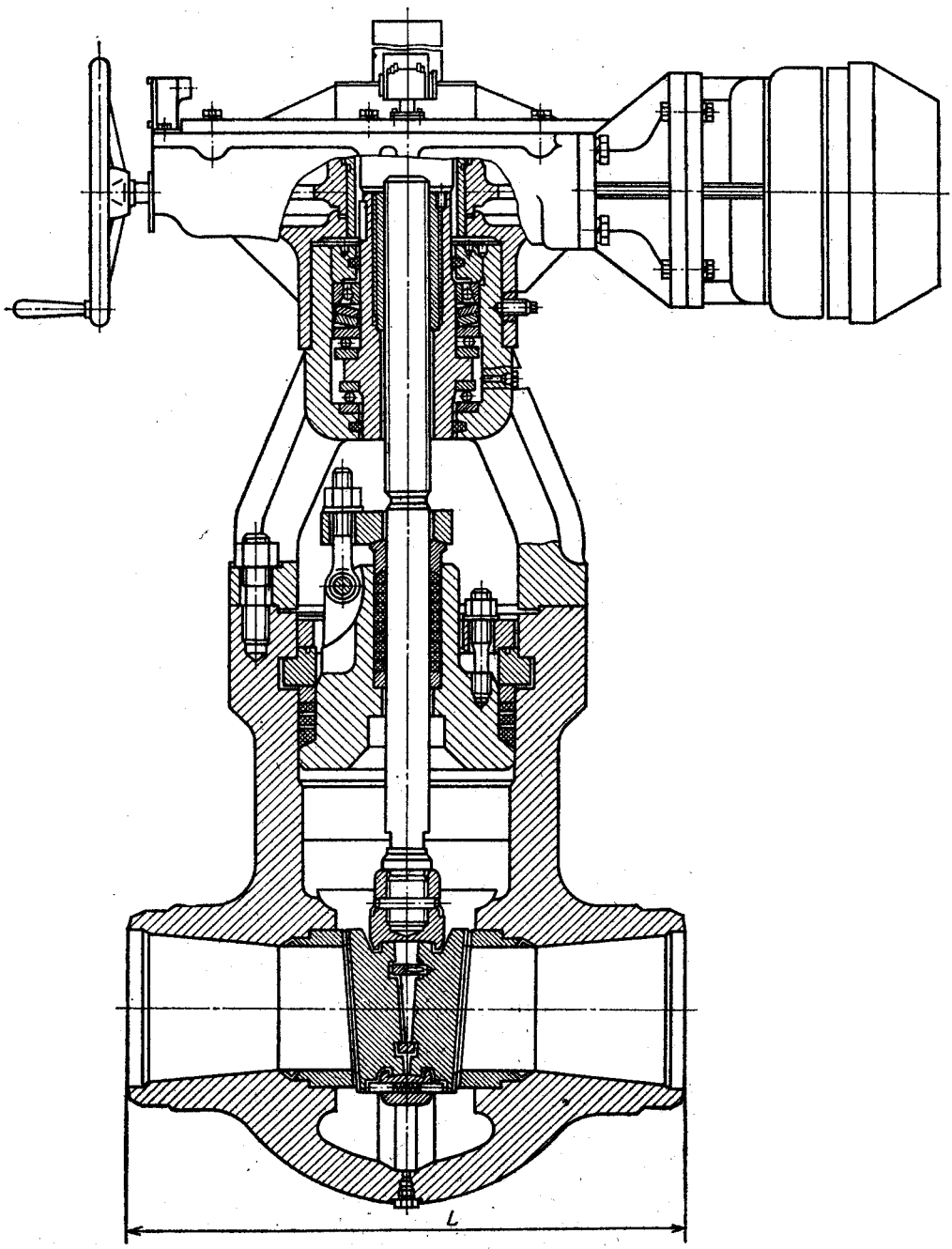


Рис. 6.14. Задвижки (D_y 100, 150, 200, 250 и 300 серий 1010, 1012 и 1016) со встроенным электроприводом для второго контура АЭС с реакторами ВВЭР-440 и ВВЭР-1000

корпуса. Использование задвижек в качестве регулирующих устройств не допускается. У задвижек использованы затворы клинового типа. Обойма имеет два диска, между которыми установлен распорный элемент. Управление может осуществляться вручную при помощи маховика (М) или дистанционно — электроприводом. Привод

может располагаться как на самих задвижках (встроенный — Э), так и отдельно — колонковый. В последнем случае соединение привода с задвижкой осуществляется штангой с шарниром. Задвижки с колонковым электроприводом могут выполняться с приводной головкой и цилиндрическим зубчатым редуктором (ЦЗ), с коническим (КЗ) или шарнирной муфтой (Г).

Основные технические характеристики задвижек серий 1010, 1012, 1013 и 1017 с приводной головкой и с цилиндрическим зубчатым редуктором (ЦЗ) приведены в табл. 6.12. Для пара сверхкритических параметров применяются задвижки серии 881 (с приводами Э, ЦЗ и КЗ), а для горячих ниток промежуточного перегрева дополнительно серий 850 и 887.

Основные технические характеристики задвижек со встроенным электроприводом указанных серий даны в табл. 6.13. Задвижки оснащаются электроприводами производства ЧЗЭМ. Отключение привода при движении затвора на закрытие осуществляется с помощью реле максимального тока.

Запорные клапаны служат для полного перекрытия (открытия) потока рабочей среды, которое осуществляется возвратно-поступательным перемещением запорного органа вдоль оси потока, перпендикулярно плоскости седла. Возвратно-поступательное движение происходит с помощью шпинделя и неподвижной ходовой гайки, расположенной в бугеле. Запорные клапаны в энергетической арматуре используются на трубопроводах D_y менее 150 мм. При больших D_y на тарелку и шпиндель передаются слишком большие усилия, создаваемые давлением среды, и запорный клапан становится трудноуправляемым. Кроме того, запорные клапаны имеют высокий коэффициент гидравлического сопротивления. Они могут устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов с направлением рабочей среды как под золотник, так и на золотник. Использовать запорные клапаны в качестве дроссельно-регулирующей арматуры запрещается.

Запорные клапаны могут управляться вручную с помощью рукоятки (Р) или маховика (М), а также дистанционно — через приводную головку цилиндрического (ЦЗ) или конического (КЗ) зацепления. В табл. 6.14 приводится техническая характеристика некоторых запорных клапанов с маховиком и шарнирной муфтой.

Обратные затворы применяются в системах трубопроводов в качестве неуправляемых, автоматически действующих защитных устройств, служащих для предотвращения обратного потока рабочей среды при аварийных ситуациях.

В рабочем состоянии обратный затвор под воздействием потока рабочей среды открыт. При отсутствии движения рабочей среды или при действии потока в обратном направлении клапан закрывается. Предприятиями Минэнергомаша выпускаются обратные затворы для ТЭС в двух конструктивных исполнениях: подъемные и поворотные. Поворотные затворы обладают преимуществом против затворов подъемного типа — плавной проточной частью с меньшими потерями энергии потока и с меньшим коэффициентом гидравлического сопротивления. На рис. 6.15 изображен поворотный обратный затвор D_y 100—400, который может устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопровода. На горизонтальных участках затвор устанавливается крышкой вверх, а на вертикальных — с направлением потока рабочей среды снизу, под тарелку.

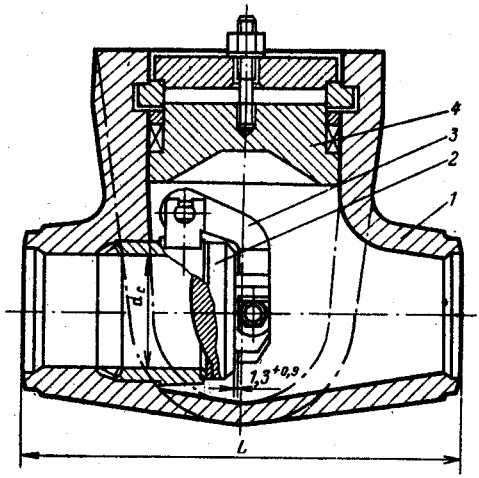


Рис. 6.15. Обратный поворотный затвор серий 912 и 935 для воды и пара высоких и сверхвысоких параметров:
1 — корпус с приварным седлом; *2* — тарелка; *3* — рычаг; *4* — «плавающая» крышка

Основные технические характеристики обратных затворов и их размеры приведены в табл. 6.15.

К предохранительным устройствам относятся импульсно-предохранительные устройства (ИПУ) и предохранительные клапаны прямого действия (пружинные и грузовые). Предохранительные устройства предназначены для обеспечения безопасной работы оборудования электростанций путем защиты от превышения давления рабочей среды выше допустимого. Они срабатывают автоматически и, открываясь, сбрасывают среду в атмосферу.

Пружинные предохранительные клапаны прямого действия выпускает ПО «Красный котельщик». ИПУ для защиты РОУ, РУ и деаэраторов от превышения давления изготовляют на ПО сибэнергомаш. ИПУ

Таблица 6.12. Технические характеристики задвижек ЧЗЭМ высоких и сверхвысоких параметров серий 1010, 1012, 1013, 1015 и 1017 с приводной головкой и цилиндрическим зубчатым редуктором для ТЭС

Обозначение	Условный проход $D_у$, мм	Рабочая среда	Параметры рабочей среды		Строительная длина L, мм	Присоединительные размеры под сварку		Коэффициент гидравлического сопротивления	Мощность электропривода, кВт	Масса, кг
			Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С		$D_н$, мм	$D_в$, мм			
1010-100-ЦЗ	100	Вода	38 (380)	280	380	146	98	0,4	1,3	183
1010-100-ЦЗ-01	100	»	24 (240)	250	380	146	109	0,6	1,3	181
1013-100-ЦЗ	100	Пар	14 (140)	560	380	146	94	0,4	1,3	183
1012-150-ЦЗ	150	Вода	24 (240)	250	490	210	161	0,5	1,3	396
1012-175-ЦЗ	175	»	24 (240)	250	650	219	182	0,4	1,3	739
1013-175-ЦЗ	175	Пар	14 (140)	560	650	235	156	0,3	1,3	769
1010-200-ЦЗ	200	Вода	38 (380)	280	860	290	203	0,8	3,2	967
1013-200-ЦЗ	200	Пар	14 (140)	560	700	290	203	0,3	3,2	870
1012-225-ЦЗ	225	Вода	24 (240)	250	700	290	226	0,6	3,2	765
1010-250-ЦЗ	250	»	38 (380)	280	1000	345	245	0,9	4,25	1860
1012-250-ЦЗ	250	»	24 (240)	250	900	340	271	1,7	3,2	1320
1013-250-ЦЗ	250	Пар	14 (140)	560	620	340	251	0,3	3,2	1780
1017-250-ЦЗ	250	Пар	4 (40)	545	650	280	248	0,4	1,3	604
1010-300-ЦЗ	300	Вода	38 (380)	280	1300	380	281	2,0	4,25	1850
1012-300-ЦЗ	300	»	24 (240)	250	1300	390	316	2,6	3,2	1169
1013-300-ЦЗ	300	Пар	14 (140)	560	1300	400	281	0,5	3,2	1850

Примечание. В таблицу не включены задвижки данных серий с другими типами привода.

Таблица 6.13. Технические характеристики паровых задвижек ЧЗЭМ серий 850, 881 и 887 со встроенным электроприводом

Обозначение	Условный проход $D_у$, мм	Параметры рабочей среды		Строительная длина L, мм	Присоединительные размеры под сварку		Коэффициент гидравлического сопротивления	Мощность электропривода, кВт	Продолжительность хода, с	Масса, кг
		Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С		$D_н$, мм	$D_в$, мм				
881-100-Э	100	25,0 (250)	545	550	172	97	0,2	3,2	55	555
881-150-Э	150	25,0 (250)	545	750	262	151	0,6	4,3	74	965
887-150-Э	150	4,0 (40)	545	550	175	144	0,3	1,3	57	437
881-200-Э	200	25,0 (250)	545	900	345	208	0,4	14,5	84	2398
881-250-Э	250	25,0 (250)	545	1150	400	240	0,38	23	80	4417
887-250-Э	250	4,0 (40)	545	650	280	248	0,46	1,3	85	725
850-400-Э	400	4,0 (40)	545	1000	440	390	0,16	7,5	85	1889
850-450-Э	450	4,0 (40)	545	1000	480	424	0,26	7,5	85	1939

Примечание. У задвижек промежуточного перегрева $D_у$ 400 и 450 серии 850, у которых соединение корпуса с крышкой фланцевое с уплотнением рифленой прокладкой из малоуглеродистой мягкой стали.

Таблица 6.14. Техническая характеристика запорных клапанов производства ЧЗЭМ с ручным приводом для пара и воды (извлечение из каталога «Арматура энергетическая для ТЭС и АЭС», отраслевой каталог. М., 1986)

Обозначение	Условный проход D_y, мм	Рабочая среда	Параметры рабочей среды		Вид привода	Число оборотов полного хода	Крутящий момент на шпинделе, Н·м	Масса, кг
			Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С				
1093-10-0	10	Пар	14 (140)	560	М	—	—	0,94
589-10-0	10	»	25,0 (250)	545	Р	3	25	3,06
588-10-0	10	Вода	38 (380)	280	М	3	25	3,06
999-20-0	20	Пар	25,0 (250)	545	Р	5	80	5,3
998-20-0	20	Вода	38 (380)	280	М	5	80	5,3
1055-40-0	40	Пар	25,0 (250)	545	М	6	250	44,2
1053-50-0	50	»	14 (140)	560	М	6	250	46,5
1054-50-0	50	Вода	38 (380)	280	М	6	250	43,7
1052-65-0	65	»	24 (240)	250	О	6	250	46,5

Примечание. Клапан серии 1093-10-0 имеет коэффициент гидравлического сопротивления 5,0; для остальных клапанов данные отсутствуют; при встроенном электроприводе мощность приводного электродвигателя для клапана D_y 20 составляет 0,4 кВт, при $D_y > 20$ 1,3 кВт.

для котлов, а также для трубопроводов холодных и горячих ниток промежуточного перегрева и для РОУ и рычажно-грузовые клапаны прямого действия для трубопроводов после РОУ выпускает ЧЗЭМ.

Импульсно-предохранительные устройства состоят из главных предохранительных и импульсных клапанов. Главные предохранительные клапаны (ГПК) управляются при помощи сервоприводов, где управляющей средой является рабочая среда, т. е. пар. Импульсный клапан (ИК) рычажно-грузового типа настраивается на срабатывание путем установки груза на рычаге. Пар из открывшегося ИК поступает в подпоршневое пространство камеры парового сервопривода ГПК, возникает перестановочное усилие и клапан открывается. Для смягчения ударных нагрузок при открытии и закрытии ГПК предусмотрен гидравлический демпфер.

На рис. 6.16 изображен предохранительный клапан прямого действия рычажно-грузового типа серии 788. Клапан выпускается в трех исполнениях, различающихся параметрами рабочей среды и расходом пара при рабочих параметрах (табл. 6.16).

Условный проход D_y входного патрубка 400 и выходного 600 мм. Клапан предназначен для установки на трубопроводах редуцированного и охлажденного пара после РОУ. Клапан проходного типа устанавливается на горизонтальных участках

Таблица 6.15. Основные технические характеристики обратных затворов ЧЗЭМ для воды

Обозначение	Условный проход D_y, мм	Параметры рабочей среды		Коэффициент гидравлического сопротивления	Строительная длина L, мм	Диаметр седла d_c, мм	Масса, кг
		Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С				
912-100-0	100	38,0 (380)	280	2,0	350	80	76
912-150-0	150	38,0 (380)	280	2,0	470	120	160
912-200-0[б]	200	38,0 (380)	280	1,0	840	220	1078
935-225-0[б]	225	24,0 (240)	250	1,2	840	220	816
912-250-0[б]	250	38,0 (380)	280	1,5	840	220	1078
935-250-0[б]	250	24,0 (240)	250	2,0	840	220	826
912-300-0[б]	300	38,0 (380)	280	2,3	1350	220	1335
912-325-0[б]	325	38,0 (380)	280	3,4	1440	220	1495
912-350-0[б]	350	38,0 (380)	280	4,2	1500	220	1525
912-400-0	400	38,0 (380)	280	2,0	1300	325	4322

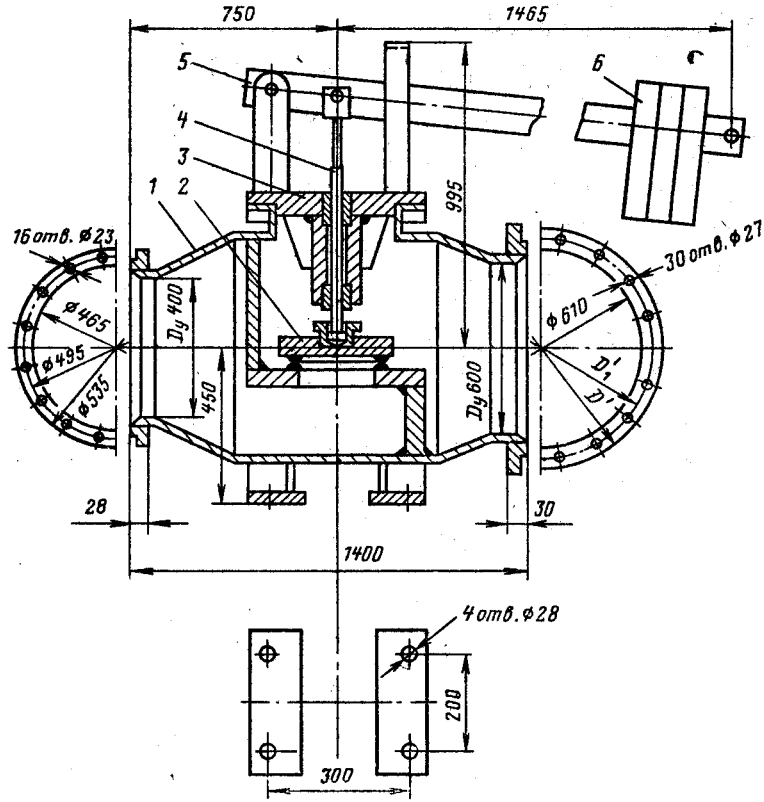


Рис. 6.16. Предохранительный клапан рычажного типа прямого действия серии 788 для трубопроводов редуцированного и охлажденного пара после РОУ на давление до 0,45 МПа и температуру до 148 °С:

1 — корпус с перемычкой; *2* — тарелка; *3* — крышка с направляющей втулкой; *4* — шток; *5* — рычаг; *6* — груз

трубопроводов в положении штоком вверх. Присоединение клапанов к трубопроводу — фланцевое. Клапан снабжен рычажно-грузовым приводом, обеспечивающим его открывание в случае превышения давления в защищаемой системе до заданного значения и закрывание при снижении давления до значения несколько меньше рабочего. Давление рабочей среды действует под золотник — в сторону его отжатия от седла. Положение груза на рычаге устанавливается при настройке. Корпус и крышку изготовляют из стали марок 20Л или 20ГСЛ, шток — из стали 35. Для повышения износостойкости уплотнительные поверхности золотника и седла наплавляют электродами марки ЦН-6.

Таблица 6.16. Основные технические характеристики рычажно-грузовых предохранительных клапанов прямого действия производства ЧЗЭМ

Обозначение	Параметры рабочей среды		Расход пара при рабочих параметрах, т/ч	Масса, кг
	Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С		
788-400/600-0-01	0,25 (2,5)	127	35	980
788-400/600-0-02	0,35 (3,5)	139	45	1082
788-400/600-0-03	0,45 (4,5)	148	55	1083

К защитной арматуре помимо обратных затворов и предохранительных клапанов относятся также клапаны автоматической защиты ПВД, предотвращающие заброс воды в турбину по паропроводам отборов в случаях разрыва трубок подогревателей и переполнения водой их парового пространства. Это достигается байпасированием потока питательной воды мимо ПВД с помощью впускного клапана и обратного затвора защиты.

Впускной клапан защиты устанавливают на трубопроводе питательной воды со

стороны входа в ПВД. Он может занимать два положения. В первом положении он обеспечивает впуск питательной воды в трубную систему ПВД и перекрывает обвод воды мимо подогревателей. Во втором положении впускной клапан закрывает доступ питательной воды в ПВД и открывает вход в обходные линии (их две).

Обратный затвор защиты устанавливают на трубопроводе питательной воды со стороны ее выхода из ПВД. Он при срабатывании защиты на обход подогревателей не допускает поступления в них воды из питательной магистрали, расположенной за подогревателями.

Впускной клапан и обратный затвор защиты являются комплектующими изделиями ПВД и поставляются в комплекте с подогревателями производства ПО «Красный котельщик». Впускной клапан защиты ПВД изображен на рис. 6.17. Он располагается на трубопроводе крышкой вверх.

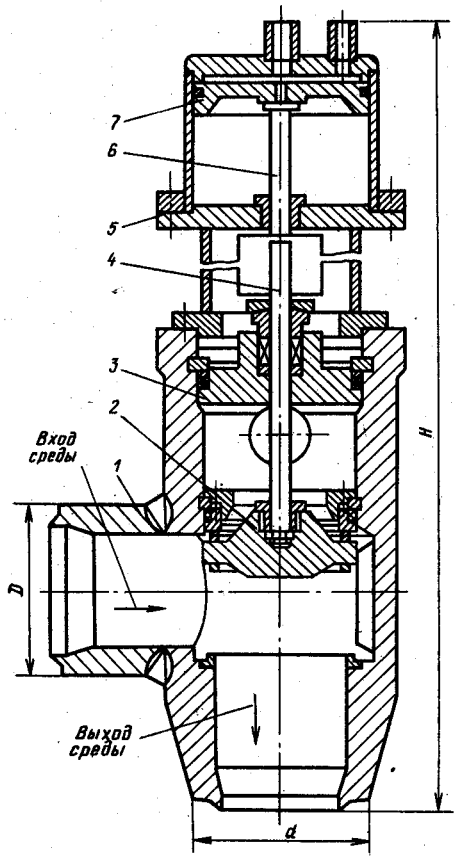


Рис. 6.17. Впускной клапан для автоматической защиты ПВД:

1 — корпус с верхним и нижним седлами; *2* — тарелка с двумя уплотнительными поверхностями; *3* — крышка; *4* — нижний шток; *5* — цилиндр гидропривода; *6* — верхний шток; *7* — поршень

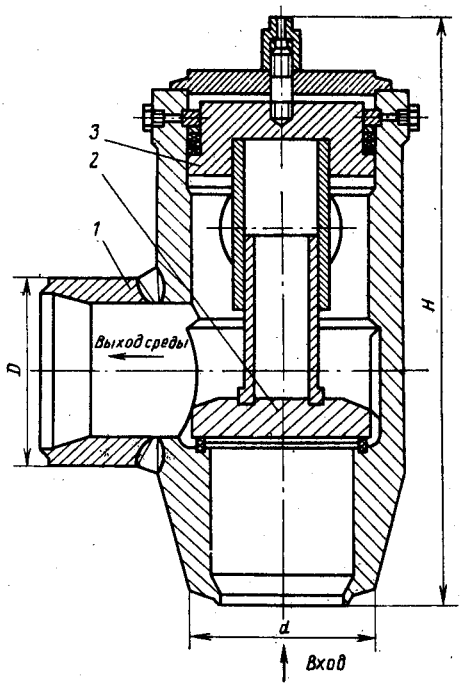


Рис. 6.18. Обратный затвор для автоматической защиты ПВД:

1 — корпус; *2* — тарелка; *3* — крышка с направляющей втулкой

Вход рабочей среды в клапан осуществляется через боковой патрубок, а выход в ПВД — вниз. Штуцера обходных линий расположены сбоку и выше тарелки клапана. Корпус штампосварной и выполнен из стали 16ГС, нижнее седло имеет наплавку износостойкими электродами. Верхнее седло съемное.

В качестве управляющей жидкости гидропривода впускного клапана используется конденсат давлением 1—2 МПа, поступающий от конденсатных насосов или из другой магистрали. Время срабатывания клапана 1—2 с. Технические характеристики некоторых впускных клапанов защиты ПВД представлены в табл. 6.17.

На рис. 6.18 изображен обратный затвор защиты ПВД. Его устанавливают крышкой вверх на выходе из ПВД с направлением рабочей среды под тарелку. Корпус углового типа штампосварной конструкции с приварным выходным патрубком и с двумя симметрично расположенными перепускными штуцерами. Крышка крепится к корпусу при помощи бесфланцевого соединения, уплотнением которого служат кольца из шнура сальниковой набивки. Время срабатывания клапана 1—1,5 с. Основные технические характеристи-

Таблица 6.17. **Технические характеристики некоторых впускных клапанов защиты ПВД производства ТКЗ (ПО «Красный котельщик»)**

Обозначение	Условный проход D_y, мм	Параметры рабочей среды		Основные размеры, мм			Масса, кг
		Условное давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С	*H*	*D*	*d*	
Т-363бс	225	25,0 (250)	250	921	273	273	565
Т-365бс	250	25,0 (250)	250	921	325	273	627
Т-478бс	250	40,0 (400)	270	1330	325	325	1919
Т-367бс	275	25,0 (250)	270	1245	325	325	1245
Т-472бс	300	40,0 (400)	275	1330	377	377	1960
Т-480бс	300	40,0 (400)	250	1530	325	325	1576
Т-474бс	350	40,0 (400)	270	1643	465	465	3514
Т-369бс	400	25,0 (250)	242	1490	465	465	2640

Таблица 6.18. **Технические характеристики некоторых обратных затворов защиты ПВД производства ТКЗ (ПО «Красный котельщик», г. Таганрог)**

Обозначение	Условный проход D_y, мм	Параметры рабочей среды		Основные размеры, мм			Масса, кг
		Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С	*H*	*D*	*d*	
Т-362бс	225	23,0 (230)	180	1950	273	273	611
Т-364бс	250	23,0 (230)	180	1950	325	273	647
Т-477бс	250	32,0 (320)	170	200	325	325	2395
Т-366бс	275	26,5 (265)	160	1805	325	325	1433
Т-471бс	300	38,0 (380)	170	2000	377	377	2480
Т-479бс	300	28,5 (285)	170	2000	325	325	2095
Т-473бс	350	38,0 (380)	170	2420	465	465	4440
Т-475бс	400	38,0 (380)	170	2420	530	530	4640
Т-368бс	400	23,0 (230)	170	2355	465	465	3540

Таблица 6.19. **Техническая характеристика некоторых игольчатых регулирующих клапанов углового типа со встроенным электроприводом производства ЧЗЭМ**

Обозначение	Условный проход D_y, мм	Параметры рабочей среды		Рабочий ход золотника, мм	Время полного открытия, с	Мощность привода, кВт	Масса, кг
		Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С				
870-20-Э	20	38 (380) 24 (240)	280 250	24	16	0,4	29
870-50-Э[а]	50	38 (380)	280	44	29	0,65	44
868-65-Э[а]	65	24 (240)	250	44	29	0,65	46

Примечание. Каждая серия клапанов включает по пять номеров исполнения, различающихся по площади проходного сечения и пропускной способности; для серии 870-20 пропускная способность составляет 1,4—3,9 т/ч, для серий 870-50 и 868-65 3,5—18 т/ч.

ки некоторых обратных затворов защиты ПВД приводятся в табл. 6.18.

Коэффициент гидравлического сопротивления всех обратных затворов, указанных в табл. 6.18, составляет 1,5.

Энергетическая дроссельно-регулирующая арматура предназначена для эксплуатации на ТЭС и АЭС в качестве регуляторов расхода и дросселирования рабочей среды. По назначению, конструктивному исполнению, типу применяющихся уплотнений и герметичности затвора арматура АЭС аналогична соответствующей арматуре ТЭС.

По назначению эта арматура подразделяется на регулирующую, дроссельную, запорно-регулирующую и запорно-дроссельную. По типовому исполнению различают клапаны и дроссельные устройства, по типу затвора — клапаны игольчатые, шиберные и золотниковые (подъемные и поворотные). По типу корпуса клапаны игольчатые и золотниковые могут быть проходными или угловыми, а шиберные клапаны и дроссельные устройства выполняются как проходные. Клапаны выполняются с ручным приводом и встроенным или колонковым электроприводом (с ручным дублером). По герметичности затвора у регулирующей и дроссельной арматуры допустима протечка среды при закрытом затворе, не превышающая 3 % рабочего расхода среды. Запорно-регулирующая и запорно-дроссельная арматуры выполняются с герметичностью затвора по 1-му классу ГОСТ 9544-75. Выбор арматуры производится по максимальному расходу среды с запасом 1,1—2,0. Изготовителями дроссельно-регулирующей энергетической арматуры являются ЧЗЭМ, ПО «Красный котельщик», ПО «Сибэнергомаш» и Саратовский завод энергетического машиностроения.

Техническая характеристика регулирующих игольчатых клапанов серий 868 и 870 приводится в табл. 6.19.

Клапаны регулирующие и дроссельные шиберного типа со встроенным электроприводом применяют в качестве регулятора расхода и дросселирования рабочей среды и устанавливают на основных и вспомогательных трубопроводах воды и пара. Приведенные ниже в табл. 6.20 клапаны серий 553, 976, 977 и 992 рассчитаны на высокие и сверхвысокие параметры воды и пара. Клапаны имеют четыре типовых исполнения.

На рис. 6.19 изображен клапан D_y 100, 150 и 175, имеющий типовое исполнение 1.

Конструкция клапанов, имеющих типовое исполнение 2, в основном аналогична конструкции клапанов типового исполнения 1, но отличается тем, что профиль проходного сечения выполнен не в седле, а в шибере, вследствие чего шибер имеет удлиненную форму и соответственно корпус клапана выполнен с удлиненным днищем для размещения шибера. Кроме того, в головке бугеля предусмотрена защитная камера

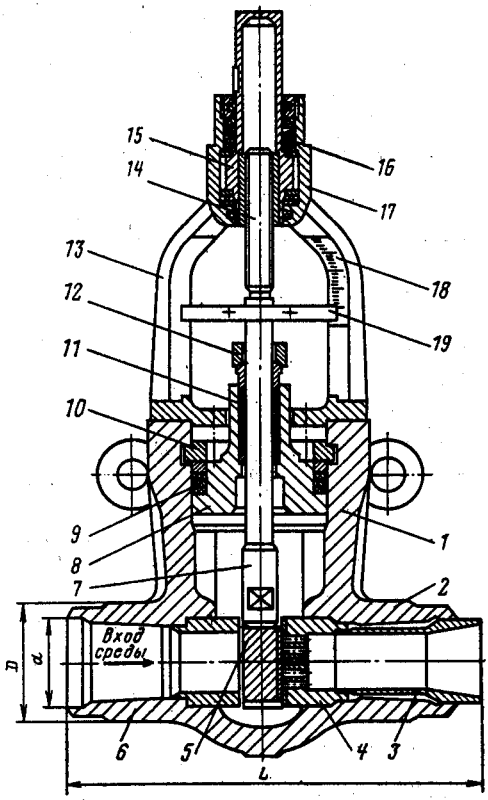


Рис. 6.19. Клапан регулирующий и дроссельный шиберного типа D_y 100, 150 и 175. Серии 976, 992 и 993 — с защитной рубашкой; серия 977 — без защитной рубашки:
1 — корпус; *2*, *6* — патрубок; *3* — защитная рубашка; *4* — профилированное седло; *5* — шибер; *7* — шток; *8* — бесфланцевая крышка; *9* — сальниковое уплотнение; *10* — разъемное кольцо; *11* — сальниковое уплотнение штока; *12* — нажимная планка; *13* — бугель; *14* — ходовой винт; *15* — ходовая гайка; *16* — подшипниковая опора; *17* — головка; *18* — шкала; *19* — указатель положения затвора

для изоляции ходового винта от внешней среды.

Обозначение, габаритные размеры и краткая техническая характеристика некоторых регулирующих и дроссельных клапанов шиберного типа со встроенным электроприводом приведены в табл. 6.20.

Редукционно-охладительные установки и быстродействующие редукционно-охладительные установки (БРОУ) применяются в схемах энергоблоков для редуцирования давления и снижения температуры пара до заданных значений. Охладительные установки (ОУ) обеспечивают только снижение температуры пара. Основное назначение БРОУ на блочной энергоустановке — защита котла от пережога трубок поверхностей

Таблица 6.20. **Техническая характеристика и основные размеры некоторых регулирующих и дроссельных клапанов шиберного типа со встроенным электроприводом производства ЧЗЭМ**

Обозначение	Проход условный $D_у$, мм	Среда	Рабочие параметры: Давление, МПа (кгс/см²)	Рабочие параметры: Температура, °С	Максимальная пропускная способность, т/ч	Рабочий ход золотника, мм	Время полного открытия, с	Мощность привода, кВт	Максимальная площадь проходного сечения, мм²	Основные размеры, мм: L	D	d	Масса, кг
976-100-Э[а]	100	Вода	24 (240)	250	34,4	90	47	1,3	880	500	146	114	267
977-100-Э[а]	100	Пар	14 (140)	560	87,8	90	24	1,7	2 400	500	146	102	271
992-100-Э[а]-01	100	Вода	38 (380)	280	24,2	90	47	1.3	600	500	146	102	266
976-175-Э[а]	175	»	24 (240)	250	96,7	140	51	1,3	2 400	600	230	182	554
977-175-Э[а]	175	Пар	14 (140)	560	282	140	24	3,2	8 000	600	230	170	573
976-250-Э[а]	250	Вода	24 (240)	250	193	195	70	3	4 750	800	345	279	1 290
992-250-Э[а]	250	»	38 (380)	280	242	195	76	3	6 000	800	345	249	1 300
992-300-Э[а]	300	»	38 (380)	280	452	190	74	5,2	11 500	900	400	291	1 540
992-300-Э[а]-01	300	»	38 (380)	280	665	300	78	5,2	16 500	900	400	291	1 530
992-300-Э[а]-02	300	»	38 (380)	280	1 003	210	80	5,2	25 500	900	400	291	1 530
553-350-Э	350	Пар	4,1 (41)	545	1 730	260	15	3,2	49 000	850	390	346	1 030

Таблица 6.21. **Номенклатура РОУ и БРОУ (ПСБУ), производства ЧЗЭМ, и их технические характеристики**

Установка	Производительность, т/ч	Параметры: свежего пара: Давление, МПа (кгс/см²)	Параметры: свежего пара: Температура, °С	Параметры: редуцированного пара: Давление, МПа (кгс/см²)	Параметры: редуцированного пара: Температура, °С
БРОУ	1000	25 (250)	545	0,6—1,2 (6—12)	200
	600	23,5 (235)	540	3,9 (39)	380
	120	15,7—23,5 (157—235)	545	1,2 (12)	380
	150—230	15,7—23,5 (157—235)	545	0,6—0,9 (6—9)	200
	375—580	15,7—23,5 (157—235)	560	0,6—0,9 (6—9)	200
	480—740	15,7—23,5 (157—235)	545	0,6—0,9 (6—9)	250
РОУ	150	15,7 (157)	545	1,0 (10)	300
	20	13,7 (137)	560	2,5—2,7 (25—27)	227
	60	13,7 (137)	560	1,5—2,0 (15—20)	250
	60	13,7 (137)	560	0,12—0,25 (1,2—2,5)	150
	125	13,7 (137)	560	1,2—3,2 (12—32)	425—250
	150	13,7 (137)	560	0,12—0,25 (1,2—2,5)	150
	150	13,7 (137)	560	1,0—1,6 (10—16)	250
	170—230	13,7 (137)	560	10,0 (100)	510—540
	250	13,7 (137)	560	0,6 (6)	160
	250	13,7 (137)	560	1,1—1,4 (10—14)	250
	250	13,7 (137)	560	1,5—2,0 (15—20)	250
	350	13,7 (137)	560	1,3 (13)	270

Продолжение табл. 6.21

Установка	Производительность, т/ч	Параметры			
		свежего пара		редуцированного пара	
		Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С	Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С
РОУ	20	9,8 (98)	540	2—2,8 (20—28)	260—240
	30	9,8 (98)	540	3,5—4,5 (35—45)	330—280
	30	9,8 (98)	540	0,12—0,25 (1,2—2,5)	170—150
	40	9,8 (98)	540	0,8—1,3 (8—13)	240—220
	50	9,8 (98)	540	1,5—2,0 (15—20)	260—240
	60	9,8 (98)	540	0,12—0,25 (1,2—2,5)	150—170
	80	9,8 (98)	540	1,0—1,3 (10—13)	240—230
	100	9,8 (98)	540	2,9—3,3 (29—33)	380—420
РОУ	100	9,8 (98)	540	1,5—2,0 (15—20)	260—240
	100	9,8 (98)	540	0,12—0,25 (1,2—2,5)	170—150
	100	9,8 (98)	540	0,25—0,35 (2,5—3,5)	190—170
	110	9,8 (98)	540	1,3—0,8 (13—8)	240—220
	120	9,8 (98)	540	0,45 (4,5)	190—200
	150	9,8 (98)	540	1,8—2,0 (18—20)	260—250
	150	9,8 (98)	540	1,0—1,3 (10—13)	240—230
	230	9,8 (98)	540	2,9—3,3 (29—33)	380—420
	250	9,8 (98)	540	1,8—2,0 (18—20)	260—250

Таблица 6.22. **Техническая характеристика некоторых запорно-дроссельных клапанов производства ЧЗЭМ для БРОУ**

Обозначение	Условный проход D_y, мм	Максимальная пропускная способность, т/ч	Максимальное проходное сечение, мм²	Время полного открытия, с	Мощность привода, кВт	Масса, кг
950-100/150-Э	100/159	112	3 140	14	3,2	730
950-150/250-Э	150/250	370	10 500	23	4,3	1 496

Примечание. Рабочие параметры пара перед БРОУ: давление 25 МПа (255 кгс/см²), температура 545 °С.

Таблица 6.23. **Техническая характеристика некоторых дроссельных устройств серий 863 и 891 производства ЧЗЭМ**

Обозначение	Проход условный D_y, мм	Рабочие параметры среды		Площади проходных сечений, мм²			Масса, кг
		Давление МПа, (кгс/см²)	Температура, °С	1	2	3	
863-150/350-III	150/350	11,2 (115)	520	69	104	192	212
863-250/450-III	250/450	11,2 (115)	515	174	260	477	337
891-250/450-III	250/450	11,8 (120)	490	182	323	556	344

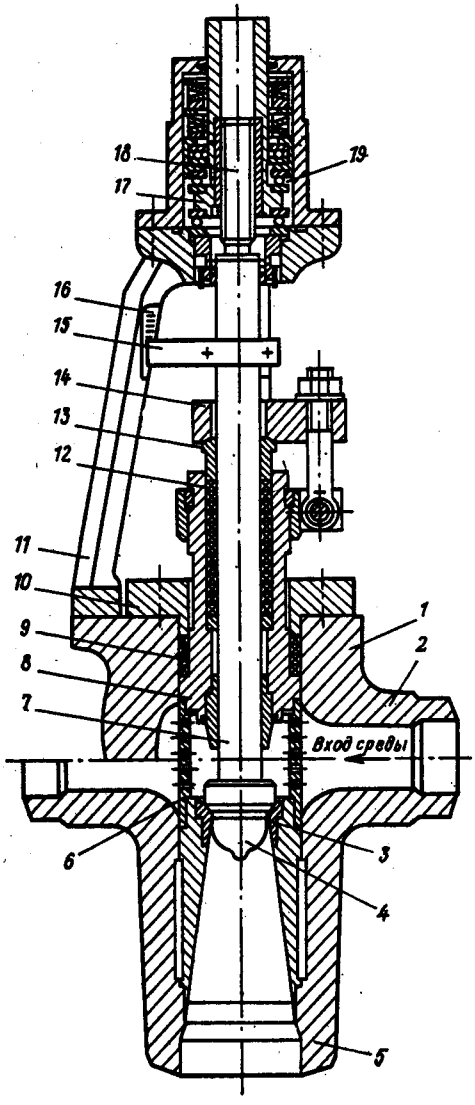


Рис. 6.20. Запорно-дроссельный клапан со встроенным электроприводом D_y 100/150, 150/250 серии 950 для БРОУ:

1 — корпус углового типа; *2* — подводящий патрубок; *3* — седло; *4* — профилированный золотник; *5* — отводящий патрубок; *6* — дроссельная решетка; *7* — шток; *8* — «плавающая» крышка; *9* — сальниковое уплотнение;; *10* — фланец; *11* — бугель; *12* — сальниковое уплотнение штока; *13* — грундбукса; *14* — нажимная планка; *15* — указатель положения затвора; *16* — шкала; *17* — ходовая гайка; *18* — винт; *19* — подшипниковая опора

нагрева в случаях внезапного отключения турбины, работавшей под нагрузкой, путем перевода пара из котла на сброс в конденсатор.

В пусковых режимах энергоблоков БРОУ обеспечивают прогрев главных паропроводов до стопорных клапанов турбин и сброс греющего пара в конденсатор. БРОУ СН служат для обеспечения паром приводных турбин питательных насосов в случае отключения главных турбин и при отсутствии в схемах энергоблоков питательных насосов с электроприводом. РОУ применяют в растопочных схемах барабанных котлов, для резервирования производственных и теплофикационных отборов пара на ТЭЦ, для отпуска пара на собственные нужды электростанции.

В состав БРОУ входят запорно-дроссельный клапан, где происходит основная редукция давления пара, дросселирующее устройство в виде набора дроссельных шайб, где происходит окончательная редукция давления пара, охладитель пара с распыливающим соплом, к смесительной камере которого подводится пароводяная смесь, полученная при распылении охлаждающей воды. Номенклатура РОУ и БРОУ, выпускаемых ЧЗЭМ, приводится в табл. 6.21.

На рис. 6.20 изображен запорно-дроссельный клапан для БРОУ. Техническая характеристика клапанов приведена в табл. 6.22.

Непосредственно за запорно-дроссельными клапанами на вертикальных участках трубопроводов с направлением потока рабочей среды от патрубка меньшего диаметра к большему устанавливаются дроссельные устройства серий 863 и 891 (табл. 6.23).

Для охлаждения редуцированного пара применяются охладители, которые являются составной частью комплекса изделий, входящих в состав ОУ, РОУ и БРОУ. Ос-

Таблица 6.24. **Основные технические характеристики охладителей пара ОУ, РОУ и БРОУ серий 863 и 891 производства ЧЗЭМ**

Обозначение	Условный проход D_y, мм	Рабочие параметры среды		Размеры, мм			Масса, кг
		Давление МПа, (кгс/см²)	Температура, °С	D'_y	d'_y	L	
863-450/700-ОП	450/700	1,9 (19)	465	465	722	1445	361
891-450/700-ОП	450/700	2,0 (20)	440	465	722	1390	362

новные характеристики охладителей пара РОУ и БРОУ серий 863 и 891 даны в табл. 6.24.

6.4. ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

6.4.1. ПОТРЕБЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ВОДЫ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

Тепловые электрические станции являются крупными потребителями воды. Наибольшее количество технической воды на ТЭС требуется для конденсации пара в конденсаторах турбин (до 92—94 % на КЭС, до 90 % на АЭС). Абсолютные значения этих расходов для разных типов турбин следующие (в м³/ч), для ПТ-60-130 — 8000; Т-100-130 — 16 000; ПТ-135-130 — 12 500; К-200-130 — 25 000; Т-250-240 — 28 000; К-300-240 — 36 000; К-500-240 — 52 000; К-800-240 — 80 000; К-1200-240 — 120 000. Расходы технической воды на другие нужды (в процентах от расхода ее на охлаждение пара в конденсаторе) следующие: 2,5—4,0 на охлаждение газа и воздуха электрогенератора и электродвигателей; 1,2—2,5 на охлаждение масла турбин и вспомогательных механизмов; 0,3—0,8 на охлаждение подшипников; 0,1—0,4 на гидротранспорт золы и шлака; 0,04—0;12 на восполнение потерь пара и конденсата на КЭС и 0,5—0,8 на ТЭЦ. Удельные расходы охлаждающей воды КЭС приведены в табл. 6.25.

Необходимое количество охлаждающей воды $G_{о.в}$ для конденсации отработавшего пара в турбинах определяется из уравнения теплового баланса конденсатора

$$D_к(h_к - h'_к) + \sum D_{др}(h_{др} - h'_к) = G_{о.в}(h_{в2} - h_{в1}),$$

где $D_к$ — количество пара, поступающего в конденсатор; $h_к$ и $h'_к$ — энтальпия пара на входе в конденсатор и конденсата на выходе из него; $\Sigma D_{др}$ — количество слива в конденсатор; $h_{др}$ — энтальпия дренажа на входе в конденсатор; $h_{в1}$ и $h_{в2}$ — энтальпия

Таблица 6.25. **Удельные расходы охлаждающей воды конденсационных электростанций**

Начальные параметры пара p_0, МПа, $t_0/t_{пп}$, °С	Удельный расход воды, м³/(кВт·ч)	
	зимой	летом
8,83; 535	0,15—0,16	0,2—0,22
12,75; 540/540	0,14—0,15	0,18—0,2
23,5; 540/540	0,085—0,09	0,125—0,135

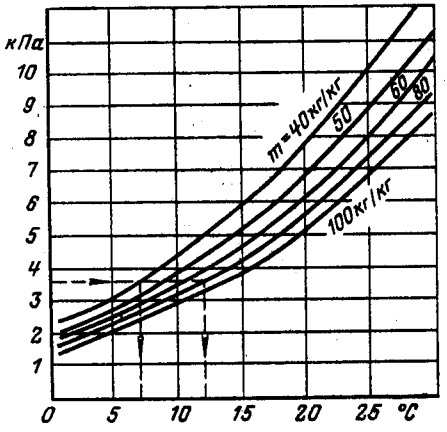


Рис. 6.21. Зависимость давления в конденсаторе от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и кратности охлаждения

охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора.

Пренебрегая теплотой дренажей, можно определить *кратность охлаждения*: $m = q_к/\Delta h_в$, где $q_к = h_к - h'_к$ — теплота конденсации отработавшего пара; $\Delta h_в = h_{в2} - h_{в1}$ — нагрев охлаждающей воды.

Теплота конденсации для современных турбин составляет примерно 2,2 МДж/кг и определяется вакуумом в конденсаторе, который в свою очередь зависит от температуры охлаждающей воды t_1, значений нагрева этой воды в конденсаторе $\Delta t_в$ и недогрева ее до температуры насыщения $\theta_в$:

$$t_к = t_1 + \Delta t_в + \theta_в = t_2 + \theta_в.$$

Оптимальные значения всех этих величин получаются в результате комплексного технико-экономического расчета [4] и зависят от таких факторов, как стоимость топлива, тип конденсатора, степень использования мощности турбины в году, мощность и экономичность циркуляционных насосов и др. При оптимальном вакууме $p_к = 0{,}003 \div 0{,}0035$ МПа расчетный нагрев воды в конденсаторе составляет 8—12 °С, недогрев воды 3—5 °С, а кратность охлаждения $m = 50 \div 70$ для многоходовых и 80—120 для одноходовых конденсаторов, низкие значения m характерны для зимнего периода (рис. 6.21).

Расходы воды на газоохладители генератора $G_г$ и на маслоохладители турбины и генератора $G_{мо}$, кг/ч:

$$G_г = \frac{3600N(1 - \eta_г)}{\Delta h_в};$$

$$G_{мо} = \frac{3600N(1 - \eta_м)}{\eta_г \eta_м \Delta h_в},$$

где N — мощность турбогенератора, кВт; $\eta_г$ — КПД генератора; $\Delta h_в$ — приращение энтальпии воды в охладителе, °С; $\eta_м$ — механический КПД турбины.

6.4.2. СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Различают три основные системы технического водоснабжения ТЭС: прямоточную, оборотную и смешанную. В зависимости от характеристики источника водоснабжения, типа электростанции и ее мощности выбирается система водоснабжения ТЭС.

Прямоточная система водоснабжения должна обеспечить электростанцию водой непосредственно из реки со сбросом использованной воды обратно в реку ниже водозабора (рис. 6.22). Допустимое повышение температуры естественного источника водоснабжения за счет сброса теплой воды не должно превышать 5 °С летом и 3 °С зимой. При этом такая система обеспечивает наиболее низкую температуру охлаждающей воды и, значит, наиболее глубокий вакуум в конденсаторах при относительно недорогих гидротехнических сооружениях. Прямоточная система возможна только при достаточном расходе воды в реке, превышающем в 2—3 раза по-

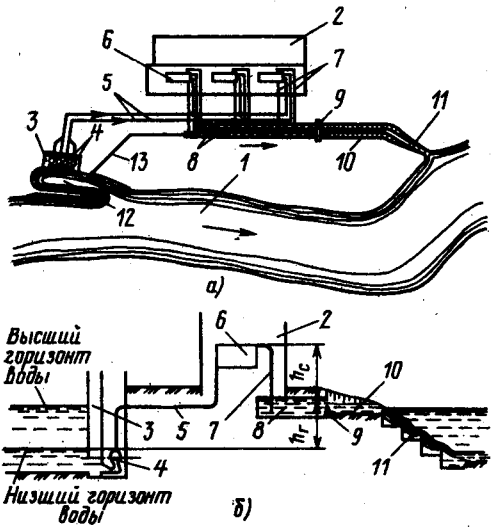


Рис. 6.22. Схема прямоточного водоснабжения:

а — схематический план сооружения; *б* — схематический разрез по сооружениям: *1* — река; *2* — главный корпус; *3* — водоприемник и береговая насосная; *4* — циркуляционные насосы; *5* — напорные трубопроводы; *6* — конденсаторы турбины; *7* — сливные трубопроводы; *8* — закрытый отводящий канал; *9* — сооружение для регулирования уровня воды в закрытом отводящем канале; *10* — открытый отводящий канал; *11* — водосбросное сооружение; *12* — водозаборный ковш; *13* — трубопровод обогрева водозабора

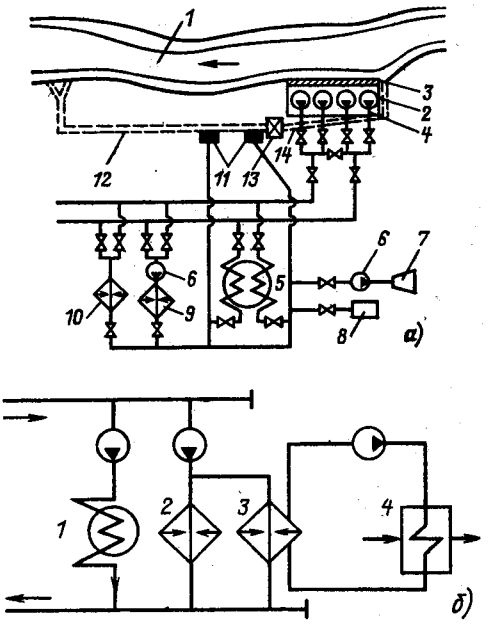


Рис. 6.23. Схемы трубопроводов охлаждающей воды при прямоточном водоснабжении:

а — для КЭС; *1* — источник водоснабжения (река); *2* — береговая насосная; *3* — очистка сетки; *4* — циркуляционные насосы; *5* — конденсатор; *6* — насосы; *7* — гидрозолоудаление; *8* — химводоочистка; *9* — газоохладители и охладители подшипников вращающихся механизмов; *10* — маслоохладители; *11* — сифонные колодцы; *12* — сливной канал; *13* — переключательный колодец; *14* — перепускной канал; *б* — для АЭС; *1* — конденсаторы турбин; *2* — газо- и маслоохладители; *3* — охладители подшипников, вентиляционных систем, бассейнов выдержки и перегрузки реактора; *4* — теплообменники системы охлаждения реактора

требности станции. Часто в месте водоразбора сооружается плотина, повышающая уровень воды на 1—3 м. Главный корпус электростанции располагается вблизи от берега с учетом пространства, затопляемого во время паводка. Циркуляционные насосы можно располагать в машинном зале главного корпуса, но это требует дополнительного заглубления фундаментов здания вследствие необходимости глубокого колодца из-за сильного изменения уровня в реке в течение года. Поэтому обычно строится береговая насосная. Перед поступлением в насосы вода проходит через механические решетки, освобождаясь от крупных предметов, затем через вращающиеся сита с промывным струйным устройством. В зимнее время для борьбы с обледенением водозаборных устройств предусматривается подача части теплой воды из сбросного канала к водоразбору. Вода для гидрозолоудаления и на систему водоподготовки подается теплая, после конденсаторов турбин (рис. 6.23, *а*).

В целях исключения возможного заражения охлаждающей воды радиоактивными примесями для потребителей, связанных с реакторной системой, создаются промежуточные замкнутые контуры со специальными теплообменниками [10]. Системы охлаждения реакторов, теплообменники вентиляционных систем и бассейнов выгрузки и перегрузки снабжаются охлаждающей водой с помощью специальных отдельных насосов независимо от подачи воды в конденсаторы (рис. 6.23, *б*).

Напор циркуляционных насосов определяется как

$$\Delta p = \Delta p_{\text{геод}} + \Delta p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{с}},$$

где $\Delta p_{\text{геод}} = \rho g h_{\text{геод}}$; $h_{\text{геод}}$ — геодезическая высота подъема воды, равная разности отметок сечения в месте сброса и уровня в заборном устройстве; $\Delta p_{\text{к}}$ — гидравлическое сопротивление конденсатора; $\Delta p_{\text{с}}$ — сопротивление всасывающих и напорных трубопроводов с арматурой.

Мощность привода циркуляционных насосов, МВт,

$$N_{\text{н}} = \frac{G_{\text{о. в}} \Delta p}{\eta_{\text{н}}},$$

где $G_{\text{о. в}}$ — расход охлаждающей воды, м³/с; Δp — общее давление циркуляционных насосов, МПа; $\eta_{\text{н}}$ — КПД насоса.

Расход охлаждающей воды, т/ч,

$$G_{\text{о. в}} = \frac{m d_{\text{к}} N_{\text{э}}}{3600},$$

где m — кратность циркуляции, т/т; $d_{\text{к}}$ — удельный расход пара в конденсатор, т/(МВт·ч); $N_{\text{э}}$ — электрическая мощность турбогенератора, МВт.

На электростанциях с блочными тепловыми схемами циркуляционные насосы устанавливают, как правило, в блочных насосных станциях. Суммарное число насосов на одну турбину должно быть не менее двух, а их суммарная подача должна быть равна расчетному расходу охлаждающей воды без резерва. Резервные насосы устанавливают только при морском водоснабжении.

Число циркуляционных насосов, устанавливаемых в центральных насосных на электростанциях с поперечными связями по пару, принимается не менее четырех с суммарной подачей, равной расчетному расходу охлаждающей воды без резерва.

Оборотная система водоснабжения с прудами-охладителями. Она широко распространена на современных электростанциях. Такие системы имеют эксплуатационные преимущества: достижение более низких и устойчивых температур охлаждающей воды, меньшие потери воды, отсутствие обмерзания и относительно меньший расход электроэнергии на привод циркуляционных насосов благодаря меньшему напору. Пруды (водохранилища) могут быть наливными в случае отсутствия реки или создаваться на малых реках с помощью плотины. Площадь такого пруда (водохранилища) выбирается в зависимости от климатических условий, мощности электростанции, формы и тепловой нагрузки водохранилища. Рациональной формой таких водохранилищ является вытянутая, при этом нагретая в конденсаторах вода сливается на расстоянии примерно 8—10 км от водоразбора. Для более полного использования поверхности воды часто сооружают струенаправляющие дамбы.

В зависимости от соотношения температур воды и окружающего воздуха, а также от влажности воздуха охлаждение воды в прудах (водохранилищах) происходит за счет испарения, а также в результате конвективного теплообмена.

Количество испаряемой воды равно примерно количеству пара, конденсирующегося в конденсаторах: $G_{\text{п}} \approx D_{\text{к}}$, с понижением температуры воздуха (в зимнее время) количество испаряемой воды уменьшается. Разность температур до и после охлаждения $\Delta t = t_1 - t_2$ называется зоной охлаждения; эта величина соответствует подогреву воды в конденсаторе $\Delta t_{\text{в}}$, °С (рис. 6.24).

При относительной влажности воздуха ($\varphi < 100$ %) теоретически можно охладить воду до температуры мокрого термометра $t_{\text{мокр}}$, при $\varphi = 100$ % испарительное охлаждение невозможно и воду можно охладить только до температуры воздуха за счет конвективного теплообмена. Однако температура охлажденной воды t_2, °С, всегда выше теоретически возможной температуры охлаждения $t_{\text{теор}}$ на относительный предел охлаждения δt, °С, характеризующий совершенство работы охладительного устройства (см. рис. 6.26). Чем боль-

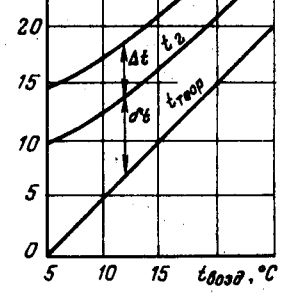


Рис. 6.24. Зависимость температуры охлаждающей воды от температуры окружающего воздуха и теоретического предела охлаждения

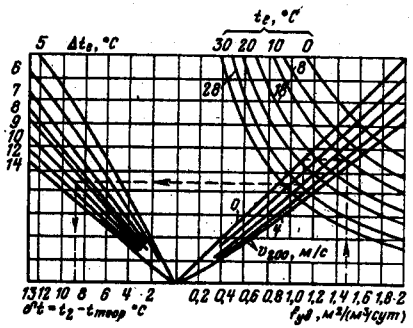


Рис. 6.25. Номограмма для расчета пруда-охладителя

ше отношение зоны охлаждения Δt к теоретически возможной, равной $\Delta t + \delta t$, тем совершеннее охладитель:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta t}{\Delta t + \delta t} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{теор}}.$$

Охлаждающая способность пруда зависит от площади его активной зоны $F_{акт}$, в состав которой входят транзитный поток $F_{тр}$ и водоворотная зона $F_в$. Охлаждающая способность водоворотной зоны ниже, чем транзитной, поэтому вводится коэффициент использования пруда $\mu = F_{акт}/F_{пр}$, где $F_{пр}$ — общая площадь пруда без застойных зон. Площадь активной зоны можно найти $F_{акт} = \mu\ (F_{тр} + F_в)$; $F_{тр}$ и $F_в$ определяются гидравлическим расчетом или на модели. Площадь водохранилища можно определить приближенно по удельной площади, км²/МВт:

$$f_{уд} = F_{пр}/N_э.$$

Значение $f_{уд}$ принимают в пределах $(3 \div 8) \cdot 10^{-3}$ км²/МВт для КЭС и $(9 \div 11) \cdot 10^{-3}$ км²/МВт для АЭС.

Для расчета водохранилищ-охладителей пользуются номограммой (рис. 6.25), позволяющей определить недоохлаждение воды или ее перегрев δt по удельной площади активной зоны, естественной температуре водоема, скорости ветра в зоне охлаждения и, наоборот, удельную площадь активной зоны для заданного недоохлаждения воды. Удельная площадь активной зоны $f_{уд}$ принимается в пределах 1,2—2 м² на 1 м³ охлаждаемой воды в сутки.

Оборотное водоснабжение с градирнями. Градирни — теплообменные устройства с испарительными или поверхностными теплообменниками. Наибольшее распространение получили испарительные пленочные градирни башенного типа, меньшее — открытого типа и вентиляторные [33].

Охлаждение циркуляционной воды происходит в основном за счет ее частичного испарения и конвективного теплообмена с воздухом. Охлаждаемая вода в оросительном устройстве градирни разбрызгивается, стекает по деревянным или асбоцементным плитам в виде пленки в бассейн, омываясь воздухом. За счет большой поверхности контакта водной пленки с воздухом пленочные градирни имеют меньшую удельную площадь при равной охлаждающей способности.

В южных районах устанавливают градирни с принудительной вентиляцией с помощью осевых вентиляторов. В этом случае башенная часть градирни уменьшается, но на привод вентиляторов затрачивается 0,5—0,7 % выработанной электроэнергии. Градирни выбирают по наименее благоприятному летнему режиму работы турбин.

Тепловая нагрузка градирни, кДж/ч,

$$Q = [G_{о.в} h_2 - (G_{о.в} - G_п)\, h_1] \cdot 10^3 \approx \approx \Delta h G_{о.в} \cdot 10^{-3},$$

где $G_{о.в}$ и $G_п$ — расходы охлаждающей и испаренной воды, т/ч; $\Delta h = h_2 - h_1$; h_2 и h_1 — энтальпии воды до и после градирни, кДж/кг.

Гидравлической характеристикой градирни является плотность орошения, м³/(м²·ч),

$$g_г = G_{о.в}/F,$$

где F — площадь оросительного устройства, м².

Удельная тепловая нагрузка охладителя, кДж/(м²·ч),

$$q_т = \frac{Q}{F} = \frac{\Delta h G_{о.в} \cdot 10^3}{F}.$$

Типовые пленочные башенные градирни с металлическим каркасом, облицованные асбоцементными плитами, деревянными щитами или гофрированным алюминием, и гиперболические железобетонные градирни выпускают с площадями орошения 1600, 2100, 2600, 3200, 4000 м². Основные характеристики градирен по данным АТЭП приведены в табл. 6.26. Тепловой расчет градирен производится с помощью номограмм, построенных для вполне определенных градирен. На рис. 6.26 даны номограммы расчета для градирни БГ-2600-70 с площадью орошения 2600 м².

Пример расчета. Дано: плотность орошения 6,5 м³/(м²·ч); температурный перепад $\Delta t = 8$ °С; температура воздуха по сухому термометру $\theta = 12$ °С; относительная влажность $\varphi = 60$ %, скорость ветра $W = 2{,}0$ м/с. Определить температуру охлажденной воды t_1.

1. По основному графику рис. 6.26 при $q_г = 6{,}0$ м³/(м²·ч) находим $t_1 = 25$ °С. По вспомогательному графику находим поправку на температурный перепад $\delta t_1 = -1{,}8$ °С, тогда $t_1 = 25 - 1{,}8 = 23{,}2$ °С.

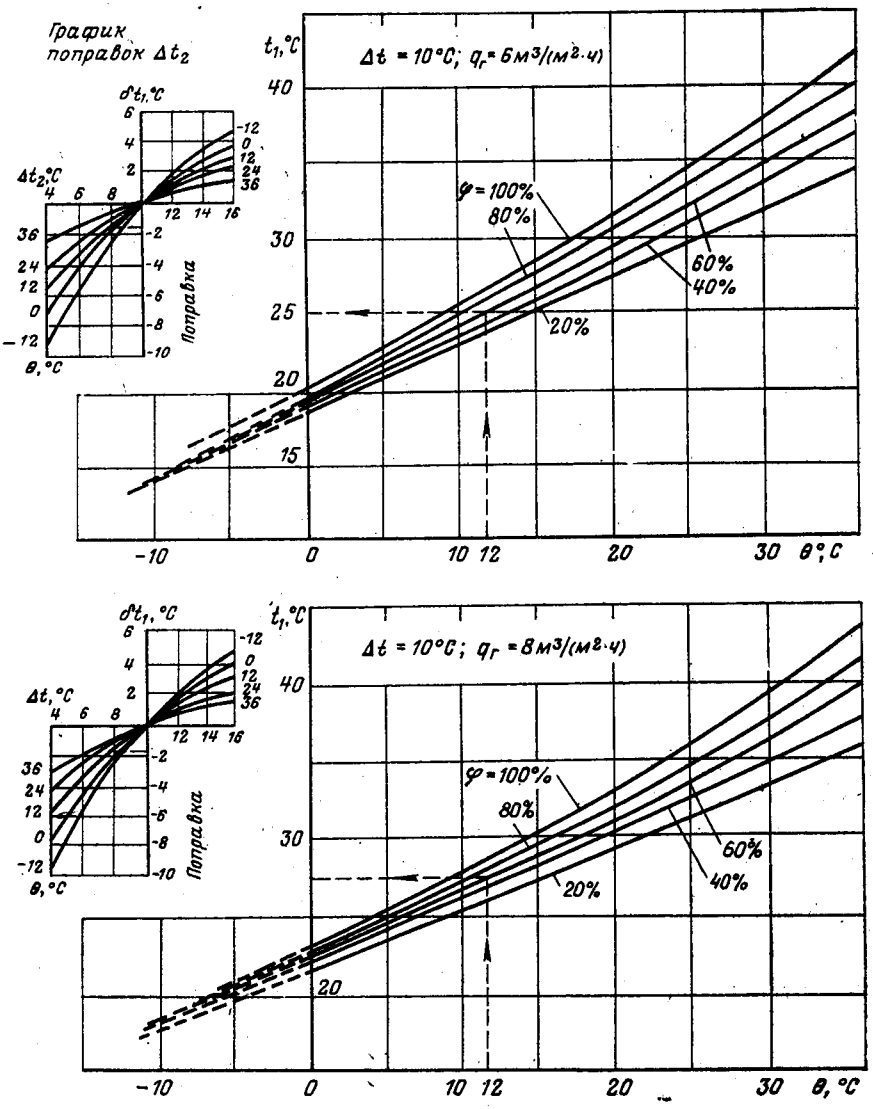


Рис. 6.26. Номограмма для расчета градирни

2. По основному графику при $q_г = 8{,}0$ м³/(м²·ч) аналогично находим $t_1 = 27{,}5$ °С. Поправка на температурный перепад $\Delta t = 8$ °С, $\delta t_1 = -1{,}8$ °С, тогда $t_1 = 27{,}5 - 1{,}8 = 25{,}7$ °С.

3. Интерполируя для $q_г = 6{,}5$ м³/(м²·ч), получаем $t_1 = 23{,}8$ °С.

4. Поправка на скорость ветра $\Delta t_V = 0{,}5V = 1$ °С.

5. Окончательно $t_1 = 23{,}8 + 1{,}0 = 24{,}8$ °С.

Потери воды определяются как сумма потерь от испарения $g_п = (0{,}1 + 0{,}002)\Delta t$, потерь с уносом $g_у = 0{,}05 \div 0{,}1$ и потерь через воздуходувные окна $g_в = 0{,}1$, все в процентах от расхода циркуляционной воды $G_{о.в}$:

$$g_{пом} = g_п + g_у + g_в = (0{,}1 + 0{,}002)\,\Delta t + (0{,}05 \div 0{,}1) + 0{,}1.$$

При асбоцементном оросителе содержание SO_4^{2-} в воде не должно превышать 250—350 мг/л, а показатель pH 7,5.

В районах с ограниченными водными ресурсами находят применение сухие градирни, в которых охлаждение циркуляционной воды осуществляется воздухом в специальных радиаторах, расположенных в основании вытяжной башни. Для обеспе-

Таблица 6.26. **Основные технические характеристики башенных градирен ТЭП**

Модификация градирен	Площадь орошения, м²	Гидравлические нагрузки, тыс. м³/ч	Плотность орошения, м³/(м²·ч)	Высота подъема воды, м	Башня					Ориентировочная стоимость, тыс. руб.
					Каркас	Обшивка	Высота башни, м	Внутренний диаметр, м		
								верхней части	нижней части	
БГ-324-65	324	1,6—2,2	5—8	8,3—8,6	Сталь	Асбоцемент, дерево	34	14,0	19,2	72—102
БГ-576-65	576	2,9—4,0	5—7	8,3—8,6	»	То же	40	17,6	25,2	104—156
БГ-900-66	900	5,5—7,0	6—8	8,3—8,6	»	»	43,4	21,8	31,2	157—228
БГ-1200-70	1200	7,0—9,0	6—8	8,15	»	»	48,4	26,0	40,0	341—389
БГ-1520-70	1520	8,5—13,5	6—8	7,85	Железобетон	Железобетон	55,0	25,6	47,6	647
БГ-1600-70	1600	10,0—12,0	6—8	8,25	Сталь	Асбоцемент, дерево	53,7	30,4	46,0	424—494
БГ-2100-70	2100	13,5—16,0	6—8	8,75	»	То же	64,8	33	52,2	558—665
БГ-2600-70	2600	16,5—20,0	6—8	9,5	»	Асбоцемент, алюминий	72	37	58,3	800—950
БГ-3200-73	3200	20,0—26,0	6—8	10	»	То же	81	70,2	81	1225—2400
БГ-4000-71	4000	28.0—32,0	7—8	10,85	»	Алюминий	91,5	39,2	79	1340—1512
БЖГ-4000-72	4000	28,0—32,0	7—8	11	Железобетон	Железобетон	90	43	73	1650—1740

Примечание. В градирне БГ-1520-70 ороситель выполняется из асбоцемента, в остальных градирнях — из асбоцемента или дерева; меньшая стоимость градирни — при асбоцементной обшивке и деревянных оросителях, большая — при деревянной обшивке и асбоцементном оросителе.

чения интенсивного обдувания радиаторов могут применяться вентиляторы с вертикальной осью.

6.5. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ НА АЭС

Работа цехов АЭС без вентиляции недопустима. Системы вентиляции предназначены для:

1) поддержания радиационной безопасности как в помещениях АЭС, так и за ее пределами;

2) создания условий для нормальной работы оборудования;

3) обеспечения допустимых санитарных норм для работы обслуживающего персонала.

На АЭС все помещения подразделяются на *зону строгого режима и зону свободного режима*. Помещения зоны строгого режима подразделяются на помещения: постоянного обслуживания, с периодическим обслуживанием и необслуживаемые.

В связи с возможностью возникновения аварийных ситуаций в реакторном отделении помещения строгого режима делятся на две группы: 1) герметичные, рассчитанные на избыточное давление до 0,5 МПа; 2) герметичные, не рассчитанные на избыточное давление.

К герметичным помещениям, рассчитанным на давление, на АЭС с ВВЭР относятся помещения парогенераторов и насосов, вентиляционных камер, компенсатора давления, помещения гидроемкостей, спецводоочистки, вытяжных вентиляционных центров; на одноконтурных АЭС — реакторное отделение, машинный зал и верхние отметки деаэраторной этажерки (15,6 и 24,0 м) и другие помещения. Все эти помещения относятся к категории необслуживаемых.

Задачей вентиляционных систем этой категории помещений является: 1) создание разрежения до 200 Па при нормальном режиме работы АЭС, препятствующего распространению радиоактивного воздуха в соседние помещения через возможные

неплотности; 2) удаление избыточной теплоты и влаги; 3) создание условий для нормальной работы оборудования; 4) создание нормальных условий для проведения ремонтных и перегрузочных работ в период останова блока.

При этом предусматриваются мероприятия по обеспечению непревышения допустимых радиоактивных выбросов в атмосферу путем очистки в специальных фильтрах воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией, и выброса этого воздуха в вентиляционную трубу.

Задачей вентиляционных систем помещений, не рассчитанных на избыточное давление, является: 1) создание разрежения до 50 Па; 2) удаление избыточной теплоты и влаги; 3) очистка при необходимости от аэрозолей и йода воздуха, удаляемого в вентиляционную трубу; 4) создание нормальных санитарно-гигиенических условий для обслуживающего персонала.

В основу проектирования вентиляции на АЭС положен принцип раздельной вентиляции помещений строгого режима и свободного режима. Вентиляция работает по приточно-вытяжной системе, так как должны обеспечиваться необходимые для данного помещения разрежение и организованные потоки воздуха. Поступление приточного воздуха в помещение и удаление загрязненного воздуха в вытяжную систему должно быть предусмотрено таким образом, чтобы надежно вентилировать все помещение, а потоки воздуха направлять из наиболее чистых зон в более загрязненные, исключая перетечки воздуха в обратном направлении.

С целью сокращения расходов воздуха для удаления избыточной теплоты ряда теплонапряженных помещений предусматривается установка автономных систем воздушного охлаждения. Воздухообмен в этих помещениях определяется, исходя из поддержания активности воздуха, не превышающей допустимых норм, и условия создания разрежения до 5 мм вод. ст.

Производительность ремонтных систем вытяжной вентиляции выбирается из условий обеспечения в открытых проемах помещений защитной скорости воздуха, предотвращающей выход в коридоры «грязного» воздуха.

Вентиляционные системы помещений строгого режима имеют резерв по оборудованию, снабжены автоматической блокировкой и дистанционным управлением.

Приточно-вытяжная вентиляция помещений зоны свободного режима дополняется кондиционированием воздуха.

Выбор производительности установок для общеобменной вентиляции ремонтных залов, а также машинных залов одноконтурных АЭС должен осуществляться с учетом необходимости перегрузок активной зоны и производства ремонтных операций, исходя из кратностей воздухообмена:

Объем помещений, м³	Кратность воздухообмена, 1/ч
До 100	10
500	5
1 000	3
5 000	2
10 000 и более	1

6.6. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ТЭС И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ НА АЭС

6.6.1. ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

Уголь поставляется на ТЭС в соответствии с прямыми договорами, заключаемыми с управлениями Углесбыта. В договорах должны быть указаны: марка топлива, группа по зольности и предельная зольность, содержание летучих, класс по крупности и максимальные размеры кусков, отсутствие в топливе посторонних включений и максимальная влажность. Качество топлива должно соответствовать ГОСТ, техническим условиям на поставку и периодически контролироваться на электростанции [21].

Уголь на большинство ТЭС доставляется железнодорожным транспортом широкой (1520 мм) колеи. Число путей на железнодорожной станции электростанций определяется количеством поступающих маршрутов в сутки с учетом коэффициента неравномерности движения поездов 1,2. При определении количества маршрутов *суточный расход топлива* принимается исходя из 24-часовой работы всех установленных котлов при их номинальной производительности. Все поступающие на электростанцию вагоны с твердым топливом должны взвешиваться, при этом следует применять весы, обеспечивающие взвешивание вагонов на ходу без остановки состава.

Для электростанций производительностью топливоподачи менее 180 т/ч, как правило, применяют безъемкостные разгрузочные устройства. При более высокой производительности топливоподачи для разгрузки железнодорожных вагонов с углем и сланцем применяют *вагоноопрокидыватели* (*ВО*) (табл. 6.27). При производительности топливоподачи от 100 до 400 т/ч устанавливается один ВО, от 400 до 1000 т/ч — два ВО, свыше 1000 т/ч — количество ВО определяется, исходя из 12 опрокидываний в час вагонов средневзвешенной грузоподъемности, в которых поставляется топливо, плюс один резервный ВО. Если устанавливают один ВО, то

Таблица 6.27. Технические характеристики роторных вагоноопрокидывателей

Характеристика	Вагоноопрокидыватель	
	трехопорный	четырехопорный
Производительность (техническая) при вагонах 60 и 93 т, вагон/ч	30	30
То же при вагонах 125 т, вагон/ч	—	25
Угол поворота, град	175	175
Частота вращения, об/мин	1,38	1,35
Установленная мощность двигателей, кВт	72	120
Габаритные размеры (длина × ширина × высота), м	17×8,7×8	23,2×9,4×8,4
Масса, т	129,6	220,0

на складе топлива сооружают разгрузочную эстакаду длиной 120 м или приемный бункер на один вагон. При установке двух ВО и более на складе предусматривается разгрузочная эстакада длиной 60 м для разгрузки неисправных вагонов.

Для электростанций, работающих на фрезерном торфе, тип разгрузочного устройства (безъемкостное, траншейное с многоковшовыми перегружателями и пр.) выбирается в каждом конкретном случае с учетом расхода торфа и типа вагонов.

При поставке смерзающегося топлива на электростанции сооружаются *размораживающие устройства*. В случае отсутствия ВО дополнительно к размораживающему устройству предусматривается механизация разгрузки топлива. Вместимость размораживающего устройства должна определяться с учетом времени разогрева вагонов, суточного расхода топлива и увязываться с длинами путей надвига и поступающих маршрутов топлива. В разгрузочных устройствах для дробления на решетках смерзающегося и крупнокускового топлива, включая фрезерный торф, устанавливают специальные дробильные машины. Решетки над бункерами вагоноопрокидывателя должны иметь ячейки размером не более 350 × 350 мм, расширяющиеся книзу. При соответствующем обосновании допускаются большие размеры ячеек; при этом, кроме дробильных машин, предусматривают дополнительно дробилки грубого дробления.

Стенки бункеров разгрузочных устройств и склада топлива должны иметь обогрев. Угол наклона стенок приемных бункеров разгрузочных устройств с вагоноопрокидывателями и пересыпных бункеров принимают для антрацитов, каменных углей и сланцев не менее 55°, для торфа и бурых углей 60°, для высоковлажных углей, промежуточных продуктов и шлама не менее 70°. Угол наклона пересыпных коробов и течек для угля и сланца принимают не менее 60°, для торфа и высоковлажных углей не менее 65°. Короба и течки выполняют по возможности круглыми, без переломов и изгибов.

Для замазывающихся углей пересыпные рукава, течки и тройники, за исключением шиберов, обогреваются. Рабочие поверхности течек выполняют из утолщенного листа или со специальными средствами защиты от износа.

Основной тип подъемно-транспортных устройств на ТЭС для подачи топлива — *ленточные конвейеры*. Угол наклона ленточных конвейеров принимают не более 18° для всех типов твердого топлива. В местах загрузки крупнокускового топлива угол наклона конвейеров принимается 12°, а при обосновании допускается не более 16°. Топливо от каждого вагоноопрокидывателя подается одним ленточным конвейером с производительностью, равной производительности вагоноопрокидывателя. Топливо в котельную подается, как правило, двухниточной системой ленточных конвейеров, рассчитанных на трехсменную работу. Одна из ниток — резервная. При этом должна быть обеспечена возможность одновременной работы обеих ниток системы. При установке одного вагоноопрокидывателя производительность каждой нитки принимают равной 50 % производительности вагоноопрокидывателя [34].

Топливо на склад подается однониточной системой ленточных конвейеров. В тракте топливоподачи используются конвейерные ленты с резинотканевым послойным тяговым каркасом, с наружными резиновыми обкладками (табл. 6.28). Ассортимент конвейерных лент для трактов топливоподачи включает ленты следующей ширины: 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600 и 2000 м. Количество тканевых прокладок в лентах — от 3 до 8 (у лент с тканью ТА-400 и ТК-400 количество прокладок от 3 до 10).

Требуемая ширина ленты конвейера определяется по формуле

$$b = \sqrt{\frac{B}{k_\varphi k_\beta v \rho}},$$

где B — производительность ленточного конвейера, т/ч; k_φ — коэффициент, зависящий от угла наклона φ боковых роликов верхней опоры и равный 295 при $\varphi = 20°$ и 355 при $\varphi = 30°$; k_β — коэффициент, принимаемый по данным табл. 6.29; v — скорость ленты, м/с; ρ — плотность топлива (насыпная масса), т/м³.

Ширину ленты конвейера ориентировочно выбирают по данным табл. 6.30, а скорость ее движения принимают по данным табл. 6.31.

Для взвешивания топлива, поступающего в котельное отделение, а также на склад, на соответствующих конвейерах устанавливаются *ленточные весы*. Поступающий на электростанцию уголь с размерами кусков не более 300 мм дробится в одной ступени, а при большем размере кусков — в двух ступенях дробления. В последнем случае предварительное (грубое дробление) организуется в начале тракта в дискозубчатых и валковых зубчатых дробилках, а затем проводится окончательное (тонкое) дробление в *молотковых дробилках* (табл. 6.32). Производительность всех установленных дробилок тонкого дробления должна быть не меньше производительности двух ниток топливоподачи в главный корпус. При работе на торфе и другом мелком топливе (0—25 мм) предусматривают возможность подачи топлива помимо дробилок. Технические характеристики дискозубчатой ДДЗ-1250 × 1000 (изготовитель — Костромской завод «Стройдормашина») и валковой ДДЗ-16 дробилок (изготовитель — Ясиноватский машиностроительный завод) приведены на с. 465.

В тракте топливоподачи до дробилок тонкого дробления устанавливают последовательно *подвесные и шкивные электромагнитные сепараторы* с металлоискателями (табл. 6.33). При среднеходных и быстроходных мельницах такие сепараторы устанавливают также и после дробилок. За дробилками расположены механические пробоотборники, а также уловители щепы.

Вместимость складов угля и сланца принимается (без учета госрезерва), как правило, равной 30 суточному расходу топлива. Для электростанций, располагаемых в районе угольных разрезов или шахт на расстоянии 41—100 км, вместимость склада принимается равной 15-суточному расходу, а на расстоянии до 40 км — 7-суточному расходу. Резервные склады торфа располагают вне территории электростанции и предусматривают двухнедельный запас торфа.

Склады топлива выполняют открытыми. Устройство закрытых складов допускается для электростанций, расположенных в больших городах в условиях стесненной территории, а также при специальном обосновании в отдаленных северных районах. На всех электростанциях с безъемкостными разгрузочными устройствами на складе должен быть расходный штабель угля вместимостью не менее чем на два-три железнодорожных маршрута.

Норма естественных потерь топлива при хранении в течение года составляет 0,2 % для каменных и 0,25 %[9] для бурых углей. По условиям хранения угли делятся на две категории: А — не требующие послойной укатки при закладке штабеля; Б — требующие обязательного тщательного уплотнения каждого слоя угля. Смеси разных углей относятся к категории Б. К категории А относятся антрациты, полуантрациты и угли I и II групп по склонности к окислению, к категории Б — угли III и IV групп [2].

Предельные сроки хранения каменных углей приведены в табл. 6.34. Для бурых углей предельный срок хранения составляет 0,4—0,5 года. Для механизации угольных складов необходимо применять наиболее совершенные механизмы непрерывного действия (роторные погрузчики, штабель-укладчики) на гусеничном ходу или на рельсах при дистанционном управлении и максимальной автоматизации их работы; в случае нецелесообразности применения машин непрерывного действия — мощные специальные бульдозеры, имеющие угольные отвалы, при пробеге их до 75 м в комплексе со штабелеукладчиком или удлиненным конвейером.

Выбор схемы механизации угольных складов в каждом конкретном случае определяется технико-экономическим обоснованием с учетом климатических условий района размещения электростанций, часового расхода и качества топлива.

Применение грейферных мостовых кранов-перегружателей допускается только для расширяемых электростанций, оборудованных такими кранами, при соответствующем обосновании.

Склады торфа оборудуют стреловыми грейферными кранами на гусеничном ходу или погрузочными машинами непрерывного действия.

Часовая производительность всех механизмов по выдаче топлива со склада и из буферной емкости должна быть равна производительности одной нитки конвейеров тракта топливоподачи в главный корпус. Машины непрерывного действия не резервируются. Другие складские механизмы, кроме бульдозеров, резервируются одним механизмом. При механизации склада только бульдозерами резерв должен быть в размере 30 % их расчетного количества.

Топливо со склада выдается однониточной системой ленточных конвейеров. Выдачу топлива из буферного штабеля в основной тракт топливоподачи обеспечи-

Таблица 6.28. **Характеристики конвейерных лент**

Тип ткани тягового каркаса			Прочность ткани по основе, Н/мм, ширины одной прокладки	Толщина тканевой прокладки		Толщина наружных обкладок, мм	Масса (расчетная) ленты при трехтканевых прокладках, кг/(пог. м)	Увеличение массы ленты, кг на 1 (пог. м) каждой следующей тканевой прокладки
с основой и утком из комбинированных нитей (лавсан—хлопок)	с основой и утком из капроновых нитей	с основой из лавсановых нитей, с утком из капроновых нитей		с резиновой прослойкой	без резиновой прослойки			
БКНЛ-65			65	1,4	1,15	3,0/1,0	7,3	0,9
БКНЛ-100			100	1,6	1,3	3,0/1,0	7,9	1,1
						4,5/2,0	10,8	1,1
БКНЛ-150			150	1,9	1,6	3,0/1,0	8,5	1,3
						4,5/2,0	11,4	1,3
	ТА-100		100	1,2	—	4,5/2,0	11,1	1,2
	ТК-100		100	1,2	—	6,0/2,0	12,8	1,2
	ТК-150		150	1,3	—	6,0/2,0	13,4	1,4
	ТК-200		200	1,4	—	6,0/2,0	13,4	1,4
		ТЛК-200	200	1,4	—	6,0/2,0	14,0	1,6
	ТА-300		300	1,9	—	4,5/2,0	12,0	1,5
	ТК-300		300	1,9	—	6,0/2,0	13,7	1,5
		ТЛК-300	300	1,9	—	4,5/3,0	12,6	1,7
		А-10-2-3Т	300	1,9	—	6,0/2,0	13,4	1,4
		К-10-2-3Т	300	1,9	—	4,5/2,0	11,7	1,4
		ТА-400	400	2,0	—	4,5/2,0	12,3	1,6
		ТК-400	400	2,0	—	6,0/2,0	14,0	1,6

Таблица 6.29. **Значения коэффициента k_β**

Угол наклона конвейера, град	0—10	11—12	13—14	15—16	17—18
Коэффициент k_β	1,00	0,98	0,96	0,95	0,92

Таблица 6.30. **Ширина ленты конвейера**

Производительность конвейера, т/ч	До 300	350—450	500—600	700—900	1000—1200	Более 1200
Ширина ленты, мм	800	1000	1200	1400	1600	2000

Таблица 6.31. **Рекомендуемые значения скорости движения ленты конвейеров**

Транспортируемое топливо	Скорость ленты, м/с, при ширине ленты, мм *				
	500	650	800, 1000	1200, 1400, 1600	2000
Рядовой уголь, фрезерный торф, сланцы	1,5 / 2,0	1,75 / 2,5	2,0 / 3,0	2,25 / 3,0	2,5 / 3,0

* В числителе — расчетные (эксплуатационные) значения скорости, в знаменателе — максимально допустимые.

Таблица 6.32. **Технические характеристики молотковых дробилок**

Показатель	М13-16В	М20-20Г	М20-30Г	СМД-102
Производительность, т/ч	150—200	600—800	900—1 200	200—600
Диаметр ротора, мм	1 300	2 000	2 000	2 000
Длина рабочей части ротора, мм	1 600	2 000	3 000	2 000
Частота вращения ротора, об/мин	735	595	595	600
Наибольший размер загружаемых кусков, мм	400	600	600	600
Размер выходящих кусков, мм	До 10	До 15	До 15	—
Габаритные размеры дробилки (длина × ширина × высота), мм	2 400×2 740×1 900	4535×3 800×3 100	5 270×3 800×3 100	9 825×5 800×3 560
Масса без электродвигателя, кг	125 500	41 200	53 800	66 200
Мощность электродвигателя, кВт	200—250	800	1 250	800
Частота вращения электродвигателя, об/мин	Оговаривается в заказ-наряде	595	595	600

ДДЗ-1250 × 1000

Дробимый материал	Каменный уголь прочностью до 250 кг/см²
Производительность, т/ч	700
Наибольший размер загружаемых кусков, мм	900
Размер продукта дробления, мм	До 250
Диаметр ротора (по выступам зубьев), мм	1250
Длина валка, мм	1000
Частота вращения ротора, об/мин:	
ведущего	200
ведомого	170
Габаритные размеры (длина × ширина × высота), мм	4400×2800×1600
Масса дробилки, включая массу электрооборудования, кг	14 760
Электродвигатель типа АО2-82-8:	
масса, кг	400
мощность, кВт	300
частота вращения, об/мин	735

ДДЗ-16

Производительность, т/ч:	
при крупности дробленого материала до 200 мм	800
при крупности дробленого материала до 300 мм	1300
Наибольший размер загружаемых кусков, мм	1200×1300×1300
Диаметр валков, мм	1600
Рабочая длина валков, мм	2000
Частота вращения валков, об/мин	41
Габаритные размеры (длина × ширина × высота), мм	7465×7995×2705
Электродвигатель типа АО13-42-10:	
мощность, кВт	250
частота вращения, об/мин	590

Таблица 6.33. **Технические характеристики металлоотделителей**

Параметр	Электромагнитные шкивы			Электромагнитные сепараторы			
	ШЭ 65	ШЭ 100	ШЭ 140	ЭП 1М	ЭП 2М	ЭПР 120В	ЭПР 160В
Ширина ленты конвейера, мм	650	1000	1400	650—1000	1200—1600	1000—1200	1400—1600
Скорость движения ленты конвейера, м/с	1,15	1,25	1,25	Не более 2,0	Не более 2,0	0,5—4,5	0,5—4,5
Напряжение питания постоянного тока, В	110	110	220	110	110	110, 220	110, 220
Толщина слоя угля на ленте конвейера, мм, не более	170	250	300	130	150	—	—
Мощность, потребляемая магнитной системой, кВт, не более	2	4	7	3,5	5,0	3,5	4,75
Масса, т, не более	0,9	2,7	4,2	1,5	3,0	6,75	9,5
Масса извлекаемых предметов, кг	—	—	—	0,5—15	0,5—15	0,5—20	0,5—20

Таблица 6.34. **Предельные сроки хранения каменных углей в штабелях**

Группа	Характеристика группы	Бассейн или месторождение	Марка, класс	Предельный срок хранения, лет, при вместимости штабеля	
				менее 100 000 т	более 100 000 т
I	Наиболее устойчивые к окислению, не самовозгорающиеся при хранении	Сучанское	ТР, ЖР, ГР	3,0	6
		Черемховское	ДР, ДСШ, ДМСШ	3,0	
		Печорский	ЖР, ЖШ, ЖСШ, КР	2,0	
		Донецкий	ТР		
II	Устойчивые к окислению и самовозгорающиеся в редких случаях	Донецкий	ГМ	1,5	4
		Кузнецкий	ТР, ТСШ, ТМСШ, ОСР, ССР, ССМ		
		Экибастузский	ССР		
		Карагандинский	КР, К2Р, КМСШ, КСМ		
			ЖР, КЖР, ОСР		
		Сахалинское	ЖР, КР, ГР, ГМСШ		
		Куу-Чекинское	К2Р		
		Букачачинское	ГР		
III	Средней устойчивости к окислению и самовозгорающиеся	Донецкий	ДМ, ГР, ГШ, ГСШ, ЖР, КР, ОСР	1	3
		Кузнецкий	ДМ, ГМ, КР, КЖР, ЖР, К2Р		
		Кизеловский	ГР, ГСШ, ГМСШ, ЖР		
		Сахалинское	ДР, ДСШ		

Продолжение табл. 6.34

Группа	Характеристика группы	Бассейн или месторождение	Марка, класс	Предельный срок хранения, лет, при вместимости штабеля	
				менее 100 000 т	более 100 000 т
III	Средней устойчивости к окислению и самовозгорающиеся	Львовско-Волынское	ГР, ГСШ, ГМСШ	1	3
		Егоршинское	ГР		
		Тувинское	КР		
		Зырянское	ЖР		
		Чульманское	ЖР		
IV	Неустойчивые с повышенной активностью к окислению и самовозгоранию	Кузнецкий	ГР, ГСШ, ГШ, ГМСШ	0,7	2
		Печорский	ДР, ДМСШ	0,7	
		Донецкий	ДР, ДСШ, ДМСШ	0,5	
		Среднеазиатское	ДР, ДСШ	0,5	
		Ткибульское	ДР, ГР	0,5	
		Аркагалинское	ДР	0,5	

вают бульдозерами или другими механизмами и самостоятельной однониточной конвейерной системой.

6.6.2. МАЗУТНОЕ ХОЗЯЙСТВО

Типы мазутного хозяйства на электростанциях:

1) *основное* — мазут является основным видом сжигаемого топлива, газ сжигается в периоды сезонных его избытков. Вместимость мазутохранилищ при доставке мазута по железной дороге — на 15-суточный расход; при подаче мазута по трубопроводам — на 3-суточный расход;

2) *резервное* — основным топливом является природный газ при сезонной его подаче. Вместимость мазутохранилищ — на 10-суточный расход;

3) *аварийное* — основным топливом является природный газ при круглогодовой его подаче. Вместимость мазутохранилищ — на 5-суточный расход;

4) *растопочное* — сооружается для всех электростанций с камерным сжиганием твердого топлива. Количество и вместимость резервуаров ($z \times V$, м^3) принимаются в зависимости от общей производительности котлов ТЭС (D, т/ч):

при $D < 4000$ $zV = 3 \times 1000$;

при $4000 \leqslant D \leqslant 8000$ $zV = 3 \times 2000$;

при $D > 8000$ $zV = 3 \times 3000$.

В качестве топлива для пиковых водотрейных котлов (ПВК) принимается мазут независимо от вида топлива, принятого для основных котлов ТЭЦ. Вместимость мазутохранилищ для ПВК — на 10-суточный расход. Мазутное хозяйство газомазутных ПВК, установленных на ТЭС, работающих на твердом топливе, объединяется с растопочным.

Расчетный суточный расход мазута для электростанций определяется исходя из 20 ч работы всех установленных энергетических котлов при их номинальной производительности для полной проектной мощности электростанции и 24 ч работы ПВК при покрытии тепловых нагрузок при средней температуре самого холодного месяца.

Для разогрева и слива мазута из цистерн можно применять как закрытые сливные устройства — тепляки, так и сливные эстакады с разогревом мазута «открытым» паром или горячим мазутом. Эстакады сооружаются по всей длине фронта разгрузки на уровне паровых разогревательных устройств цистерн. Из цистерн мазут сливается в межрельсовые каналы (лотки), а из них он поступает в приемную емкость, перед которой должны устанавливаться грубая сетка-фильтр и гидрозатвор. На приемно-сливном устройстве предусматривается подвод пара или горячего мазута к цистернам, на обогрев сливных лотков и к гидрозатвору.

В приемных емкостях мазут должен подогреваться до температуры, обеспечивающей нормальную работу перекачивающих насосов. В приемных емкостях и резервуарах мазутохранилищ нагрев мазута до температуры выше 90 °С не разрешается. Параметры пара, используемого для

разогрева мазута: $p = 0{,}8 \div 1{,}3$ МПа; $t = 200 \div 250$ °С. Пар к мазутному хозяйству подается по двум магистралям, рассчитанным каждая на 75 % номинальной производительности с учетом рециркуляции [34].

Приемно-сливное устройство мазутохозяйства рассчитывается на прием цистерн грузоподъемностью 50, 60 и 120 т. Если мазут подается на электростанции по мазутопроводам от близрасположенных нефтеперерабатывающих заводов (НПЗ), то устройства для приема мазута по железной дороге не предусматриваются. Мазут в мазутохозяйство ТЭС от НПЗ подается по одному трубопроводу. Все мазутопроводы, прокладываемые на открытом воздухе и в холодных помещениях, должны иметь в общей с ними изоляции паровые и другие обогревательные спутники.

Для постоянной циркуляции мазута по подающему мазутопроводу в мазутных магистралях котельной и в отводах к каждому котлу прокладывается трубопровод рециркуляции из котельной в мазутохозяйство.

Подачу основных насосов с выделенным контуром разогрева выбирают с учетом дополнительного расхода мазута на рециркуляцию в контурах каждого котла и в обратной магистрали при минимально допустимых скоростях. Подача насосов циркуляционного разогрева должна обеспечивать подготовку мазута в резервуарах для бесперебойного снабжения котельной.

Вязкость мазута в котельной не должна превышать 2,5° ВУ при механических и паромеханических форсунках, 6° ВУ при паровых и ротационных форсунках.

На мазутопроводах должны применять только стальную арматуру.

Основное мазутное хозяйство. Длина фронта разгрузки должна быть не менее 1/3 длины маршрута и принимается исходя из следующего: 1) железнодорожный маршрут имеет весовую норму; 2) мазут доставляется цистернами расчетной грузоподъемностью 60 т с коэффициентом неравномерности подачи 1,2; 3) сливается расчетный суточный расход мазута; 4) время разогрева и слива одной ставки не более 9 ч.

Приемная емкость принимается не менее 20 % вместимости цистерн, устанавливаемых под разгрузку. Насосы, откачивающие из нее мазут, устанавливаются с резервом. Длительность перекачки мазута, слитого из установленных под разгрузку цистерн, рабочими насосами — не более 5 ч.

Оборудование мазутного хозяйства должно обеспечивать непрерывную подачу мазута в котельное отделение при работе всех рабочих котлов с номинальной производительностью. Мазутных насосов в каждой ступени — не менее четырех (в том числе один резервный и один ремонтный). В насосной предусматривается по одному элементу резервного оборудования: насосы, подогреватель, фильтр тонкой очистки, насос и подогреватель циркуляционного подогрева; по одному элементу ремонтного оборудования — основные насосы I и II ступеней.

Растопочное мазутное хозяйство. Длина фронта разгрузки для ТЭС с общей производительностью котлов до 8000 т/ч — 100 м, более 8000 т/ч — 200 м.

Приемная емкость должна быть не менее 120 м³. Насосы, откачивающие из нее мазут, устанавливаются без резерва. Мазутных насосов в каждой ступени — не менее двух, в том числе один резервный. Мазутопровод из мазутного хозяйства в котельное отделение — один. При выборе подачи насосов и пропускной способности мазутопроводов должны учитываться режим работы электростанции в энергосистеме, особенности района ее размещения и должно соблюдаться нормативное условие: число одновременно растапливаемых агрегатов с нагрузкой до 30 % номинальной производительности не должно превышать на ГРЭС четырех блоков мощностью по 200 МВт и трех блоков мощностью по 300 МВт и более, на ТЭЦ — двух наибольших котлов.

6.6.3. ГАЗОВОЕ ХОЗЯЙСТВО

Газорегуляторный пункт (ГРП) предусматривают на электростанциях, потребляющих газ в качестве основного или сезонного топлива. Производительность ГРП на ТЭС, для которых газ — основное топливо, рассчитывается на максимальный расход всеми рабочими котлами, а на электростанциях, сжигающих газ сезонно, — по летнему режиму.

Для электростанций на газе независимо от их мощности при отсутствии мазутного хозяйства сооружается не менее двух ГРП.

На газомазутных конденсационных электростанциях мощностью до 1200 МВт и ТЭЦ с расходом пара до 4000 т/ч может сооружаться один ГРП, на электростанциях большей мощности — два или более ГРП.

Газ от газораспределительной станции (ГРС) подводится к каждому ГРП по одному газопроводу без резерва.

В соответствии с СНИиП II-37-76 в ГРП устанавливают: фильтр; регулятор давления; сбросные предохранительные устройства на входе; запроную арматуру; манометры на входе и выходе, а также на обводной линии (байпасе); сигнализацию о повышении и снижении давления газа сверх установленных пределов. Количество параллельных установок, регулирующих давление

газа, в каждом ГРП выбирается с учетом одной резервной.

В ГРП устанавливают регуляторы двух разновидностей: мембранные прямого действия и электронные. Наибольший регулятор прямого действия типа РДУК-2-200 имеет максимальную производительность 36 000 м³/ч, что соответствует расходу газа одним котлом паропроизводительностью 500 т/ч.

Электронные регуляторы представляют собой, как правило, поворотную заслонку с приводом от электрического исполнительного механизма, установленного вне регуляторного зала и связанного с заслонкой тягами длиной не более 6 м. Производительность таких регуляторов зависит в основном от принятого диаметра, что позволяет ограничиться двумя нитками регулирования — рабочей и резервной. За регуляторами давления должны стоять не менее двух предохранительных сбросных устройств пропускной способностью не менее 10 % пропускной способности наибольшего из регуляторов давления пружинного действия.

Трубопроводы для продувки газопроводов (свечи) и трубопроводы от предохранительных сбросных устройств ГРП должны выводиться наружу в места, обеспечивающие условия для рассеивания газа, но не менее чем на 1 м выше карниза здания. Условный диаметр свечей должен быть не менее 20 мм. Допускается объединение продувочных свечей и свечей от сбросных предохранительных клапанов одинакового давления в общую точку.

Прокладка всех газопроводов в пределах ГРП и до котлов выполняется наземной. Подвод газа от каждого ГРП к магистрали котельного отделения и от магистрали к котлам не резервируется и газ может подаваться по одной нитке. Газовый коллектор, распределяющий газ по котлам, прокладывается вне здания котельного отделения. Вся арматура на основных газопроводах устанавливается только стальная [30, 34].

Помещения ГРП должны иметь естественное и электрическое освещение и естественную постоянно действующую вентиляцию, обеспечивающую не менее трехкратного воздухообмена в 1 ч; они должны отапливаться и иметь температуру не ниже 5 °С.

6.6.4. СИСТЕМА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА АЭС

Система технологического транспорта АЭС предназначена для следующих операций с ядерным топливом;

1) прием свежего топлива;

2) загрузка активной зоны реактора свежим топливом для поддержания требуемого уровня мощности;

3) извлечение отработавшего топлива из активной зоны реактора и замена его свежим топливом;

4) выдержка отработавшего топлива на АЭС для уменьшения его тепловыделений;

5) вывоз выдержанного топлива из главного здания АЭС для последующей дополнительной выдержки или переработки. Кроме того, система технологического транспорта обеспечивает выполнение операций по извлечению и установке внутрикорпусных и других элементов реактора.

Подготовка производства транспортно-технологической части заключается в приеме с железнодорожного транспорта кассет, подвесок, технологических каналов, стержней управления и защиты, измерительных каналов и передаче их в соответствующие помещения на контроль, сборку, развеску и хранение. Тип и конструкция реактора определяют основные конструктивные особенности перегрузочного оборудования. Выбор схемы и оборудования перегрузки зависит также от компоновки реакторного отделения АЭС. В зависимости от конструктивных особенностей реактора доступ к топливу в реакторе может быть обеспечен:

1) перегрузкой на ходу, когда реактор продолжает работать и в течение всего процесса перегрузки в нем сохраняется высокое давление;

2) перегрузкой при остановленном реакторе и снижении в нем давления до атмосферного.

Операции со свежим топливом включают доставку и хранение свежего топлива и подготовку его к загрузке в реактор.

Для реакторов ВВЭР транспортно-технологические операции со свежим топливом следующие:

1. Доставка свежего топлива в виде топливных сборок на АЭС железнодорожным транспортом в специальных контейнерах, рассчитанных на предохранение топливных сборок от механических повреждений во время транспортировки от завода-изготовителя до АЭС. Контейнеры для свежего топлива рассчитаны на перевозку двух—четырех топливных сборок.

2. Подача вагона по транспортному коридору под люк склада свежего топлива. Выдвижная платформа с укрепленными на ней контейнерами разгружается при помощи мостового электрического крана, обладающего двумя скоростями подъема и перемещения: основной (до 10 м/мин) и доводочной (до 0,5 м/мин). Доводочная скорость необходима для обеспечения плавной установки топливных сборок на место их временного хранения в стеллажи, где они жестко дистанционируются. Перегрузка кассет из контейнеров в стеллажи для временного хранения производится в следующей последовательности: снятые с платфор-

мы вагона контейнеры со свежими топливными сборками устанавливаются на кантователь и переводятся из горизонтального (транспортного) положения в вертикальное; с верхних торцов труб контейнеров снимаются крышки; топливная сборка извлекается из контейнера, проходит визуальный контроль, расконсервацию, после чего загружается в стеллаж. На складе свежего топлива хранятся также пустые герметичные пеналы, в которые во время перегрузки топлива загружаются дефектные топливные сборки.

3. Перед началом перегрузки подготовленные свежие топливные сборки переставляются из стеллажа в чехол, который во время перегрузки будет установлен в приемный отсек бассейна выдержки. Отсюда свежие топливные сборки перегружаются в реактор.

Склад свежего топлива может размещаться как в здании реактора, так и за его пределами в отдельном здании. В последнем случае он принимается общим для всех блоков АЭС, так как перегрузка всех блоков АЭС одновременно не производится.

На рис. 6.27 показана схема транспортно-технологических операций с отработавшим топливом при перегрузке реактора ВВЭР.

Перегрузка активной зоны реактора типа ВВЭР производится один раз в год. Перед перегрузкой реактор останавливают, расхолаживают. Перегрузка активной зоны реактора предусматривает замену отработавших топливных сборок на свежие и перестановку топливных сборок внутри активной зоны. Порядок и последовательность операций по перегрузке топлива устанавливают специальными программами.

Оптимальным для реакторов ВВЭР является «мокрый» способ перегрузки, предусматривающий транспортировку отработавших топливных сборок от реактора к месту выдержки под защитным слоем воды, который обеспечивает на отметке обслуживания мощность дозы, соответствующую условиям обслуживаемого помещения.

Перегрузка топлива осуществляется в следующем порядке: отработавшая топливная сборка извлекается из реактора под защитным слоем воды, транспортируется через перегрузочный канал в бассейн выдержки, где устанавливается в ячейку стеллажа. Свежие топливные сборки из чехла, установленного в приемном отсеке бассейна выдержки, таким же путем устанавливаются в реактор.

Перегрузка производится перегрузочной машиной (рис. 6.28), которая состоит из напольного моста, перемещающегося по рельсовым путям, смонтированным над бассейном выдержки и реактором, и тележки с рабочей штангой, движущейся в направлении, перпендикулярном движению моста. Управление перегрузочной машиной осуществляют с местного пульта управления. Характеристика перегрузочной машины: скорость движения штанги — транспортная 6 м/мин, доводочная 0,6 м/мин, скорость движения тележки 1—10 м/мин с плавным регулированием, скорость передвижения моста 1—30 м/мин с плавным регулированием, масса 30 т.

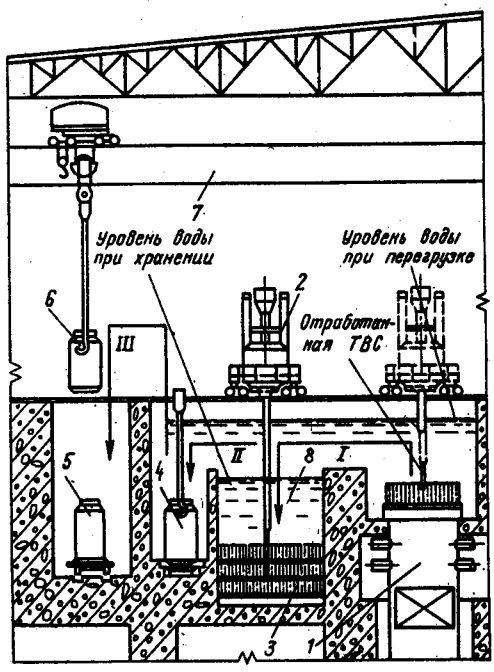


Рис. 6.27. Схема операций с отработанным топливом:

1 — реактор; *2* — перегрузочная машина; *3* — стеллажи для отработанных ТВС; *4* — гнездо приемного отсека бассейна выдержки; *5* — железнодорожный транспорт; *6* — транспортный контейнер; *7* — мостовой кран реакторного зала; *8* — бассейн выдержки; *I* — перегрузка отработанных ТВС из реактора в бассейн выдержки; *II* — перегрузка выдержанных ТВС в транспортный контейнер; *III* — перегрузка транспортного контейнера на железнодорожный транспорт

Для наблюдения за работой перегрузочной штанги, осмотра перегружаемых элементов, зон перегрузки реактора используют телевизионную камеру, установленную на телевизионной штанге перегрузочной машины.

Основными частями разгрузочно-загрузочной машины (РЗМ) для реакторов РБМК являются: кран, контейнер, скафандр, ферма, технологическое оборудование, система наведения, органы управления (рис. 6.29). Мост крана располагается

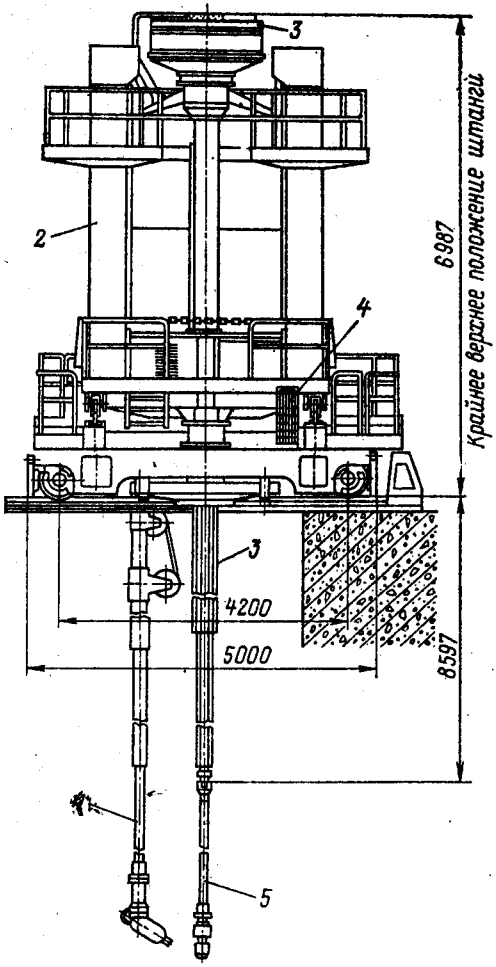


Рис. 6.28. Общий вид перегрузочной машины для реакторов ВВЭР-440:

1 — телескопическая штанга с телевизионной камерой; *2* — колонна с противовесом; *3* — рабочая штанга; *4* — установка цепного кабелеукладчика тележки; *5* — сменный инструмент

на высоте 11 м от пола центрального зала.

Мост крана передвигается на расстояние 39,6 м, тележка крана — на 12,5 м. Мост и тележка имеют две скорости: 9,75 и 1,2 м/мин. Меньшая скорость необходима для точного наведения на РЗМ, при этом мост и тележка перемещаются толчками в 1 мм. Контейнер имеет диаметр 770 мм и толщину 500 мм.

Последовательность операций РЗМ: заполнение конденсатом с температурой 303 К, стыковка с технологическим каналом, подлежащим перегрузке, выравнивание давлений в скафандре и технологическом канале, подача конденсата в технологический канал с расходом 1 м³/ч, выгрузка отработавшей тепловыделяющей кассеты, уменьшение давления в скафандре до ат-

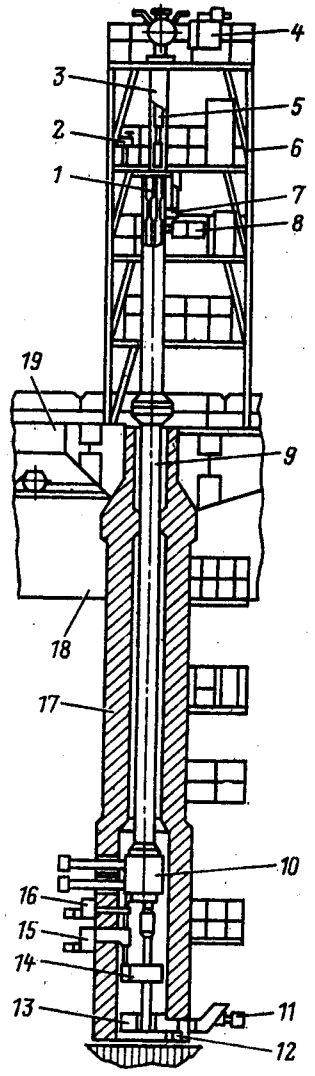


Рис. 6.29. Разгрузочно-загрузочная машина для реакторов РБМК:

1 — корпус, магазин средней части скафандра; *2* — технологическое оборудование; *3* — верхняя часть скафандра с механизмами подъема и опускания подвески с кассетой; *4* — привод перемещения и управления захватом; *5* — цель; *6* — ферма; *7* — механизм перецепки; *8* — привод поворота магазина; *9* — средняя часть скафандра для размещения свежей и отработавшей кассет; *10* — запорное устройство; *11* — контактная резервная система точного наведения; *12* — оптико-телевизионная система точного наведения; *13* — биологическая защита; *14* — нижняя часть скафандра; *15* — специальный ключ; *16* — механизм перемещения стыковочного патрубка; *17* — контейнер; *18* — мост крана; *19* — тележка крана

мосферного, перемещение вынутой сборки в хранилище отработавших сборок [26].

Извлеченные из реактора отработавшие топливные сборки хранят в бассейне выдержки АЭС также под защитным слоем воды. Для отвода остаточных тепловыделений от отработавших кассет, установленных в бассейне выдержки, предусмотрен автономный контур расхолаживания.

Предусматривается резервная зона, позволяющая вместить в аварийном случае всю топливную загрузку реактора. После выдержки отработавшие топливные сборки в транспортном контейнере вывозят с территории АЭС.

6.7. СИСТЕМЫ ЗОЛОШЛАКОУДАЛЕНИЯ ТЭС

Шлаки из-под котлов и зола из-под золоуловителей поступают в систему золошлакоудаления, состоящую из внутристанционного (до насосных станций) и внешнего (после насосных станций) золошлакоудаления.

На действующих электростанциях зола и шлак удаляются преимущественно гидравлическим способом. Смесь золошлаковых материалов с водой называют *золошлаковой пульпой*, насосы для подачи золовой пульпы — шламовыми, а для подачи шлаковой или шлакозоловой пульпы — багерными. Помещение для этих насосов называют *багерной насосной*.

Основные операции в системах гидрозолошлакоудаления: удаление шлака из-под котлов и его дробление; удаление золы из-под золоуловителей; перемещение золошлакового материала в пределах котельного отделения по каналам до багерной насосной с помощью струй воды, подаваемой из установленных в каналах побудительных сопл; перекачка золошлаковой пульпы багерными насосами по напорным пульпопроводам до золоотвала; намыв золошлакового материала в золоотвал; осветление воды в отстойном пруду, перекачка осветленной воды на ТЭС для повторного использования.

В соответствии с [34] на проектируемых ТЭС с сухими золоуловителями принимается внутристанционное пневмогидравлическое золоудаление, при котором зола из-под золоуловителей собирается пневмосистемами в промежуточный бункер, откуда она подается через каналы гидроудаления в насосную станцию. Система пневмогидрозолоудаления обеспечивает значительное сокращение расхода воды (до 2—3 раз) по сравнению с гидравлической. При проектировании электростанций необходимо предусматривать возможность сбора и выдачи золошлаков потребителям.

Если потребителям необходимо выдавать шлак, то предусматриваются гидравлические системы с трехсекционным шлакоотстойником, системы с намывом шлака в бурты или в расходные отвалы. Шлакоотстойник выполняется железобетонным с дренируемым основанием. Вместимость одной секции отстойника принимается не менее суточного запаса и отстоя шлака. Если имеются потребители золы, то она пневматическим способом транспортируется из промежуточного бункера на склад сухой золы или выдается непосредственно из промежуточных бункеров в транспортные средства потребителя.

При мокрых золоуловителях принимается гидравлическое удаление золы каналами в насосную станцию. При соответствующем обосновании могут применяться и другие способы внутреннего золошлакоудаления.

Общее количество золошлаковых материалов, кг/ч, поступающих в систему золошлакоудаления ТЭС,

$$G_{\text{зш}} = 0{,}01B\left(A^{\text{р}} + q_4\frac{Q^{\text{р}}_{\text{н}}}{32\,680}\right)\times$$

$$\times\,[1 - a_{\text{ун}}\,(1 - \eta_{\text{зу}}/100],$$

где B — расход топлива, кг/ч; $A^{\text{р}}$ — зольность топлива на рабочую массу, %; q_4 — потеря теплоты с механической неполнотой сгорания, %; $Q^{\text{р}}_{\text{н}}$ — теплота сгорания топлива, кДж/кг; 32 680 — теплота сгорания горючих в шлаке, провале и уносе, кДж/кг; $\eta_{\text{зу}}$ — КПД золоуловителя, %; $a_{\text{ун}}$ — доля золы в уносе.

Значения q_4, $a_{\text{ун}}$, $\eta_{\text{зу}}$ принимаются по данным кн. 4, § 9.1 $A^{\text{р}}$ и $Q^{\text{н}}_{\text{р}}$ — см. кн. 2, п. 7.1.2. Осредненный гранулометрический состав золы следует приближенно принимать по данным кн. 4, табл. 9.3, состав шлака, а также смеси золы и шлака различных твердых топлив — по табл. 6.35.

Значения средней агрегатной плотности золошлаковых материалов, равной отношению массы всех кусков естественной крупности в пробе ΣM к их общему объему ΣV: $\rho = \Sigma M/\Sigma V$, приведены для отдельных углей в табл. 6.36. Для остальных видов топлива следует пользоваться данными [27].

Золу из бункеров в каналы гидрозолоудаления подают золосмывными аппаратами непрерывного действия с открытым переливом (табл. 6.37) или с помощью других устройств (пневмослоевых затворов, переключателей, гидроэжекторных смесителей и др.).

Шлаковые и золовые каналы в пределах площадки, включая расположенные в насосной станции, принимаются, как правило, раздельными. Они выполняются обычно железобетонными с облицовкой из камнелитых изделий и перекрываются легкосъемными конструкциями на уровне пола.

Таблица 6.35. **Осредненный гранулометрический состав шлака, смеси золы и шлака различных твердых топлив**

Род сжигаемого топлива, шлак	Массовое содержание фракций, %, при крупности фракций, мм *											
	40–20	20–10	10–5	5–2	2–1	1–0,5	0,5–0,25	0.25–0,1	0,1–0,05	0,05–0,02	0,02–0,01	0,01
Угли:												
шлак твердый измельченный		11 / 1,6	10 / 1,5	9 / 1,4	5 / 0,7	6 / 0,9	19 / 6,3	22 / 13,4	13 / 23,2	5 / 34,0	— / 12,7	— / 4,3
шлак твердый неизмельченный:												
мелкий	—	—	—	8 / 1,2	7 / 1,1	6 / 0,9	14 / 5,5	35 / 15,4	20 / 24,2	10 / 34,7	— / 12,7	— / 4,3
средний	7 / 1,1	8 / 1,2	6 / 0,9	14 / 2,1	11 / 1,6	11 / 1,6	12 / 5,2	15 / 12,5	12 / 23,0	4 / 33,8	— / 12,7	— / 4,3
крупный	46 / 6,9	16 / 2,4	7 / 1,1	9 / 1,3	3 / 0,4	3 / 0,4	3 / 3,9	6 / 11,1	3 / 21,7	4 / 33,8	— / 12,7	— / 4,3
шлак жидкий измельченный	9 / 3,6	16 / 6,4	27 / 10,8	32 / 12,8	12 / 4,8	2 / 0,8	2 / 3,2	— / 7,2	— / 15,0	— / 23,4	— / 9,0	— / 3,0
шлак жидкий неизмельченный	37 / 14,8	23 / 9,2	20 / 8,0	13 / 5,2	5 / 2,0	2 / 0,8	— / 2,4	— / 7,2	— / 15,0	— / 23,4	— / 9,0	— / 3,0
Сланцы	—	—	—	6 / 0,9	4 / 0,6	19 / 2,8	25 / 5,5	29 / 14,6	11 / 22,8	6 / 33,3	— / 13,6	— / 5,9
Торф	—	—	7 / 0,4	13 / 0,6	19 / 0,9	21 / 5,8	21 / 5,8	11 / 26,2	6 / 30,7	2 / 18,2	— / 7,6	— / 3,8

* В числителе — состав шлака, в знаменателе — состав смеси золы и шлака.

Таблица 6.36. **Агрегатная плотность золошлаковых материалов**

Уголь	Средняя агрегатная плотность, 10^{-3} кг/м^3		
	Зола	Твердый шлак	Жидкий шлак
Назаровский	3,2—3,0	—	3,0
Донецкий	2,45—2,3	2,0	2,65
Печорский	2,40	2,4—2,2	—
Карагандинский	2,2—2,05	2,1—2,05	—
Кузнецкий	2,15	1,9	2,5
Экибастузский	2,15—1,95	2,2—2,1	—

Уклон каналов I: золовых не менее 0,010; шлаковых не менее 0,015 при твердом и не менее 0,018 при жидком шлакоудалении. Радиусы закруглений облицованной части канала $r_{обл}$: 0,15; 0,200 и 0,250 м. Коэффициент шероховатости облицованных каналов $\lambda = 0{,}012$.

Максимальная пропускная способность каналов $Q_{макс}$, м^3/ч, при наполнении их до высоты облицованной части

$$Q_{макс} = 3{,}55 \cdot 10^5 I^{0,5} r_{обл}^{2,77}.$$

На каждые 5 % увеличения высоты наполнения канала по сравнению с $h = r_{обл}$ значения $Q_{макс}$ увеличиваются примерно на 9 %. По длине каналов устанавливаются побудительные сопла.

При расчете безнапорного гидротранспорта с побудительными соплами определяют давление воды в соплах p, диаметр выходного сечения сопл d_c и расстояние между ними l. Побудительные сопла устанавливают по длине канала до распределительной системы багерной насосной станции или до того сечения, где образовавшаяся гидросмесь уже может двигаться самотеком.

Таблица 6.37. **Характеристики золосмывных аппаратов**

Обозначение аппарата	Производительность по сухой золе, кг/с	Диаметр отверстия сопла, мм	Давление воды перед соплом, МПа	Кратность смыва, кг воды / кг золы
2536-01	0,38	9	0,2	3,9
	0,40	10	0,2	3,2
	0,55	12	0,2	3,5
	0,70	12	0,3	3,4
2536-02	0,85	12	0,3	2,9
	1,10	16	0,3	4,0
	1,40	16	0,3	3,2
	1,70	18	0,3	3,4

Для транспортировки шлака и совместной транспортировки шлака и золы следует принимать: $p \geqslant 0{,}5$ МПа, $d_c = 0{,}010 \div 0{,}012$ м; для транспортировки золы $p \geqslant 0{,}4$ МПа, $d_c = 0{,}008 \div 0{,}010$ м.

В начале каналов для гидротранспорта шлака, а также золы и шлака устанавливают три сопла: два под шлаковыми шахтами первого котла на расстоянии 1,0—1,5 м от каждого сопла до места сброса шлака в канал; третье — на расстоянии 6—8 м от места сброса шлака из второй шлаковой шахты или ванны котла.

Для мощных котлов с большим выходом шлака устанавливают одно сопло в торце магистрального канала и два сопла под первой шлаковой ванной на расстоянии между ними 3—5 м. Диаметры этих сопл $d_{c_1} = 0{,}018$; 0,016 и 0,014 м принимаются в зависимости от давления воды p соответственно 0,4—0,5; 0,6—0,7 и 0,8 МПа. Под каждой шлаковой шахтой или ванной всех последующих (после первого) котлов сопла устанавливаются с расходом q_{c_2} на расстоянии 1,0—1,5 м до места сброса шлака в канал. Для мощных котлов под каждой шлаковой ванной устанавливают два сопла: первое — на расстоянии 0,5—1,0 м до места сброса шлака в канал, второе — на расстоянии 3—5 м от первого сопла.

Расстояние l, м, между последующими побудительными соплами рассчитывается по формуле

$$l = \frac{MpQ^2}{mG_{зш}q_{c_2}}. \qquad (6,1)$$

где $Q = 3q_{c_1} + mq_г + nq_{c_2}$ — расход воды в канале на участке до рассматриваемого сопла, м^3/ч; $3q_{c_1}$ — расход воды первых трех сопл, м^3/ч; m — количество шлаковых шахт или ванн; $q_г$ — расход воды на грануляцию шлака, м^3/ч; n — количество сопл; $G_{зш}$ — массовый расход шлака, выходящего из одной шлаковой шахты или ванны, т/ч; q_{c_2} — расход воды, подаваемой на сопло, м^3/ч.

При совместном гидротранспорте шлака и золы массовый расход твердого материала принимают только по шлаку $mG_ш$, т/ч. Коэффициент M определяется по табл. 6.38 в зависимости от значения комплекса

$$k = 2{,}55 d_c^{0,30} I^{0,09} / Q^{0,18} r_{обл}^{0,5}.$$

Расход воды q_c, м^3/ч, подаваемой на сопло диаметром d_c, м, при давлении p, МПа,

$$q_c = 2.3 \cdot 10^5 d_c^{2,2} p^{0,5}. \qquad (6.2)$$

В начале золового канала в пределах первого котла устанавливаются четыре побудительных сопла под каждым золосмывным аппаратом на расстоянии 1,0 м от выходного сечения сопла до места сброса гид-

Таблица 6.38. **Значения коэффициента M в формуле (6.1)**

k	M	k	M	k	M
0,10	0,010	0,46	0,0575	0,570	0,180
0,20	0,0145	0,47	0,0625	0,575	0,190
0,30	0,0219	0,48	0,0675	0,580	0,204
0,31	0,0232	0,49	0,0741	0,585	0,211
0,32	0,0253	0,50	0,0815	0,590	0,234
0,33	0,0267	0,505	0,0855	0,595	0,252
0,34	0,0270	0,510	0,0890	0,600	0,276
0,35	0,0285	0,515	0,0945	0,605	0,298
0,36	0,0302	0,520	0,1000	0,610	0,320
0,37	0,0316	0,525	0,1060	0,615	0,348
0,38	0,0339	0,530	0,1110	0,620	0,380
0,39	0,0355	0,535	0,1180	0,625	0,415
0,40	0,0380	0,540	0,1245	0,630	0,457
0,41	0,0406	0,545	0,132	0,635	0,511
0,42	0,0432	0,550	0,140	0,640	0,570
0,43	0,0462	0,555	0,150	0,645	0,640
0,44	0,0494	0,560	0,158	0,650	0,725
0,45	0,0530	0,565	0,168		

росмеси из аппарата в канал. Расстояние между соплами по длине всего золового канала всех последующих (после первого) котлов вычисляется по формуле (6.1), в которой Q — расход воды в канале на участке до рассматриваемого сопла:

$$Q = n' q_{сз} + n q_{c_2},$$

где n' — число золосмывных аппаратов; $q_{сз}$ — расход воды, подаваемой на один золосмывной аппарат; n — число побудительных сопл (включая первые четыре сопла); q_{c_2} — расход воды на одно сопло, определяется по (6.2); m — число золовых бункеров; $G_{зш}$ — расход золы из одного бункера, т/ч.

Сопла, устанавливаемые по всей длине золовых каналов, включая первые четыре сопла, принимают одинакового диаметра. Независимо от полученного расчетом значения l побудительные сопла устанавливаются дополнительно в торцах каналов, местах сопряжения каналов и на поворотах. Побудительные сопла при гидротранспорте шлака и совместном гидротранспорте золы и шлака устанавливаются на высоте 150—250 мм от дна канала до выходного сечения сопл с наклоном осей сопл вниз на 6°, а при транспорте золы соответственно на высоте 100—175 мм и с наклоном на 3—5°.

Расчет самотечного безнапорного гидротранспорта золошлакового материала заключается в определении критической скорости движения гидросмеси и соответствующего этой скорости уклона дна канала. *Критическая скорость* $v_{кр}$ — средняя по сечению скорость движения гидросмеси в канале или лотке, при которой весь твердый материал движется с частичным влечением по дну без образования неподвижных отложений или их увеличения, если они ранее образовались.

Значение $v_{кр}$, м/с, определяется по формуле

$$v_{кр} = 0{,}7 W_0 \bar{R}_{кр}^{0,4} \left(4/\bar{R}_{кр}^{0,4} + \theta\right),$$

где $\bar{R}_{кр} = R_{кр}/r_{обл}$ — относительный гидравлический радиус поперечного сечения канала или лотка, соответствующий $v_{кр}$;

$$\theta = 2{,}8 \left(\frac{g d_0}{W_0^2}\right)^{0,5} c^{0,25} \left(\frac{r_{обл}}{d_0}\right)^{0,4};$$

g—ускорение свободного падения, м/с^2; $d_0 = \Sigma d_i p_i/100$ — средневзвешенная крупность золошлакового материала, м; d_i — средняя крупность i-й стандартной фракции, м; p_i — процент массового содержания i-й фракции в составе пробы золошлакового материала; $c = (G_{зш}/\rho_в Q_в) \cdot 100$ — массовая консистенция гидросмеси; $G_{зш}$ — массовый расход твердого материала, т/ч; $\rho_в$ — плотность воды, т/м^3; $Q_в$ — объемный расход воды, м^3/ч; W_0 — средняя гидравлическая крупность золошлакового материала, м/с, в зависимости от плотности ρ, г/см^3, и средней (геометрической) крупности золошлакового материала d_0, мм, определяется по формуле

$$W_0 = A \rho^{\alpha} d_0^{\beta},$$

здесь d_0, A, α и β приведены ниже:

d_0, мм	0,05—0,17	0,17—1,8	1,8—10
A . . .	0,1	$2{,}18 \cdot 10^{-2}$	$6{,}14 \cdot 10^{-2}$
α . . .	1,68	1,62	0,8
β . . .	2	1,1	0,5

Значение $\bar{R}_{кр}$ находится методом последовательных приближений: сначала задаются некоторым значением $\bar{R}_{кр}$ (например, 0,4) и вычисляют

$$\bar{Q}_{кр} = \frac{Q}{0{,}7 W_0 \left(\frac{4}{\bar{R}_{кр}^{0,4}} + \theta\right) r_{обл}^2}. \qquad (6.3)$$

Затем уточняют $\bar{R}_{кр}$ по формуле

$$\bar{R}_{кр} = 0{,}472 \sqrt{\bar{Q}_{кр}} \qquad (6.4)$$

и для него уточняют $\bar{Q}_{кр}$ по (6.3) и т. д. Операция повторяется до тех пор, пока два последних значения $\bar{R}_{кр}$ не будут отличаться друг от друга не более чем на 0,01. Уклон дна канала или лотка вычисляется по формуле

$$I = \frac{v_{кр}^2}{1{,}145 \cdot 10^4 \bar{R}_{кр}^{1,54} r_{обл}^{1,54}}.$$

Искомые величины при гидравлическом расчете систем напорного гидротранспорта: объемный расход воды $Q_в$; диаметр трубо-

провода D; объемная концентрация S и объемная расходная консистенция пульпы $C_р$; полная мощность $N_п$, затрачиваемая на транспортировку пульпы; необходимое давление p, соответствующее мощности $N_п$ и объемному расходу Q пульпы; характеристики выбранных золошлаковых (багерных) насосов при подаче ими пульпы [27].

Расчет проводится для различных вариантов $Q_в$ и D и имеет целью отыскание энергетически наивыгоднейшей комбинации этих величин, соответствующей при заданном массовом расходе золошлакового материала $G_{зш}$ допустимому в данных условиях минимуму затрачиваемой мощности $N_п$ при непременном и жестком условии обеспечения надежности работы системы трубопровод — насос (пропуск крупных кусков шлака, допустимая истираемость стенок труб и т. д.).

При расчете каждого отдельного варианта задаются тремя-четырьмя значениями D из следующего ряда: 0,15; 0,175; 0,200; 0,250; 0,300; 0,400 и 0,600 м, а также коэффициентом надежности эксплуатации $\varkappa$, принимая его в пределах 1,1—1,3.

В зависимости от средней геометрической крупности золошлака определяется комплекс ψ:

при $d_{ср} \leqslant 2$ мм

$$\psi = \frac{4Q_{зш}}{\pi D^{2,5} \varkappa \cdot 0,7 \left(\rho_а/\rho_в\right)^{1,3} g^{0,5}};$$

при $d_{ср} > 2$ мм

$$\psi = \frac{4Q_{зш}}{\pi D^{2,5} \varkappa \left(\rho_а/\rho_в\right)^{1,3} \left(1 + d_{ср}/D\right) g^{0,5}}.$$

По табл. 6.39 находят значения S и $C_р$ в зависимости от ψ. Определяют расход воды, м³/с,

$$Q_в = \frac{Q_{зш}\left(1 - C_р\right)}{C_р}$$

и расчетную скорость пульпы, м/с,

$$U = \frac{4\left(Q_в + Q_{зш}\right)}{\pi D^2}.$$

Оптимальные скорости пульпы и расхода воды в пульпопроводах при гидротранспорте золы приведены в табл. 6.40.

Мощность $N_п$ складывается из мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения пульпы о стенки трубопровода (основная составляющая потерь) и суммы мощностей, затрачиваемых в отдельных звеньях системы на преодоление всех других видов потерь. Указанные составляющие определяются в соответствии с [27].

Багерная насосная станция должна располагаться в котельном отделении. Расположение ее за пределами главного корпуса допустимо только при соответствующем обосновании. На всасе багерных насосов предусматривается приемная емкость

Таблица 6.39. **Значения концентрации S и расходной объемной консистенции $C_р$ золошлаковой пульпы в зависимости от комплекса ψ**

ψ	S	$C_р$	ψ	S	$C_р$
0,010	0,018	0,010	0,170	0,171	0,143
0,020	0,033	0,018	0,180	0,180	0,151
0,025	0,040	0,022	0,190	0,188	0,161
0,030	0,045	0,026	0,200	0,196	0,170
0,035	0,051	0,030	0,220	0,212	0,188
0.040	0,056	0,034	0,240	0,228	0,206
0,045	0,061	0,038	0,260	0,244	0,224
0,050	0.066	0,041	0,280	0,260	0,239
0,055	0,071	0,045	0,300	0,276	0,256
0,060	0,076	0,049	0,320	0,291	0,276
0,065	0,081	0,053	0,340	0,306	0,293
0,070	0,085	0,057	0,360	0,322	0,310
0,075	0,090	0,061	0,380	0,338	0,328
0,080	0,094	0,065	0,400	0,353	0,345
0,085	0,098	0,069	0,420	0,369	0,362
0,090	0,102	0,073	0,440	0,385	0,379
0,095	0,107	0,077	0,460	0,401	0,397
0,100	0,111	0,081	0,480	0,418	0,414
0,110	0,120	0,089	0,500	0,434	0,431
0,120	0,128	0,098	0,520	0,450	0,448
0,130	0,137	0,106	0,540	0,467	0,466
0 140	0,145	0,115	0,560	0,484	0,483
0,150	0,154	0,124	0,580	0,500	0,499
0,160	0,163	0,134			

не менее чем на 2 мин работы насоса (при выносной багерной насосной — не менее чем на 3 мин). К одной багерной насосной подсоединяется не менее шести котлов паропроизводительностью 320—500 т/ч; не менее четырех котлов по 640—1000 т/ч; не менее двух котлов по 1650—2650 т/ч.

Багерные насосы (табл. 6.41) устанавливают с одним резервным и одним ремонтным агрегатом в каждой насосной станции. Насосы шламовые (золовые) устанавливают с одним резервным агрегатом. При многоступенчатой схеме перекачки шлакозоловой пульпы в одной насосной станции устанавливают две ступени насосов.

Приведенные в каталогах и справочниках характеристики насосов получены при испытаниях на воде и должны быть пересчитаны на золошлаковую пульпу заданной концентрации в соответствии с рекомендациями [27]. По каталогу выбирают насос, наиболее близкий к требуемому после пересчета его характеристик на данную золошлаковую пульпу. Подачу гидротранспортной системы определяют по точке пересечения расходно-напорных характеристик насоса и внешней сети. Неприемлемое расхождение рабочей и расчетной подачи может быть устранено двумя путями: 1) изменением характеристики выбранного на-

Таблица 6.40. **Оптимальные скорости пульпы и расхода воды в пульпопроводах при гидротранспорте золы**

Внутренний диаметр пульпопровода, м	Скорость пульпы, м/с, и расход воды, т/ч, при различных расходах золы по пульпопроводу, т/ч									
	⩽ 5	10	15	20	25	30	40	50	75	100
0,20	1,19 / 132	1,27 / 140	1,32 / 143	1,37 / 145	—					
0,25	1,16 / 202	1,22 / 209	1,26 / 213	1,3 / 218	1,33 / 222	—				
0,30	—	1,18 / 295	1,22 / 303	1,25 / 308	1,28 / 312	1,3 / 315	—			
0,35	—	—	1,19 / 402	1,22 / 409	1,24 / 415	1,26 / 419	1,3 / 426	—		
0,40	—	—	—	1,19 / 526	1,21 / 533	1,23 / 541	1,27 / 554	1,3 / 561	—	
0,45	—	—	—	—	1,19 / 668	1,21 / 676	1,24 / 688	1,26 / 695	1,32 / 716	—
0,50	—	—	—	—	—	1,19 / 826	1,22 / 840	1,24 / 848	1,29 / 880	1,33 / 890

Примечание. В числителе — скорость пульпы, в знаменателе — расход воды.

Таблица 6.41. **Технические характеристики багерных насосов**

Марка насоса	Подача, м³/с	Напор, м	Допустимый кавитационный запас не более, м	Частота вращения, об/мин	КПД (не менее), %	Мощность насоса не более, кВт	Расчетное проходное сечение проточного тракта не менее, мм	Диаметр рабочего колеса, мм
Гр 50/16	50	16	2	1450	63	5	40	225
ГрК 50/16	50	16	2	1450	63	5	40	225
ГрТ 100/40	100	40	4	1450	55	30	50	365
ГрТ 160/71а	160	63	5	1450	57	70	55	434
ГрТ 160/71а-Б	160	63	5	1450	57	70	55	434
ГрТ 160/31,5	160	31,5	5	1450	66	25	55	325
ГрК 160/31,5	160	31,5	5	1450	66	25	55	325
ГрТ 400/40	400	40	5,5	965	67	85	85	515
ГрК 400/40	400	40	5,5	965	67	85	85	515
ГрТ 800/71	800	71	8	965	65	250	100	730
ГрТ 800/71-Б	800	71	8	965	65	250	100	730
ГрТ 1250/71-Б	1250	71	10	965	67	420	120	710
ГрТ 1250/71-Б	1250	71	10	965	67	420	120	710
ГрТ 1600/50	1600	50	7	725	69	340	140	840
ГрТ 1600/50М	1600	50	7	725	69	340	140	840
ГрТ 1600/50	1600	50	7	725	69	340	140	840
ГрК 1600/50М	1600	50	7	725	69	340	140	840
ГрТ 4000/71	4000	71	8	485	73	1260	230	1390

Примечание. Изготовитель багерных насосов — Бобруйский машиностроительный завод им. В. И. Ленина.

соса путем изменения частоты вращения вала насоса или обрезкой рабочего колеса; 2) изменением диаметра трубопровода или консистенции золошлаковой пульпы.

Для получения оптимального решения возможно одновременное изменение и параметров насоса и характеристики внешней сети.

При работе на золошлаковой пульпе минимальную подачу насоса определяют из условия, чтобы скорость движения пульпы в трубопроводе была выше критической при заданной концентрации. Максимально возможная подача нового насоса определяется его кавитационной характеристикой при работе на пульпе и конструкцией узла всасывания гидротранспортной установки.

Насосы орошающей, смывной, эжектирующей и уплотняющей воды устанавливают с одним резервным агрегатом в каждой группе насосов. Если возможно образование минеральных отложений в системе, то размещают еще по одному дополнительному насосу. При установке под котлами индивидуальных шлакодробилок, выпускающих куски шлака менее 40 мм, в багерной насосной шлакодробилки не устанавливают.

Пульпопроводы выполняют из стальных бесшовных или электросварных труб с условным диаметром 200—600 мм при толщине стенки 10—14 (для шлакопроводов) и 8—10 мм (для золопроводов и шлакопроводов при противоизносных покрытиях). От каждой багерной насосной пульпопроводы для золы и шлака устанавливают с одной резервной ниткой. Допускают устройство одного резервного пульпопровода на две багерные насосные. Рекомендуют устройство общего резервного пульпопровода для шлака и золы, если разность их диаметров не превышает 50 мм. При возможности больших отложений на стенках труб допускают укладку дополнительной резервной нитки пульпопровода.

При абразивной золе и шлаке пульпопроводы должны выполнять с внутренней износоустойчивой футеровкой. Годовой износ металлических пульпопроводов составляет до 5 мм, бронированных чугунными лотками (из сплава ОИ-3) — до 2—3 мм, базальтовыми вкладышами — до 1 мм. Укладывают пульпопроводы преимущественно на сборных железобетонных опорах с расстоянием между ними от 5—7 м до 10—14 м (в зависимости от типа опор). За пределами территории электростанции пульпопроводы располагают, как правило, на поверхности земли на лежневых опорах и рассчитывают на самокомпенсацию. В пределах золоотвала пульпопроводы прокладывают по гребню дамб или на эстакаде вдоль дамб со стороны верхнего бьефа.

Площади, закрепляемые для организации золошлакоотвалов, должны обеспечить работу электростанции в течение не менее чем 25 лет. Вместимости золошлакоотвалов предусматриваются достаточными для работы электростанции в течение 5 лет после ввода ее на проектную мощность.

Для сбора сухой золы в промежуточный бункер и транспортировки ее на склад используют пневмосистемы с аэрожелобами и пневмоподъемниками, вакуумные системы, низконапорные трубные системы. При значительной приведенной длине транспортировки до склада (до 1000 м) применяют напорные пневмосистемы с пневмовинтовыми или камерными насосами.

Расчет и проектирование аэрожелобов представлены в [11]. Длина и расположение аэрожелоба принимаются в зависимости от компоновки золоуловителей (электрофильтров, батарейных циклонов и т. п.). Угол наклона аэрожелоба выбирают в пределах 4—6°. Аэрожелоба должны размещаться в помещениях с температурой окружающего воздуха не менее 10 °С.

Золу из бункеров можно подавать в аэрожелоба через клапаны-мигалки, пневмослоевые затворы (ПСЗ) или переключатели. Воздух для аэрации золы в аэрожелобах подают от дутьевых вентиляторов котла или от индивидуальных вентиляторов.

Отработавший воздух из системы ПЗУ сбрасывается в газоход котла перед золоуловителем.

При расчете аэрожелоба определяют: геометрические размеры, расход воздуха для ожижения золы, сопротивление слоя аэропульпы в транспортной камере аэрожелоба.

Ориентировочная стоимость подачи аэрожелоба от его ширины для золы со средней насыпной плотностью 0,8 т/м³ при углах наклона аэрожелоба от 3,5 до 10° приведена ниже:

Ширина аэрожелоба b, м	0,100	0,125	0,150	0,200	0,250	0,300	0,350	0,400
Подача аэрожелоба G, т/ч	11—16	14—25	23—40	44—80	65—100	100—150	120—200	140—240

Рекомендуется принимать бо́льшую ширину аэрожелоба, если требуемая подача его входит в два типоразмера.

Подача аэрожелоба G, т/ч,

$$G = 3600\rho_п h_п b w, \qquad (6.5)$$

где $\rho_п$ — средняя плотность аэропульпы т/м³; $\rho_п = 0{,}90/\exp(1{,}78 - 1{,}27\rho_з)$; $\rho_з$ — насыпная плотность золы, т/м³; $h_п$ — высота слоя аэропульпы, м, $h_п = 0{,}27b^{0{,}63}$; b — ширина аэрожелоба, м; w — скорость движения аэропульпы в аэрожелобе, м/с, $w =$

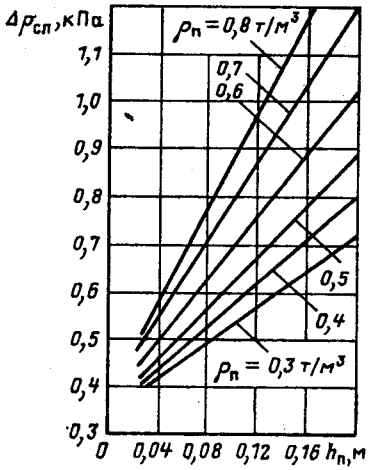


Рис. 6.30. Номограмма для определения слоя аэропульпы в аэрожелобе

$= C\sqrt{iR}$; C — коэффициент Шези, $C = 20 \lg \dfrac{R}{0{,}1 + \dfrac{0{,}004}{\sqrt{iR}}}$; i — уклон аэрожелоба; R — гидравлический радиус, м, $R = \dfrac{h_п b}{2h_п + b}$.

Из (6.5) уточняется высота слоя аэропульпы

$$h_п = \frac{G}{3600 \rho_п h_п b}.$$

По номограммам рис. 6.30, 6.31 в зависимости от $h_п$ и $\rho_п$ определяется сопротивление слоя аэропульпы $\Delta p_{сл}$ и требуемый удельный расход воздуха на 1 м² воздухораспределительной перегородки q. По графику рис. 6.32 в зависимости от вида материала перегородки определяется ее сопротивление $\Delta p_п$. Расход воздуха на аэрожелоб, м³/ч,

$$Q = k_1 S q,$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий потери воздуха в аэрожелобе, $k_1 = 1{,}1 \div 1{,}2$; S — площадь воздухораспределительной перегородки, м².

Количество воздуха, движущегося над аэропульпой, м³/ч,

$$Q'_в = Q_в - Q_п,$$

где $Q_п$ — количество аэропульпы в транспортной камере аэрожелоба, м³/ч:

$$Q_п = G\left(\frac{1}{\rho_п} - \frac{1}{\rho_з}\right).$$

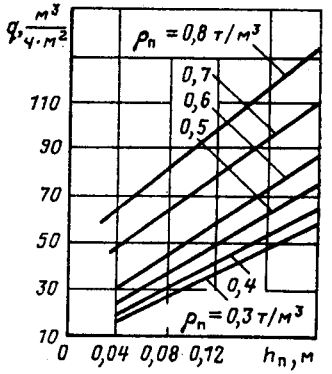


Рис. 6.31. Номограмма для определения удельного расхода воздуха на аэрожелоб

Высота пространства для воздуха над аэропульпой, м,

$$h' = \frac{Q'_в}{W'b},$$

где W' — оптимальная скорость воздуха над аэропульпой, принимаемая в пределах 5—6 м/с.

Увеличение скорости приведет к нарушению режима псевдоожижения, снижение — к вынужденному увеличению габаритных размеров транспортной камеры аэрожелоба. Общая высота транспортной камеры, м,

$$h_{т.к} = h_п + h'.$$

Высота воздухоподводящей камеры аэрожелоба

$$h_{в.к} = \frac{Q_в}{W''b},$$

где W'' — скорость воздуха в воздухоподводящей камере, принимаемая в пределах 6—10 м/с.

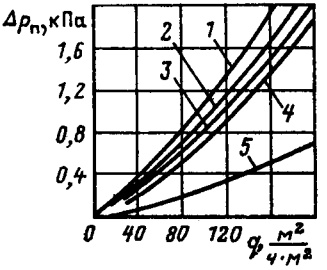


Рис. 6.32. Зависимость сопротивления перегородки аэрожелоба от удельного расхода воздуха:

1 — для лавсановой термообработанной ткани ТЛФТ-5 с металлической сеткой С90; *2* — для лавсановой термообработанной ткани ТСФ(7А)-9П с металлической сеткой С90; *4* — для стеклоткани ТСФ(7А)-9П; *5* — для четырехслойной хлопчатобумажной ткани

Аэродинамический расчет трассы рабочего и отработанного воздуха сводится к определению потерь давления по трассе от источника подачи воздуха в систему до места сброса отработавшего воздуха и выбору источника подачи воздуха.

Общие потери давления по трассе, кПа,

$$\sum\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_{\text{сл}} + \Delta p_2 + \Delta p_3 - H_{\text{г}}.$$

Здесь, кроме вышеприведенных обозначений, Δp_1 — сопротивление участка подвода воздуха к аэрожелобам (подсчитывается по максимальной трассе системы), кПа; Δp_2 — сопротивление аэрожелоба, кПа; Δp_3 — сопротивление участка отвода отработавшего воздуха, кПа; $H_{\text{г}}$ — разрежение в газоходе котла в месте сброса отработавшего воздуха, принимаемое согласно аэродинамическому расчету котла, кПа;

$$\Delta p_1 = \left(\lambda\frac{l}{D} + \sum\zeta\right)\frac{\rho_{\text{в}}U_{\text{в}}^2}{2},$$

где λ — коэффициент трения;

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{0{,}001\Delta}{D} + \frac{68}{\text{Re}}\right)^{0{,}25};$$

Δ — абсолютная шероховатость стенок воздуховода, мм; (для стали $\Delta = 0{,}1$ мм); D — диаметр воздуховода, для прямоугольного воздуховода,

$$D = D_{\text{э}} = 2ab'/(a + b');$$

a, b' — размеры сторон воздуховода, м; $\sum\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Скорость воздуха в воздуховоде

$$U_{\text{в}} = Q/F,$$

где Q — количество воздуха с учетом потерь и пусковых перегрузок, принимаемое равным $1{,}2Q_{\text{в}}$, м³/ч; F — площадь сечения воздуховода, м².

Значение Δp_2 находится как сопротивление прямоугольного участка воздуховода с сечением, равным площади свободного прохода воздуха над слоем аэропульпы. При этом скорость принимается по наиболее нагруженному сечению, т. е. в конце аэрожелоба после поступления в него последней порции золы.

Системы вакуумного пневмотранспорта золы. Их рассчитывают по методике [26], относящейся к золовым материалам с крупностью частиц 0,01—0,2 мм, транспортируемых способом всасывания на расстояние до 200 м по трубопроводам с внутренними диаметрами от 0,06 до 0,2 м.

Физико-механические свойства транспортируемой золы определяют общепринятым методом, для ориентировочных расчетов — по аналогии, используя табл. 6.35, 6.36.

При расчете задают: массовый расход транспортируемой золы G, ее физико-химические свойства (температура t, °С, осредненные плотности ρ, гранулометрический состав), трассу пневмозолопроводов-воздуховодов; находят: объемный $Q_{\text{в}}$, массовый $G_{\text{в}}$ расходы и критическую скорость $U_{\text{кр}}$ потока воздуха; диаметр пневмозолопровода D; суммарные потери давления $\sum\Delta p$ в системе и мощность N, потребную для их преодоления.

Расчеты выполняют при температуре воздуха $t_{\text{в}} = 20$ °С и плотности $\rho_{\text{в}} = 1{,}205$ кг/м³ для различных вариантов $G_{\text{в}}$ и D с целью определения энергетически наивыгоднейшей комбинации этих величин (при заданном G), обеспечивающей устойчивую работу системы. По ходу расчета определяют скорость витания W_0, м/с, и средневзвешенную крупность d_0 частиц золы:

$$W_0 = 8\,(gd_0)^{0{,}5}\exp\left(2{,}4\cdot10^{-4}\frac{\rho}{\rho_{\text{в}}}\right);$$

$$d_0 = \frac{\sum d_i p_i}{100},$$

где d_i и p_i — среднеарифметическая крупность i-й стандартной фракции и массовое содержание ее, %, в составе пробы золы соответственно.

Определяют критическую $v_{\text{кр}}$ и расчетную $v_{\text{в}}$, м/с, скорости воздуха:

$$v_{\text{кр}} = 3{,}63/D^{0{,}9} - 0{,}11\frac{m^{0{,}5}W_0}{D^2};$$

$$v_{\text{в}} = 1{,}15v_{\text{кр}}.$$

Принимают для расчета несколько значений $G_{\text{в}}$. Для заданной производительности G и принятых значений $G_{\text{в}}$ находят загрузку потока воздуха золой $m = G/G_{\text{в}}$. Если получают $m > 6$, то принимают n параллельных ниток пневмозолопроводов с производительностью каждой G/n или увеличивают диаметры (не выходя за предел 0,2 м).

По принятым к расчету значениям $G_{\text{в}}$ и вычисленным m из графика (рис. 6.33)

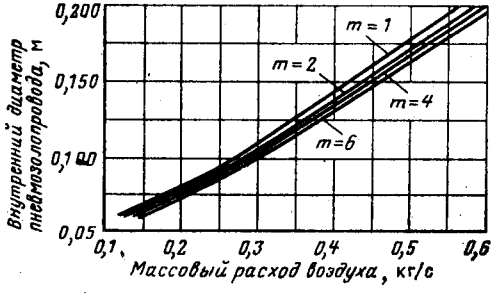


Рис. 6.33. Зависимость диаметра пневмозолопровода от массового расхода воздуха

определяют D. Строят график $D = f(G_в)$. Вычисляют:

$$Q_в = G_в/\rho_в; \quad v_в = Q_в/F.$$

Потери давления потока смеси золы и воздуха на единицу длины трубопровода $\Delta p_{см}$, Па, складываются из потерь давления потока воздуха без золы $\Delta p_в$, определяемых по известным гидравлическим формулам, и дополнительных потерь давления, обусловленных наличием золы в потоке Δp_s:

$$\Delta p_{см} = \Delta p_в + \Delta p_s;$$

$$\Delta p_s = 0{,}3\,\frac{d_0 \rho v_в^4}{D^2}\,\frac{(1+m^{3/2})^2}{(200W_0 - v_в)^2}.$$

Потери давления при подъеме $\Delta p_{под}$ золовоздушной смеси на высоту Δz на наклоненных к горизонту и вертикальных участках пневмозолопровода

$$\Delta p_{под} = \pm \Delta z m \rho_в g,$$

где $\pm\Delta z$ — разность геодезических отметок оси трубопровода в месте забора материала и высшей точки системы; знак «+» — при направлении потока вверх, «—» — при направлении потока вниз.

Для каждого расчетного варианта по диаметру пневмозолопровода D выбирается тип и размеры осадителей и разгрузителей (табл. 6.42).

Потери давления, эквивалентные сопротивлению осадителей,

$$\Delta p_{осад} = 3600 k g Q_в^2 \rho_в,$$

где k — коэффициент пропорциональности, для осадительных камер конструкции Уралэнергочермета $k = 0{,}35 \div 0{,}40$; для центробежных разгрузителей (циклонов) k принимается по графику рис. 6.34.

Таблица 6.42. **Выбор оборудования в зависимости от диаметра пневмозолопровода в вакуумных системах**

Диаметр пневмозолопровода $D_{вн}$, мм	Диаметр насадка, мм	Диаметр осадительной камеры, мм	Циклоны		Диаметр воздухопровода, мм
			Диаметры циклонов, включенных последовательно, мм	Количество	
До 100	100	2000	530/400	1/1	125
125	100	2000	530/426	1/1	150
150	125	2600	630/530	1/1	175
175	150	2600	710/630	1/1	200
200	175	2600 / 3500	800/710	1/1	250
250	200	3200	2×800 / 2×710	2/2	300

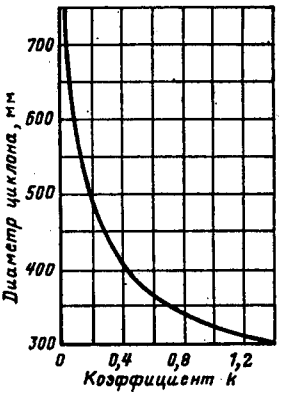


Рис. 6.34. Коэффициент k для расчета потерь давления в циклонах

Потери давления $\Delta p_{м.с}$ в местных сопротивлениях

$$\Delta p_{м.с} = \sum \zeta \frac{\rho_в U_в^2}{2},$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления.

Для удобства расчета $\Delta p_{м.с}$ выражают как потери давления на трение Δp в трубе эквивалентной длины

$$L_{экв} = \Delta p_{м.с}/\Delta p.$$

Приведенные длины пневмозолопровода $L_{пр}$ и воздуховода $(L_в)_{пр}$:

$$L_{пр} = L + L_{экв};$$

$$(L_в)_{пр} = L_в + (L_в)_{экв}.$$

Суммарные потери давления $\sum \Delta p$ в вакуумной пневмотранспортной системе и мощность N, расходуемая на их преодоление:

$$\sum \Delta p = \Delta p_в (L_в)_{пр} + \Delta p L_{пр} + \Delta p_{под} + \sum \Delta p_{осад} + \sum \Delta p_ф;$$

$$N = \sum \Delta p Q_в.$$

Строят совмещенный график функций N, $\sum \Delta p = f(G_в)$, который определяет весь диапазон значений N, $\sum \Delta p$, $G_в$, D и m, обеспечивающих для заданной производительности устойчивые, энергетически наивыгоднейшие и практически осуществимые режимы вакуумного пневмотранспорта золы.

Рабочий режим выбирают методом совмещения на графике расходно-напорных характеристик системы и энергетического агрегата. Точки пересечения кривых опре-

деляют возможные рабочие режимы системы с данным энергетическим агрегатом, причем точка, относящаяся к $N_{мин}$, определяет энергетически наиболее выгодную комбинацию параметров $N - \Delta p - G_в - D - m$. При проектировании новых систем пневмозолоудаления следует выполнить эту операцию для различных энергетических агрегатов и из всех $N_{мин}$ выбрать экстремум.

При окончательном выборе режима транспортировки для принятого энергетического агрегата предусматривается (с учетом на износ и сопротивление выхлопа) запас по производительности и напору (вакууму) в пределах 10—15 % в сравнении с паспортными характеристиками эжектора или вакуум-насоса. Выбирают расчетный диаметр пневмозолопровода для принятого режима транспортирования. Затем согласно сортаменту труб соответствующего ГОСТ по окончательно выбранному внутреннему диаметру пневмозолопровода уточняют рабочие параметры $G_в$, N, $\Sigma\Delta p$, m и делают поверочный расчет по определению оптимальной транспортной скорости, удовлетворяющей условию $v = 1{,}15v_{кр}$.

6.8. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ТЭС И АЭС

6.8.1. ВЫБОР РАЙОНА СООРУЖЕНИЯ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ПЛОЩАДКИ

Район строительства электростанции и ее поселка определяется планами развития энергосистемы. Определяющими факторами при этом являются: наличие потребителей электроэнергии и теплоты, характер топлива и удаленность от источников водоснабжения. Кроме того, необходимо учитывать: рельеф местности, качество грунта и уровень грунтовых вод; наличие железнодорожных путей, автомобильных дорог и линий электропередачи; расположение вблизи площадки аэродромов и трасс аэрофлота, наличие местных строительных материалов и т. п.

При создании крупных энергоустановок и электростанций большой мощности на различных стадиях проектирования проводят научно-исследовательские работы с целью научно-технического обоснования проектов [3, 29].

Порядок выбора района, пункта и площадки строительства электростанций определяется в соответствии с «Инструкцией о составе, порядке разработки, согласования и утверждения проектно-сметной документации на строительство предприятий, зданий, сооружений» СНиП I.02.01-85.

Топливоснабжение. При использовании низкосортных углей и сланцев относительные затраты на перевозку топлива существенно возрастают и близость станции к местам добычи топлива является обязательной. В этом случае электроэнергия к потребителям транспортируется по линии электропередачи высокого напряжения.

Сооружение новых ГРЭС на твердом топливе осуществляется как на местном топливе, так и с использованием дальнепривозного топлива. Наиболее перспективные для энергетики угли Канско-Ачинского месторождения будут полностью использоваться на электростанциях своего района с транспортировкой электроэнергии по ВЛ высокого напряжения; угли Экибастузского месторождения в значительной степени будут использоваться в местах добычи и частично на ныне действующих электростанциях Урала.

Для ТЭЦ, сооружаемых в городах и промышленных центрах, в которых существенное значение имеет загазованность и запыленность атмосферы, в качестве топлива применяется газ и малосернистый мазут.

Атомные электростанции сооружаются в районах потребления электроэнергии, расстояние до источника топливоснабжения не имеет значения.

Для обоснованного выбора площадки строительства проводятся изыскания: инженерно-геологические, топографо-геодезические, гидрологические, метеорологические, сейсмические.

Водоснабжение. Конденсационные ТЭС и АЭС должны сооружаться в местах, где обеспечивается надежное техническое водоснабжение — на берегах рек, озер или морей. Более предпочтительной является схема прямоточного водоснабжения, особенно для АЭС, турбины которых работают на насыщенном паре более низких параметров, чем на конденсационных ТЭС сверхвысокого давления, и требуют значительного большего расхода циркуляционной воды на каждый киловатт мощности. Условия, обеспечивающие надежное и экономичное техническое водоснабжение, часто играют решающую роль при выборе площадки для сооружения АЭС. Для ТЭЦ применяют обычно оборотную систему водоснабжения с градирнями с восполнением потерь технической воды из близлежащих водоемов, например небольших рек.

Рельеф местности. Рельеф площадки должен быть по возможности ровным, не требующим больших планировочных работ, с уклоном 0,005—0,01, обеспечивающим поверхностный водоотвод. При больших (более 0,03) уклонах естественного рельефа местности, следует, как правило, применять террасную планировку, что усложняет и удорожает сооружение подземных и наземных сооружений, дорог, каналов и пр.

Качество грунта. Грунт в месте сооружения электростанции должен выдерживать давление от возводимых сооружений не менее 0,2—0,25 МПа. На слабых грунтах, не отвечающих указанным нормам, применяют свайные основания или укла-

дывают сплошные железобетонные плиты. В случае сооружения электростанций в районе вечной мерзлоты желательным является скальное основание площадки или возвышенное место с непросадочными породами.

Уровень грунтовых вод. Площадка не должна затапливаться грунтовыми водами, уровень которых должен быть по возможности ниже глубины заложения подвалов зданий и подземных инженерных коммуникаций. При недостаточной глубине уровня грунтовых вод приходится применять гидроизоляцию подвальных помещений и подземных сооружений. Для АЭС требования более жесткие [31]. Наивысший уровень грунтовых вод должен быть не менее чем на 1,5 м ниже отметки пола сооружений, в которых возможно наличие радиоактивных жидкостей, и не менее чем на 4 м ниже дна могильников для захоронения твердых и хранения жидких радиоактивных отходов. Предпочтительны глинистые или суглинистые водоупорные грунты.

Дополнительные требования к площадке. Для электростанций на твердом топливе вблизи от основной площадки предусматриваются места для золошлакоотвалов. Таковыми могут быть низины, овраги, выработанные карьеры и т. п.

Площадку сооружаемой электростанции выбирают по возможности вблизи от железнодорожных магистралей, автомобильных дорог, линий электропередач и жилых поселков. Это сокращает затраты, упрощает комплектование строительства, а в последующем и эксплуатацию рабочими кадрами. Расположение станции в стороне от аэродромов и трасс аэрофлота позволяет сооружать высокие дымовые трубы, что в комплексе с сооружением специальных установок для очистки дымовых газов от оксидов серы и азота улучшает состояние воздушного бассейна в районе электростанции.

Затраты на отчуждение земли под строительство, включая снос жилых поселков, перенос шоссейных дорог, снос лесных массивов и т. п., включаются в проекты и сметы строительства и должны быть минимальными. В проекты включаются также затраты на восстановление в первоначальное состояние земельных участков, отведенных во временное пользование для строительства, нарушенных при проведении строительных и других работ.

Использование земель колхозов, Гослесфонда, Госземфонда согласовывается с областными (краевыми) Советами народных депутатов, Советами Министров союзных и автономных республик. Используются земли, не содержащие ценных полезных ископаемых, малопригодные для сельскохозяйственного производства. Наличие местных строительных материалов удешевляет строительство.

Для линий электропередачи, теплопроводов, шлакозолопроводов и дорог должны предусматриваться минимальные полосы отвода земель. Учитывается роза ветров; поселок располагается с наветренной стороны. Размер площадки электростанции и необходимой санитарной зоны определяется мощностью и типом станции, видом сжигаемого топлива, степенью газоочистки, высотой дымовых труб. Для ТЭС ширина санитарной зоны в зависимости от указанных факторов составляет 500—1000 м.

К площадкам АЭС предъявляются дополнительные требования, связанные с наличием твердых, жидких и газообразных радиоактивных отходов [31]. Площадка АЭС должна хорошо продуваться.

Атомная станция располагается в малонаселенной местности, с подветренной стороны к ближайшему населенному пункту.

Размеры санитарно-защитной зоны АЭС устанавливаются в зависимости от мощности, типа и конструкции реакторов и характера площадки. В ней располагаются здания подсобного и обслуживающего назначения: гаражи, склады (кроме продовольственных), пожарное депо, помещения охраны, спецпрачечные, столовые для персонала, здравпункты, ремонтные мастерские, административные и служебные здания, временные подсобные предприятия и т. п.

Пункт подземного хранения жидких радиоактивных отходов окружается санитарно-защитной зоной, размер которой определяется гидрогеологическими условиями, количеством и составом жидких отходов. В этой зоне запрещается использовать поверхностные и подземные воды для хозяйственно-питьевого и сельскохозяйственного водоснабжения.

Проекты АЭС должны предусматривать:

1) максимальное сокращение жидких и газообразных отходов, удаляемых во внешнюю среду;

2) локализацию отходов в местах их возникновения и надежное их захоронение в могильниках;

3) дезактивацию радиоактивных отходов, подлежащих удалению;

4) сооружение спецвентиляции, обеспечивающей надежную вентиляцию производственных помещений, очистку и разбавление выбрасываемых газов и рассеивание их через высокие вентиляционные трубы.

В процессе разработки технико-экономического обоснования (ТЭО) строительства АЭС выбирается несколько площадок строительства. Для каждой конкретной площадки составляется сводный план размещения сооружений в масштабе 1 : 10 000, называемый ситуационным планом района строительства, согласованный с архитектурными органами, органом санитарного и пожарного надзора, органами контроля

состояния окружающей среды и источников загрязнения поверхностных вод, почвы и атмосферы и др. Контроль за выполнением противопожарных, санитарно-гигиенических и природоохранных мер осуществляется на всех стадиях проектирования для всех типов электростанций. Окончательный выбор площадки строительства производится на основании сравнения конкурирующих вариантов.

6.3.2. РАЗМЕЩЕНИЕ ОБЪЕКТОВ НА ГЕНЕРАЛЬНОМ ПЛАНЕ

Генеральный план (*генплан*) — план размещения на выбранной производственной площадке электростанции ее основных и вспомогательных сооружений. Перечень объектов генерального плана регламентируется [34]. Разработку генплана ТЭС ведут специалисты генплана и транспорта. В ней также участвуют технологи — теплотехники и электротехники, строители, архитекторы, сантехники и другие специалисты.

Основными производственными и вспомогательными сооружениями ТЭС, использующей твердое топливо, включаемыми в генплан ТЭС, являются: главный корпус, внутри которого размещается котельное и турбинное отделения, помещение для деаэраторов, щиты управления, оборудование пылеприготовления, бункера угля и пыли, топливоподача, состоящая из разгрузочного устройства, дробильного помещения, эстакад для ленточных транспортеров; склады топлива; распределительное устройство генераторного напряжения; повышающие трансформаторы и распределительное устройство, обычно открытого типа (ОРУ); дымовые трубы; химводоочистка; система технического водоснабжения; система золо- и шлакоудаления с золоотвалами; мазутное хозяйство; здания и сооружения подсобного назначения — мастерские, склады, гараж, пожарная охрана, а также железнодорожные пути, автомобильные дороги, устройства водоснабжения, канализации.

В комплекс АЭС входят:

1) здания и сооружения основного производственного назначения, включающие: реакторное отделение (реактор и обслуживающие его системы); машинный зал, где располагается турбогенераторная установка, системы ПНД и ПВД, деаэраторы и т. д.: этажерки электрохозяйств со щитами управления, помещениями кабельных распределительных устройств; спецкорпус с размещением в нем систем спецводоочистки; отдельное помещение для хранения жидких и твердых радиоактивных отходов, связанное туннелем со спецкорпусом; дизель-генераторная, где расположены источники надежного питания — дизель-генераторы;

2) подсобно-производственные и вспомогательные здания и сооружения, куда относятся: санитарно-бытовой корпус с санитарно-бытовыми службами и спецпрачечной; ацетилено-генераторная; электролизная; азотно-кислородная; материальный склад; ремонтные мастерские, помещения административных служб.

Все здания и сооружения размещаются, как правило, в пределах основной ограды электростанции. Вне основной ограды размещается золоотвал, при этом обязательно предусматривается местное ограждение.

Уменьшения отводимых под строительство участков добиваются укрупнением единичной мощности агрегатов, рациональной блокировкой вспомогательных сооружений и минимально допустимыми санитарными и противопожарными нормами — разрывами между отдельными зданиями.

Территорию электростанции благоустраивают и озеленяют. Дороги должны иметь асфальтовое покрытие, оборудованы автобусными остановками и стоянками для автомашин.

Размещение строительных баз определяется ситуационным планом района. Строительно-монтажные базы принимаются минимальных размеров с рациональным расположением производственно-вспомогательных и бытовых зданий при использовании по возможности постоянных зданий вспомогательных служб электростанции. Создают, как правило, одну базу для строительства электростанции и поселка.

Монтажные площадки не должны располагаться далее чем на 100 м от торца главного корпуса при достижении электростанцией конечной мощности.

Экономическими показателями компоновки генплана являются:

удельная площадь промплощадки, га/МВт,

$$F_{уд} = F/N_э;$$

коэффициент плотности застройки промплощадки, %,

$$k_{заст} = (F_{вд}/F) \cdot 100,$$

где $N_э$ — установленная мощность электростанции, МВт; F, $F_{вд}$ — площадь в ограде электростанции, занятая только зданиями, га.

По типовому проекту ГРЭС-2400 с восемью блоками по 300 МВт площадь, занимаемая сооружениями станции без ОРУ, составляет 21 га, или 0,875 га/100 МВт. Общий отвод земли зависит от вида топлива, источников технического водоснабжения, района сооружения.

Коэффициент плотности застройки промплощадки колеблется в пределах от 21 до 38 %.

Различие в генпланах заключается в расположении ОРУ по отношению к главному корпусу и источнику водоснабжения. В целях уменьшения затрат на подачу

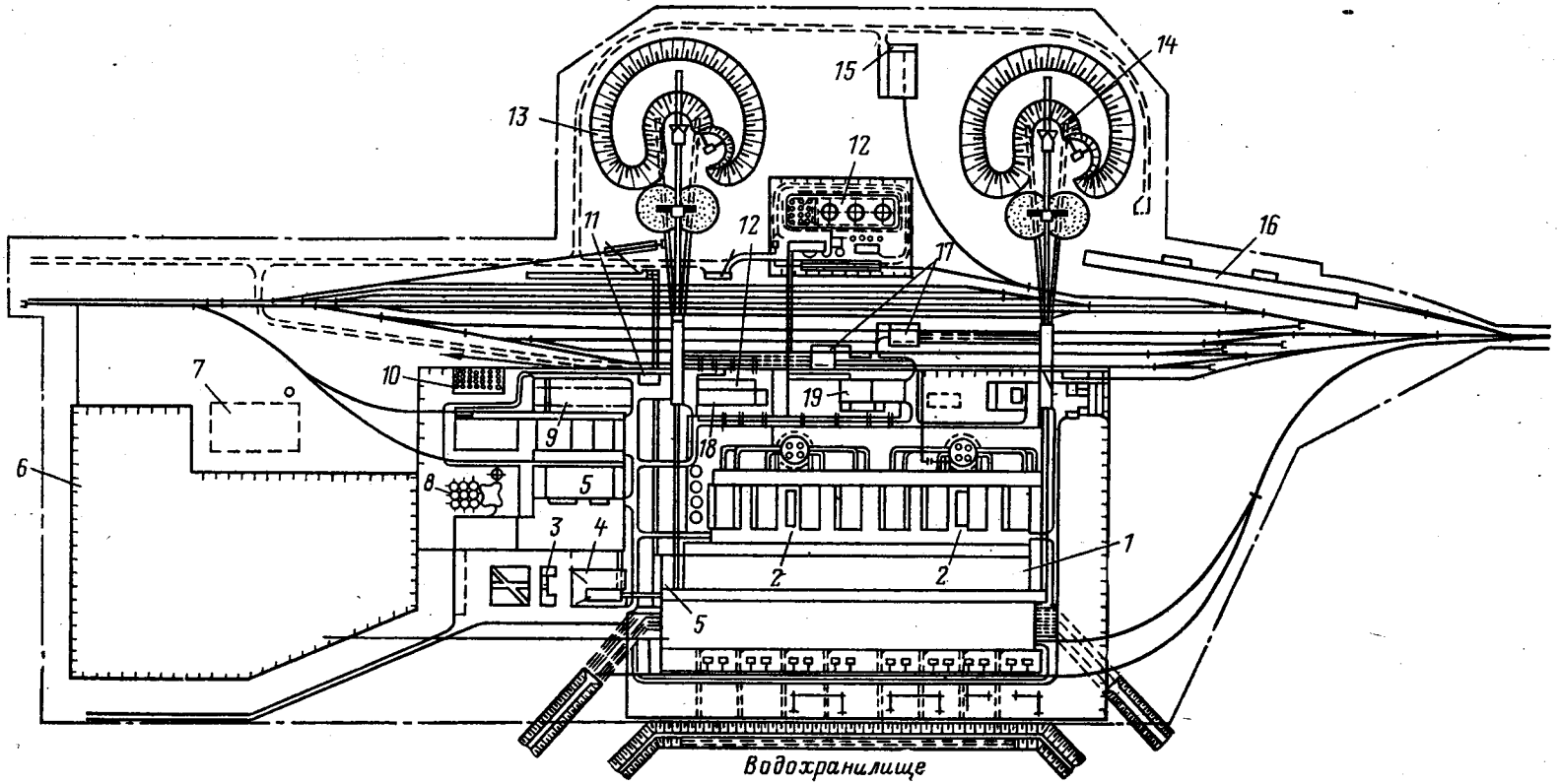


Рис. 6.35. Генплан ГРЭС на угле мощностью 4000 МВт с блоками 500 МВт:

1 — главный корпус; *2* — багерные насосные; *3* — инженерный корпус; *4* — столовая; *5* — объединенный вспомогательный корпус; *6* — ОРУ; *7* — бытовые помещения топливоподачи; *8* — баки химводоочистки; *9* — открытый склад тяжелого оборудования; *10* — ресиверы водорода и кислорода; *11* — проходная; *12* — мазутное и масляное хозяйство; *13* — угольные склады; *14* — экскаватор; *15* — гараж для топливоперегрузочных машин; *16* — размораживающее устройство; *17* — вагоноопрокидыватели; *18* — компрессорная станция; *19* — пусковая котельная

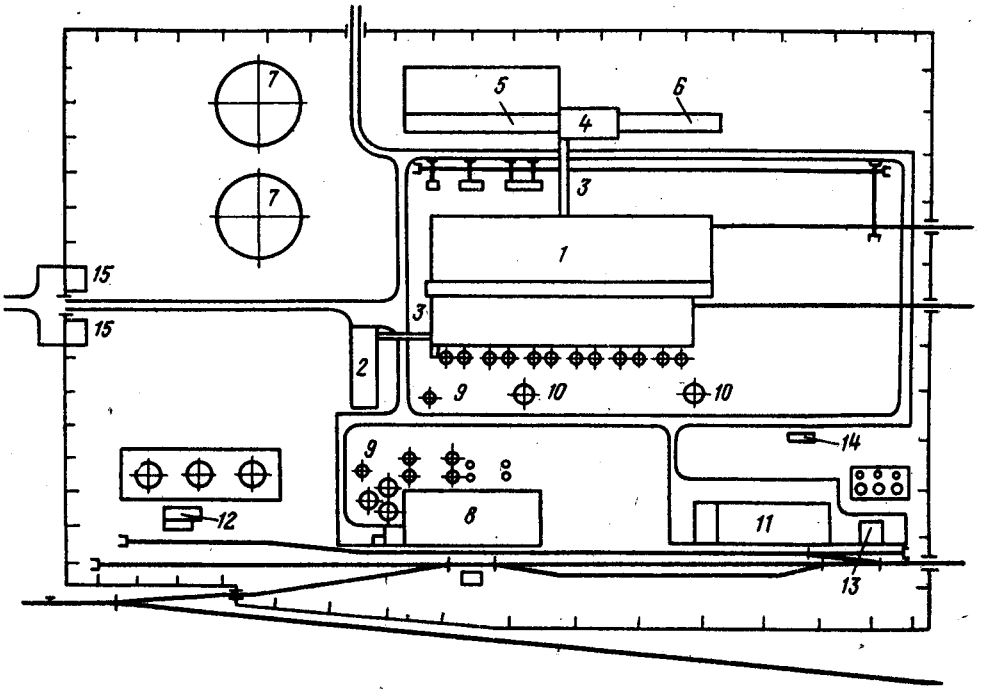


Рис. 6.36. Генплан газомазутной ТЭЦ:

1 — главный корпус; *2* — служебный корпус; *3* — переходные галереи; *4* — главный щит управления; *5* — закрытое распределительное устройство 35 кВ; *7* — градирни; *8* — химводоочистка; *9* — баки конденсата; *10* — дымовые трубы; *11* — объединенный вспомогательный корпус; *12* — мазутное хозяйство; *13* — масляное хозяйство; *14* — ресиверы водорода; *15* — проходная

охлаждающей воды при использовании естественных источников водоснабжения машинный зал приближают к водоему, а ОРУ размещают со стороны постоянного торца главного корпуса.

При оборотном водоснабжении с градирнями ОРУ располагают обычно вдоль фасада, а градирни — со стороны постоянного торца главного корпуса. Топливное хозяйство, устройства разгрузки и перегрузки, а также дымовые трубы, размещают вдоль фасада котельного отделения. Угольные склады выносят за пределы углеразгрузочного железнодорожного комплекса. Расстояние ОРУ от градирен принимается на основании ПУЭ и расчетов в соответствии с «Инструкцией по проектированию изоляции в районах с чистой и загрязненной атмосферой».

Распределительные устройства закрытого типа сооружают при стесненности пло-

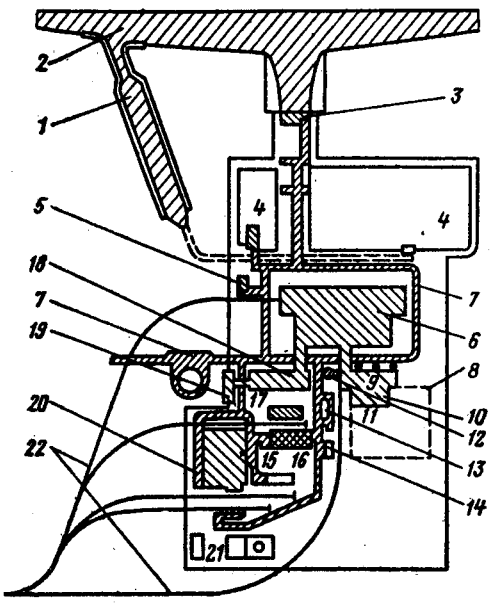


Рис. 6.37. Генплан двухконтурной АЭС:

1 — сбросной канал; *2* — естественный источник водоснабжения; *3* — береговая насосная; *4* — распределительное устройство; *5* — азотно-кислородная станция; *6* — главный корпус; *7* — автодороги; *8* — резервная территория, не подлежащая застройке; *9* — спецводоочистка; *10* — хранилище радиоактивных отходов; *11* — могильники; *12* — вентиляционная труба; *13* — пожарная охрана; *14* — гараж; *15* — склады; *16* — вспомогательная котельная; *17* — химводоочистка; *18* — санитарно-бытовой корпус; *19* — административный корпус; *20* — вспомогательный корпус; *21* — маслохозяйство; *22* — железнодорожные пути

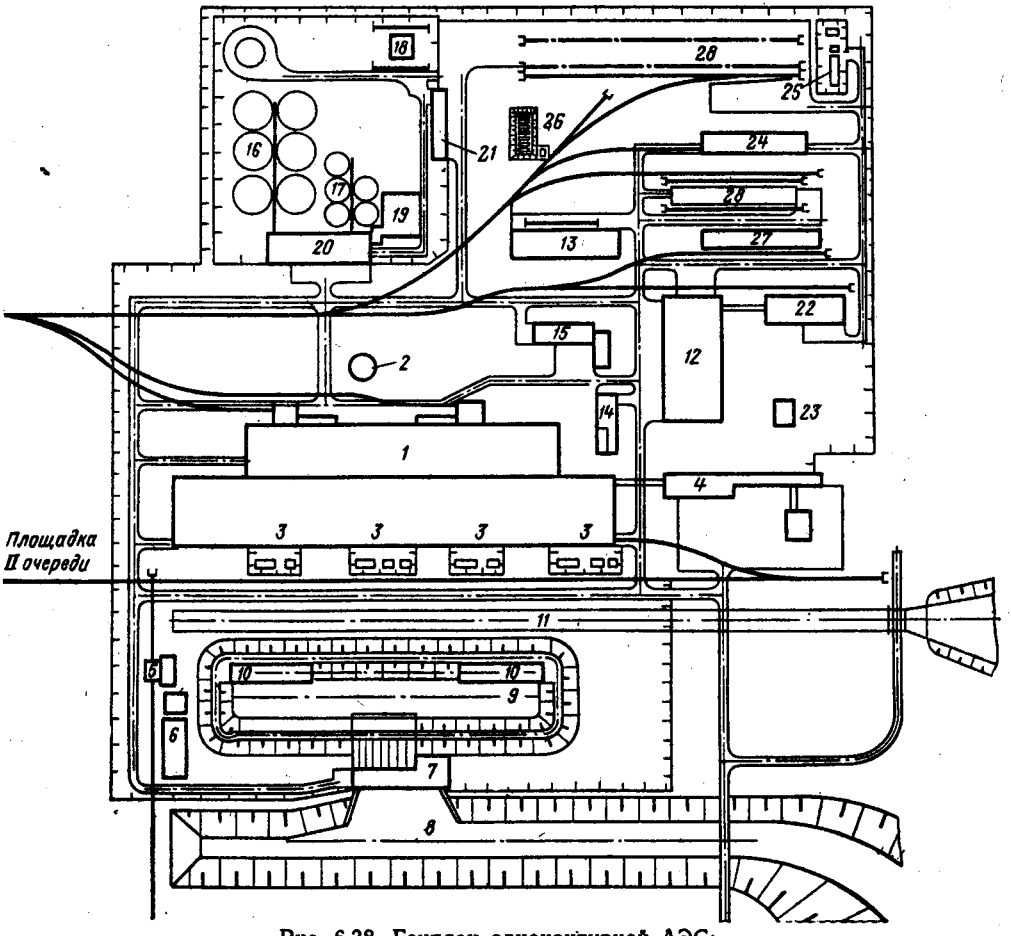


Рис. 6.38. Генплан одноконтурной АЭС:

1 — главный корпус; *2* — вентиляционная труба; *3* — открытая установка трансформатора; *4* — административно-бытовой корпус и столовая; *5* — башня ревизии трансформаторов; *6* — маслохозяйство; *7* — насосная станция технического водоснабжения; *8* — подводящий канал; *9* — напорный бассейн; *10* — водозаборные сооружения; *11* — сбросной канал; *12* — объединенный вспомогательный корпус; *13* — дизель-генераторная станция; *14* — компрессорная; *15* — азотно-кислородная станция; *16* — хранилище жидких отходов; *17* — емкости сбросных вод; *18* — хранилище твердых отходов; *19* — камеры выдержки газов (УПАК); *20* — корпус переработки сбросных вод; *21* — гараж и мойка транспортных схем; *22* — склад химреагентов; *23* — ресиверы водорода; *24* — склад свежего топлива; *25* — ацетилено-генераторная станция; *26* — склад дизельного топлива; *27* — склад графита; *28* — открытая площадка с козловыми кранами

щадки и в суровых климатических условиях (на Крайнем Севере). Помещения закрытых распределительных устройств выполняются без окон и не отапливаются.

Вход на электростанцию, а также объединенный вспомогательный служебный корпус располагается со стороны постоянного торца и соединяется с главным корпусом закрытыми пешеходными галереями, сооружаемыми на уровне основного обслуживания агрегатов (8—12 м) так, чтобы обеспечивалось удобное сообщение по автодорогам в пределах территории станции.

На станциях мощностью 600 МВт и более создают собственную электролизную установку, обеспечивающую водородом системы охлаждения генератора.

На рис. 6.35—6.38 приведены примеры генпланов ТЭС и АЭС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антикайн П. А.** Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. М.: Энергия, 1980.

2. **Антонянц Г. Р., Черников В. П., Райфельд О. Ф.** Топливно-транспортное хозяйство тепловых электростанций. М.: Энергия, 1977.

3. **Воронин Л. М.** Особенности проектирования и сооружения АЭС. М.: Энергоиздат, 1980.

4. **Гельтман А. Э., Будняцкий Д. М., Апатовский Л. Е.** Блочные конденсационные электростанции большой мощности. М.—Л.: Энергия, 1964.

5. **Доллежаль Н. А., Емельянов И. Я.** Канальный уран-графитовый реактор. М.: Энергоиздат, 1980.

6. **Имбрицкий М. И.** Справочник по арматуре тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981.

7. **Инструкция** по эксплуатации систем гидрозолоудаления тепловых электростанций. М.: Изд-во СЦНТИ ОРГРЭС, 1972.

8. **Каталог-справочник** 5-77. Арматура энергетическая. М.: НИИЭинформэнергомаш, 1977.

9. **Котов Ю. В., Кротов В. В., Филиппов Г. А.** Оборудование атомных электростанций. М.: Машиностроение, 1982.

10. **Маргулова Т. Х.** Атомные электрические станции. М.: Высшая школа, 1984.

11. **МУ 34-70-053-83.** Методические указания по расчету и проектированию аэрожелобов для транспортирования золы. М.: Союзтехэнерго, 1983.

12. **ОПБ-82.** Общие положения обеспечения безопасности атомных станций при проектировании, сооружении и эксплуатации. М.: Атомная энергия, 1983. Т. 54. Вып. 2. С. 151—160.

13. **ОСТ 108.275.24-80** до ОСТ 108.386.02-80. Опоры станционных и турбинных трубопроводов тепловых и атомных электростанций. Типы, конструкция, размеры, технические требования. М.: Отраслевой стандарт Минэнергомаша, 1980.

14. **ОСТ 108.275.51-80** до ОСТ 108.764.01-80. Сборочные единицы и детали подвесок станционных и турбинных трубопроводов тепловых и атомных электростанций. Типы, основные параметры, конструкция, размеры и технические требования. М.: Отраслевой стандарт Минэнергомаша, 1980.

15. **ОСТ 108.030.-101-76** до ОСТ 108.839.101-76. Трубопроводы атомных электростанций с реактором типа РБМК-1000. Детали и блоки трубопроводов из стали марки 08Х18НТ с условным проходом 100—300 на давление $p_y = 4$ МПа. Конструкция и размеры. М.: Отраслевой стандарт Минэнергомаша, 1976.

16. **ОСТ 108.320.102-78.** Трубы бесшовные из углеродистых и кремнемарганцовистых сталей для трубопроводов тепловых электростанций. Сортамент. М.: Отраслевой стандарт Минэнергомаша, 1978.

17. **ОСТ 108.320.103-78.** Трубы бесшовные из хромомолибденованадиевых сталей для паропроводов тепловых электростанций. Сортамент. М.: Отраслевой стандарт Минэнергомаша, 1978.

18. **ОСТ 108.030.123-77.** Фасонные детали, сварные узлы и сборочные единицы станционных и турбинных трубопроводов из сталей аустенитного класса для атомных электростанций. Общие технические условия. М.: Отраслевой стандарт Минэнергомаша, 1977.

19. **ОСТ 108.030.124-77.** Фасонные детали, сварные узлы и сборочные единицы станционных и турбинных трубопроводов из сталей перлитного класса для атомных электростанций. Общие технические условия. М.: Отраслевой стандарт Минэнергомаша, 1977.

20. **Пакет** программ для расчета прочности трубопроводных систем энергоустановок/Д. Л. Костовецкий, А. М. Рейнов, В. М. Сергеева, Н. И. Якубович//Тр. Центр. котло-турб. ин-та. Вып. 210, 1984. С. 65—71.

21. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. М.: Энергия, 1977.

22. **Промышленная** трубопроводная арматура: Каталог-справочник. М.: ЦИНТИХимнефтемаш. Ч. II, 1977.

23. **Промышленная** трубопроводная арматура: Каталог-справочник. М.: ЦИНТИХимнефтемаш. Ч. III, 1978.

24. **Правила** устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды. М.: Недра, 1973.

25. **Расчет** и конструирование трубопроводов: Справочное пособие/Под ред. Б. В. Зверькова. Л.: Машиностроение, 1979.

26. **Рекомендации** по аэродинамическому расчету вакуумных систем пневмозолоудаления. Л.: ВНИИГ, 1977.

27. **Рекомендации** по гидравлическому расчету систем напорного гидротранспорта золошлаковых материалов. Л.: ВНИИГ, 1977.

28. **РТМ 24.038.12-72.** Выбор упругих опор для трубопроводов тепловых и атомных электростанций. Руководящий технический материал Минэнергомаша. М.: 1972.

29. **Рыжкин В. Я.** Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1987.

30. **СНиП II-37-76.** Нормы проектирования. Газоснабжение. Внутренние и наружные устройства. М.: Стройиздат, 1977.

31. **СП-АЭС-79-М.** Санитарные правила проектирования и эксплуатации атомных станций. М.: Энергоиздат, 1981.

32. **Стерман Л. С., Шарков А. Т., Тевлин С. А.** Тепловые и атомные электростанции. М.: Энергоатомиздат, 1982.

33. **Фарфаровский Б. С., Фарфаровский В. Б.** Охладители циркуляционной воды тепловых электростанций. М.: Энергия, 1972.

34. **Нормы** технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей. М.: Энергоиздат, 1981.

35. **Нормы** технологического проектирования атомных электрических станций. М.: Энергоиздат, 1981.

РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ
ВОДНЫЙ РЕЖИМ, ХИМИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ И ОБРАБОТКА ВОДЫ НА ТЭС И АЭС

7.1. ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ВОДЫ

Грубодисперсные примеси (ГДП) в природных водах присутствуют в виде суспензий песка, глины; в котловой и обрабатываемой воде — в виде шлама, состоящего из $CaCO_3$, $Mg(OH)_2$, Fe_3O_4 и др. Концентрация их определяется фильтрованием через бумажный фильтр с подсушиванием при 105—110 °С до постоянной массы или косвенным методом по прозрачности воды (по «шрифту» или «кресту») [2].

Солесодержание — суммарная концентрация в воде катионов и анионов, мг/кг или мкг/кг, подсчитанная по общему ионному составу. Для характеристики и контроля воды и конденсатов с малым солесодержанием при отсутствии растворенных газов CO_2 и NH_3 часто используется показатель — *удельная электрическая проводимость*. Конденсат с солесодержанием около 0,6 мг/кг имеет удельную электропроводимость 1 мкСм/см (10^{-4} См/м).

Жесткость воды общая $Ж_о$, мг-экв/кг или мкг-экв/кг *, — суммарная концентрация ионов кальция (*кальциевая жесткость*) и магния (*магниевая жесткость*)

$$Ж_о = Ж_{Ca} + Ж_{Mg}.$$

Часть общей жесткости (в предельном случае вся), эквивалентная концентрации бикарбонат-ионов, называется *карбонатной жесткостью* $Ж_к$, разность между общей и карбонатной жесткостью является *некарбонатной жесткостью* $Ж_{нк}$:

$$Ж_о = Ж_к + Ж_{нк}.$$

Щелочность воды общая $Щ_о$, мг-экв/кг, — сумма концентраций находящихся в растворе анионов слабых кислот и ионов гидроксила за вычетом ионов водорода; $Щ_о = Щ_г + Щ_б + Щ_к + Щ_ф + Щ_с + \ldots - C_{H^+}$, где $Щ_г$, $Щ_б$, $Щ_к$, $Щ_ф$, $Щ_с$ — щелочность гидратная, бикарбонатная, карбонатная, фосфатная, силикатная и т. д.; C_{H^+} — концентрация ионов водорода.

В природных водах, как правило, в заметных количествах присутствует только бикарбонат-ионы, поэтому для них характерно равенство $Щ_о = Щ_б$.

Кремнесодержание, мг/кг (мкг/кг), характеризует общую концентрацию в воде кремнийсодержащих соединений, присутствующих в виде ионов и коллоидов, выраженных условно в пересчете на SiO_2 или SiO_3^{2-}.

Окисляемость воды выражается расходом сильного окислителя (обычно $KMnO_4$), необходимого для окисления в стандартных условиях органических примесей, содержащихся в 1 кг воды, и выражается в массовых единицах $KMnO_4$ или O_2, эквивалентного расходу перманганата калия, мг/кг.

Показатель концентрации водородных ионов (pH) воды характеризует реакцию воды (кислая, щелочная, нейтральная) и учитывается при всех видах обработки воды (подробнее о pH — см. кн. 1 п. 7.3.4).

Растворенные газы (O_2, CO_2, N_2) присутствуют в воде в результате растворения при контакте воды с атмосферным воздухом. В природной воде содержание O_2 достигает 10 мг/кг, N_2 15 мг/кг (подробнее о равновесии в системе газ — вода см. кн. 1 п. 7.3.1).

При проектировании водоподготовительных установок необходимо иметь ежемесячные данные об изменении за последние 3 года основных показателей качества воды. Химические анализы некоторых источников водоснабжения (табл. 7.1) служат для ориентировочной проверки присылаемых с мест данных и проведения технико-экономических расчетов и обоснований.

В качестве исходной воды для водоподготовки на электростанциях, кроме вод поверхностных источников, могут использоваться также воды артезианских скважин, воды прямоточных и циркуляционных систем охлаждения конденсаторов турбин и очищенные сточные воды.

Проверка правильности анализа воды производится по условию электронейтральности $\left(\sum K_т = \sum A_н\right)$, при этом суммы эквивалентных концентраций катионов и анионов должны быть равны или отличаться не более чем на 1 %.

* Миллиграмм-эквивалентом и микрограмм-эквивалентом называют количество вещества в миллиграммах (микрограммах), отвечающее его эквивалентной массе, которая вычисляется делением молекулярной массы на валентность (подробнее о выражении концентраций — см. § 7.2 кн. 1).

Таблица 7.1. **Ориентировочный состав примесей некоторых источников водоснабжения [6]**

Источник водоснабжения	Грубодисперсные вещества, мг/кг	Окисляемость, мг O_2/кг	Щелочность, мг-экв/кг	Жесткость, мг-экв/кг		Содержание ионов, мг/кг								
				карбонатная	общая	Ca^{2+}	Mg^{2+}	$Na^+ + K^+$	Fe^{2+}	HCO_3^-	SO_4^{2-}	Cl^-	NO_3^-	SiO_3^{2-}
Реки														
Амур	16	—	0,5	0,5	0,5	6	2,4	1,6	—	30,5	5,6	2	1,6	14
Амударья	—	—	2,4	2,4	4,7	66,7	16,7	32,2	48	146,4	49	110,2	0,3	—
Ангара	2	—	1,2	1,1	1,1	17,2	2,9	11,0	—	73,2	8,1	2	—	5,6
Белая	7	—	5,8	5,8	12,4	232,4	9,7	9,2	0,2	354	321,6	11,2	—	—
Волга	10	8,2	3,3	3,3	3,3	48	10,9	25	—	201	49	7,8	—	—
Днепр	—	15	3,9	3,9	4,2	60,1	14,6	61,6	6	238	105	31,6	—	5
Дон	2,8	3,5	3,8	3,8	8,6	110	33,3	146	0,08	232	291	182	0,9	—
Енисей	9	—	2,3	2,3	2,6	37	9,1	6,9	—	140	10,1	3,2	—	11,4
Иртыш	—	—	2,3	2,3	2,4	30,2	10,8	39	—	140	41,5	19	2,8	9,7
Кама	5	—	1,4	1,4	3,6	63,6	5,1	43,7	—	85,4	14,8	125	—	102
Москва	—	—	2,2	2,2	2,8	40	9,8	—	—	131	19,2	9	—	1,5
Ока	144	—	5,15	5,15	8,1	92	19	33,5	—	314	62	24	—	10
Урал	34	—	3,8	3,8	6,2	108	9,7	110	—	234,2	107	170	—	9,1
Моря														
Каспийское	—	—	3,2	3,2	86	325	857	3 684	—	195	3 513	6 017	—	—
Черное	—	—	3,2	3,2	70,6	253	697	5 795	—	198	1 440	10 320	—	—
Океан	—	—	2,3	2,3	128,4	408	1 297	11 151	—	143	2 701	19 353	—	—
Озера														
Байкал	—	—	1,12	1,12	1,43	21,3	4,3	0,3	—	68,3	6,4	3,5	—	—
Балхаш	—	—	3,17	3,17	10,7	38,7	106	331	—	194	572	345	—	10,1

7.2. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОДНО-ХИМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ, НОРМИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА ВОДЫ И ПАРА ДЛЯ КОТЛОВ, ПАРОГЕНЕРАТОРОВ, РЕАКТОРОВ, РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ И СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ

7.2.1. НОРМИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА ВОДЫ И ПАРА БАРАБАННЫХ И ПРЯМОТОЧНЫХ КОТЛОВ

Правилами технической эксплуатации электростанций [16] установлены нормы качества пара и воды, которые служат руководством при эксплуатации, обеспечивая надежную и экономичную работу оборудования. В табл. 7.2 и 7.3 приведены нормы качества питательной воды и пара для барабанных котлов ТЭС *.

Нормы качества котловой воды и режим продувок устанавливаются на основе теплохимических испытаний, причем расход непрерывной продувки барабанных котлов поддерживается в следующих пределах: для стационарного режима при обработке добавочной воды методами химического или термического обессоливания — не более 1 и не менее 0,5 % паропроизводительности, а при восполнении потерь умягченной водой — не более 3 и не менее 0,5 %.

Фосфатирование котловой воды с подачей раствора в барабан может осуществляться *по щелочно-солевому* (*фосфатно-щелочному*) режиму или режиму *чисто фосфатной щелочности* при добавке обессоленной воды или дистиллята испарителей (табл. 7.4) [7]. При щелочно-солевом режиме содержание свободного едкого натра (щелочность котловой воды по фенолфталеину больше 50 % ее общей щелочности)

* Нормы качества воды и пара в упомянутых и последующих таблицах и в тексте по содержанию соединений натрия, железа и меди даны в пересчете соответственно на Na, Fe, Cu; кремниевой кислоты — в пересчете на SiO_2; фосфатов — в пересчете на PO_4; значения $\varkappa$ и pH приведены при 25 °С.

Таблица 7.2. **Предельные нормы качества питательной воды барабанных котлов с естественной циркуляцией [16]**

Нормируемый показатель	Давление, МПа			Примечание
	до 4,0	4,0—10,0	более 10,0	
Общая жесткость, мкг-экв/кг	5	3	1	На жидком топливе
	10	5	1	На других видах топлива
Содержание кремния, мкг/кг	—	80 *1	40	ГРЭС и отопительные ТЭЦ
		По данным испытаний	120	ТЭЦ с производственным отбором пара
Содержание кислорода за деаэратором, мкг/кг	20	20	10	—
Соединения железа, мкг/кг	100	50	20	На жидком топливе
	200	100	30 *2	На других видах топлива
Соединения меди, мкг/кг	10 *3	10	5	На жидком топливе
	20 *3	20	5	На других видах топлива
Содержание масел и нефтепродуктов, мг/кг	1	0,3	0,3	—
Содержание гидразина, мкг/кг		20—60 *4		Перед экономайзером
pH (при 25 °С)		9,1±0,1		—
Свободная CO_2		Отсутствует		—
Аммиак, мкг/кг		1000		—
Нитраты и нитриты, мкг/кг		20		Для давления более 6,0 МПа
Нитриты, мкг/кг		20		Для давления менее 6,0 МПа
Свободный сульфит, мг/кг		2		При сульфитировании

*1 Начиная с давления 7,0 МПа.
*2 Для давления более 14,0 МПа — 20мкг/кг.
*3 Нормируется, начиная с давления 3,0 МПа.
*4 В периоды пуска и останова по условиям пассивации допускается более высокое содержание, но не более 3000 мкг/кг.

Таблица 7.3. **Предельные нормы качества пара для барабанных котлов [16]**

Нормируемый показатель	Давление, МПа			Примечание
	до 4,0	4,0—10,0	более 10,0	
Соединения натрия, мкг/кг	60	15	10	ГРЭС и отопительные ТЭЦ
	100	25	15	ТЭЦ с производственным отбором пара
Кремниевая кислота, мкг/кг	—	15 *	15	Для ГРЭС
	—	25 *	25	Для ТЭЦ всех типов

* Начиная с давления 7,0 МПа.

не должно превышать 20 % общего солесодержания котловой воды, включая фосфаты. Это требование связывают с понятием *относительная щелочность*.

$$Ш_{отн} = \frac{Щ_{общ} \cdot 40 - 0{,}84PO_4^{3-}}{c_{к.в}}, \quad (7.1)$$

где $Щ_{общ}$ — общая щелочность воды котла, мг-экв/кг; PO_4^{3-} — избыток фосфатов в котловой воде, мг/кг; $c_{к.в}$ — солесодержание котловой воды, мг/кг, определяемое как прокаленный остаток при добавках химически очищенной воды или по содержанию натрия пересчетом на сернокислый натрий для котлов, питающихся с добавкой обессоленной воды или дистиллята испарителей.

При режиме чисто фосфатной щелочности должно выдерживаться соотношение

$$Щ_{общ} \cdot 40 = 0{,}84PO_4^{3-}. \quad (7.2)$$

Для барабанных котлов давлением 3,9—11 МПа на газообразном топливе, на которых при фосфатировании возникает необходимость проведения химических очисток чаще 1 раза в три года, и для высоконапряженных котлов на жидком топливе целесообразно использование трилонной обработки котловой воды взамен фосфатирования с сохранением дозировки в питательную воду гидразина и аммиака [20]. Ввод раствора трилона Б, предварительно подщелоченного до pH = 8,8÷9,0, производится в трубопровод питательной воды за регулирующим клапаном с помощью зонда в середину потока на прямом участке трубопровода на максимально возможном удалении от экономайзера.

Концентрация трилона Б в питательной воде, мг/кг, рассчитывается по формуле:

$$c_{тр} = (186Ж_{п.в} + 6{,}7Fe_{п.в} + 6{,}0Cu_{п.в}) \cdot 10^3, \quad (7.3)$$

где $Ж_{п.в}$ — общая жесткость питательной воды, мгк-экв/кг; $Fe_{п.в}$, $Cu_{п.в}$ — концентрация железа и меди в питательной воде, мкг/кг.

Для прямоточных котлов сверхкритических параметров (СКП) при ПНД с трубками из латуни применяются *щелочные*, а при ПНД с трубками из коррозионно-стойкой стали — *нейтральные* водные режимы. К первым относятся *гидразинно-аммиачный* режим (в питательную воду дозируются аммиак и гидразин), *комплексонный* режим (в питательную воду дозируются аммиак, гидразин и комплексон) и *гидразинный* режим с дозированием его перед одним из ПНД; ко вторым от-

Таблица 7.4. **Режимы фосфатирования котловой воды [16]**

Показатель качества котловой воды	Схема			Относительная щелочность, %	Примечание
	без ступенчатого испарения	со ступенчатым испарением			
		Чистый отсек	Соленый отсек		
Избыток PO_4^{3-}, мг/кг	5—15	2—6	< 30	⩽ 20	На жидком топливе
			< 50		На остальных видах топлива
Показатель pH	9,5—10,4	⩾ 9,3	⩽ 10,7	—	—

Таблица 7.5. **Предельные нормы и рекомендуемые показатели качества питательной воды прямоточных котлов сверхкритических параметров [7]**

Показатель качества питательной воды	Водные режимы				
	гидразинно-аммиачный	комплексонный	гидразинный (без аммиака)	нейтральный *1 с дозированием	
				газообразного кислорода (воздуха)	раствора перекиси водорода
Общая жесткость, мкг-экв/кг	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Удельная электрическая проводимость, мкСм/см (10^{-4} См/м)	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2
Соединения натрия, мкг/кг	5	5	5	5	5
Соединения железа, мкг/кг	10	10	10	10	10
Соединения меди, мкг/кг	5	5	5	5	5
Растворенный кислород, мкг/кг	10	10	10	200—400 *2	200—400 *3
Кремниевая кислота, мкг/кг	15	15	15	15	15
pH	9,1±0,1 *4	9,1±0,1 *4	7,7±0,2	6,9—7,3 *5	6,9—7,3 *5
Избыток гидразина, мкг/кг	20—60	20—60	по pH	—	—
Концентрация ЭДТК, мкг/кг	—	60—80 *6	—	—	—
Масло	Следы	Следы	Следы	Следы	Следы

*1 Только при ПНД с трубками из коррозионно-стойкой стали.
*2 Вводится в турбинный конденсат.
*3 В пересчете на O_2.
*4 За счет дозирования аммиака в питательную воду, но не более 1000 мкг/кг.
*5 За счет подбора соотношения катионита и анионита в БОУ или дозирования аммиака после БОУ.
*6 Уточняется расчетом, исходя из стехиометрических соотношений по составу питательной воды.

носят режимы с дозированием в конденсат *газообразного* кислорода, *воздуха* или *раствора перекиси водорода*. Предельные нормы качества питательной воды и рекомендуемые показатели для этих режимов при стабильной эксплуатации приведены в табл. 7.5. При этом в связи с прямоточностью котлов сверхвысоких параметров нормирование перегретого пара не требуется [7].

7.2.2. НОРМИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА КОНТУРНЫХ ВОД АЭС РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Нормирование водного режима АЭС различных типов осуществляется на основании отраслевых стандартов [13, 14]. Эксплуатационные нормы качества теплоносителя реакторов РБМК при использовании бескоррекционного водного режима приведены в табл. 7.6, при этом качество питательной воды одноконтурных АЭС поддерживается таким же, как для прямоточных котлов при нейтральном вод-

Таблица 7.6. **Предельные нормы водного режима реакторов РБМК одноконтурных АЭС**

Показатель качества воды реактора РБМК	Нормируемое значение
Общая жесткость, мкг-экв/кг	10
Хлориды, мкг/кг	50
Фториды, мкг/кг	50
Кремниевая кислота, мкг/кг	1000
Соединения меди, мкг/кг	20
pH	6,5—8,0
Радиоактивно-загрязняющие примеси, Бк/кг (Ки/кг)	$3{,}7 \cdot 10^6$ (10^{-4})

Таблица 7.7. Показатели смешанного аммиачно-калиевого режима реактора ВВЭР при борном регулировании

Показатель качества воды реактора ВВЭР	Нормируемое значение	Примечание
pH	5,7—10,2	В зависимости от концентрации борной кислоты
Борная кислота, г/кг	До 16,0	В зависимости от технологического, ядерно-энергетического режима работы реактора
Калий, литий и натрий суммарно, мг-экв/кг	0,05—0,35	Для поддержания pH не менее 5,7 при любых требуемых концентрациях борной кислоты
Аммиак, мг/кг	5,0	Но не более концентрации, при которой содержание водорода превышает 60 см³/кг
Водород, см³/кг	30—60	—
Кислород, мг/кг	0,01	—
Хлориды, мг/кг	0,1	—
Продукты коррозии, мг/кг:		
при стационарном режиме	0,2	—
при переходных режимах	1,0	—

ном режиме. Предельные концентрации примесей в воде реакторов ВВЭР представлены в табл. 7.7. Концентрация водорода, обеспечивающая поддержание кислорода на уровне менее 0,01 мг/кг, создается путем введения в контур аммиака, из которого образуется водород за счет разложения аммиака под действием излучения реактора по схеме:

$$2NH_3 \rightleftarrows 3H_2 + N_2.$$

При разложении 1 мг аммиака образуется 2 см³ водорода.

Необходимое значение pH воды 1-го контура создается при смешанном аммиачно-калиевом режиме за счет введения в контур едкого кали, а также за счет образующегося из бора под действием нейтронного потока ^7Li и попадающих в контур с подпиточной водой ионов натрия.

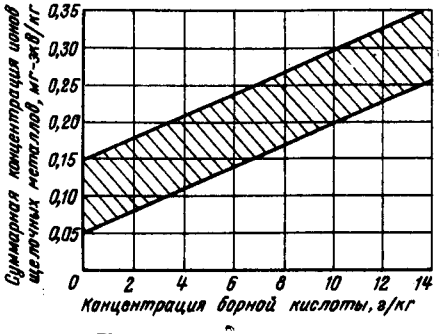


Рис. 7.1. Предельные суммарные концентрации ионов щелочных металлов в воде реактора ВВЭР

Суммарная концентрация этих ионов должна поддерживаться в контуре на уровне, зависящем от содержания борной кислоты (рис. 7.1).

Качество питательной и продувочной воды горизонтальных парогенераторов АЭС с ВВЭР, поверхность теплообмена которых выполнена из сталей типа 12Х18Н9Т, при работе в установившемся режиме приведено в табл. 7.8.

Таблица 7.8. Предельные нормы качества питательной и продувочной воды горизонтальных парогенераторов АЭС с ВВЭР [16]

Нормируемый показатель	Питательная вода	Продувочная вода
Общая жесткость, мкг-экв/кг	0,5	—
Хлориды, мкг/кг	—	1000
Кремниевая кислота, мкг/кг	25	5000
Соединения железа, мкг/кг	20	—
Соединения меди, мкг/кг	10	—
Кислород перед деаэратором, мкг/кг	30	—
Кислород после деаэратора, мкг/кг	10	—
Показатель pH (при 25 °C)	9,1±0,1	—
Избыток гидразина, мкг/кг	20—60	—
Масла и тяжелые нефтепродукты (до конденсатоочистки) не более, мг/кг	0,1	—

Для парогенераторов АЭС с ВВЭР применяется также очистка «на ходу» при непрерывной дозировке комплексонов в питательную воду [8].

7.2.3. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОДНО-ХИМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ЭНЕРГОБЛОКОВ ТЭС И АЭС

Для поддержания нормируемых показателей водно-химического режима мощных энергоблоков ТЭС и АЭС применяются:

1) предпусковая подготовка оборудования [23];

2) постоянная продувка контуров циркуляции при установившихся режимах и усиленная продувка во время переходных режимов;

3) обессоливание потока турбинного конденсата;

4) обессоливание и обескремнивание добавочной воды;

5) деаэрация турбинного конденсата и питательной воды (исключая режимы с дозировкой кислородсодержащих соединений);

6) автоматическая дозировка добавок, корректирурщих водный режим;

7) проведение эксплуатационных отмывок (дезактивации) оборудования;

8) консервация оборудования во время простоев [17];

9) антикоррозионное покрытие оборудования конденсатно-питательного тракта.

Для оборудования контуров, полностью изготовленных из коррозионностойких сплавов, предпусковая подготовка оборудования включает: тщательное соблюдение мер предосторожности от попадания загрязнений при монтаже; индивидуальную промывку каждого технологического узла (канала) обессоленной водой; промывку контуров обескислороженной обессоленной водой с доведением качества воды до пусковых норм; горячую промывку контура при температуре 150—160 °С с периодической максимальной продувкой и подпиткой добавочной водой.

При эксплуатации АЭС отложения радиоактивно-загрязняющих примесей на поверхности оборудования и помещений затрудняют обслуживание и ремонт. Тип применяемых для дезактивации растворов, последовательность их использования, температурные условия выбирают на основе коэффициентов дезактивации, степени коррозионного воздействия на основные конструкционные материалы, количества образующихся сбросных радиоактивных вод, возможности концентрирования активности, стоимости реагентов. Наибольший эффект дезактивации достигается при одновременном воздействии химических и физических факторов (паровая эмульсия с дезактивирующим раствором, ультразвук, анодное травление). Одним из возможных является многостадийный процесс дезактивации [22, 23].

Для оборудования ТЭС и АЭС, полностью или частично изготовленного из сталей перлитного класса, обязательна предпусковая химическая очистка, проводимая по технологии, приведенной в [22].

Эксплуатационные химические очистки прямоточных котлов проводят для удаления железооксидных отложений, составляющих до 98 % общего количества отложений, раствором двузамещенной аммонийной соли ЭДТК концентрацией 0,03—0,05 %. Промывку осуществляют пониточно с расходом обессоленной воды, нагретой в деаэраторе до 150 °С, около 150 т/ч, в которую насосом-дозатором впрыскивают 30 %-ный раствор реагента в количестве 150—200 кг/ч. Длительность промывки со-

Таблица 7.9. **Рекомендуемые критерии оценки надежности работы блока СКП, определяемые качеством водно-химического режима [5]**

Показатель работы блока	Допустимое значение
Относительный занос проточной части ЦВД турбины, %	3,0
Скорость роста температуры наружной стенки труб НРЧ, °С/ч	5/1000
Температура наружной стенки труб НРЧ, °С	545
Загрязненность внутренними отложениями поверхности НРЧ, г/м²	300 (газ, уголь) 150 (мазут)
Скорость равномерной коррозии стальных поверхностей оборудования и трубопроводов водоконденсатного тракта, мг/(м²·ч)	25
Скорость язвенной коррозии поверхностей нагрева в течение 5 лет, мм/год	0,05
Скорость эрозии, мкм/ч, конструкционных материалов-эталонов при скорости щелевого потока воды 120—130 м/с:	
углеродистой стали 20	0,04
хромоникелевой стали типа 12Х18Н9Т	0,01
низколегированной стали типа 12Х1МФ	0,15
латуни типа Л68	0,8
Присос охлаждающей воды в конденсаторе, %	0,003
Степень поглощения загрязнений конденсата на механических и ионитных фильтрах, %	50—70

ставляет 4—6 ч при удельной загрязненности поверхности 150—300 г/м².

При эксплуатационных очистках барабанных котлов от карбонатных, железооксидных и железофосфатных отложений, содержащихся в количествах, превышающих 400 г/м², промывку контуров проводят ингибированной соляной кислотой [22]. Для котлов высоких и сверхвысоких параметров она завершается пассивацией, для котлов с давлением ниже 10 МПа пассивация необходима при последующем длительном простое. Так как использование соляной кислоты недопустимо для частей котла, выполненных из аустенитной стали, склонной к коррозии под напряжением, очистка соляной кислотой котлов СКД допустима для поверхностей нагрева до встроенной задвижки. Для промывки последующего тракта необходимо использование композиции или органических кислот [22].

При эксплуатации основного оборудования ТЭС СКП оценка эффективности водно-химического режима производится по критериям, характеризующим его надежность и рациональность (табл. 7.9).

7.2.4. НОРМИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА ВОДЫ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ И ОХЛАЖДАЮЩИХ СИСТЕМ

Водно-химический режим тепловой сети и систем охлаждения конденсаторов должен обеспечить работу систем без повреждений и снижения экономичности, вызванных отложениями, коррозией и образованием шлама. Для этой цели качество воды для подпитки тепловых сетей должно удовлетворять требованиям, приведенным в табл. 7.10.

В дополнении к нормируемому значению карбонатного индекса в подпиточной воде должна отсутствовать свободная углекислота, значение pH должно поддерживаться в пределах 8,8—9,0 для *открытых* систем теплоснабжения и в пределах 8,3—9,5 для *закрытых* систем, концентрация кислорода не должна превышать 50 мкг/кг, взвешенных веществ 5 мг/кг, а содержание веществ, экстрагируемых эфиром (масла и др.), 1 мг/кг. Качество подпиточной воды открытых систем теплоснабжения должно удовлетворять требованиям ГОСТ 2874-83 «Вода питьевая», а при использовании для ее коррекционной обработки силикатов их содержание не должно превышать 30 мг/кг. Использование продувочной воды паровых котлов для подпитки тепловой сети не рекомендуется.

Качество *сетевой* воды тепловых сетей по карбонатному индексу должно соответствовать качеству подпиточной воды для открытой тепловой сети. Среди остальных аналогично нормируемых показателей,

Таблица 7.10. Предельные нормы качества воды для подпитки тепловых сетей

Тип установленного оборудования	Температура сетевой воды, °С	Карбонатный индекс $И_К$*	
		для открытой системы	для закрытой системы
Водогрейные котлы	70—100	3,2	3,0
	101—120	2,0	1,3
	121—130	1,5	1,2
	131—140	1,2	1,0
	141—150	0,8	0,5
Сетевые подогреватели	70—100	4,0	3,5
	101—120	3,0	2,5
	121—140	2,5	2,0
	141—150	2,0	2,0
	151—200	1,0	0,5

* $И_К$ — предельное значение произведения общей щелочности и кальциевой жесткости воды, выше которого протекает карбонатное накипеобразование с интенсивностью более 0,1 г/(м²·ч), (мг-экв/кг)².

исключая $c_{O_2} = 20$ мкг/кг, и расширения диапазона $pH_{отк}$ до 8,3—9,0 вводится нормирование концентрации железа, равной 0,3 мг/кг для открытых сетей и 0,5 мг/кг для закрытых.

Выбор схемы подготовки подпиточной воды тепловых сетей должен производиться исходя также из требований растворимости сульфата кальция при максимальной температуре сетевой воды.

В системах охлаждения конденсаторов и других теплообменников при нагревании охлаждающей воды происходит термический распад бикарбонатов $\left(2HCO_3^- \longrightarrow \longrightarrow CO_3^{2-} + CO_2 + H_2O\right)$, определяющий возможность выпадения $CaCO_3$ на теплопередающих поверхностях, и создаются благоприятные условия для биологического обрастания. В оборотных системах охлаждения с градирнями достигается пересыщение охлаждающей воды по карбонату кальция за счет концентрирования всех солей и удаления углекислоты в градирнях. Наличие отложений приводит к ухудшению теплообмена и вакуума в конденсаторах, требует проведения периодических химических очисток конденсаторов. При обработке охлаждающей циркуляционной воды должны выполняться следующие требования: содержание активного хлора на выходе из конденсатора не должно превышать 0,3—0,5 мг/кг, при обработке воды замкнутых систем содержание $CuSO_4$ должно поддерживаться в пределах 3—

Таблица 7.11. **Методы определения некоторых примесей воды и пара, их погрешность и минимально определяемое значение [22]**

Определяемый показатель	Применяемый метод	Возможная погрешность определения	Минимально определяемое значение
Сухой остаток	Выпаривание (массовый)	±1 мг/кг	2—3 мг/кг
Солесодержание — электрическая проводимость	Кондуктометрический без упаривания	±2 мг/кг	5 мг/кг
То же	Кондуктометрический с упариванием	±0,03 мг/кг	0,05 мг/кг
Концентрация ГДП (шлама)	Фильтрование (массовый)	±1 мг/кг	2—3 мг/кг
Прозрачность	Визуальный — по «шрифту»	±1÷2 см	Не более 30 см
Окисляемость перманганатная	Объемный (титрованием)	±0,25 мг/кг	0,5 мг/кг
Концентрация:			
масел-нефтепродуктов	Массовый с экстракцией	±1 мг/кг	2—3 мг/кг
	Колориметрический с экстракцией	±0,1 мг/кг	0,5 мг/кг
кислорода	Объемный (титрованием)	±0,05 мг/кг	0,1 мг/кг
	Колориметрический (лейкометрический)	±0,001 мг/кг	0,002 мг/кг
хлора свободного	Колориметрический	±0,02 мг/кг	0,05 мг/кг
жесткость	Объемный (титрованием)	±1 мкг-экв/кг	3 мкг-экв/кг
Щелочность	Объемный	±0,2 мкг-экв/кг	8,0 мкг-экв/кг
pH	Потенциометрический	±0,05	—
Концентрация:			
натрий-иона	Пламефотометрический	±1 мкг/кг	2 мкг/кг
аммоний-иона	Колориметрический	±20 мкг/кг	50 мкг/кг
гидразина	»	±2 мкг/кг	2 мкг/кг
алюминия	»	±20 мкг/кг	50 мкг/кг
железа	»	±5 мкг/кг	10 мкг/кг
	Колориметрический с концентрированием	±2 мкг/кг	5 мкг/кг
меди	»	±2 мкг/кг	5 мкг/кг
кремниевой кислоты растворенной	Колориметрический	±5 мкг/кг	10 мкг/кг
фосфат-иона	»	±0,05 мг/кг	0,1 мг/кг
хлорид-иона	Колориметрический	±0,03 мг/кг	0,05 мг/кг
	Объемный (титрованием)	±0,5 мг/кг	1,0 мг/кг
сульфат-иона	Колориметрический	±0,5 мг/кг	1,0 мг/кг
сульфидов	Визуально-колориметрический	±0,1 мг/кг	0,1 мг/кг
нитрат-иона	Колориметрический	±0,2 мг/кг	0,5 мг/кг
нитрит-иона	»	±1 мкг/кг	1 мкг/кг

Таблица 7.12. **Характеристика лабораторных аналитических приборов**

Прибор	Характеристика
pH-метр-милливольтметр, pH-340	Пределы измерения: pH = 1 ÷ 14 (погрешность ±0,05); pNA = 1 ÷ 3 ед.; ЭДС = 100 ÷ 1400 мВ; потребляемая мощность 40 В·А
Многопредельный pH-метр, pH-262	Пределы измерения 0—14 ед. с 14 поддиапазонами

Продолжение табл. 7.12

Прибор	Характеристика
Фотометрический колориметр (нефелометр) ФЭК-56 (ФЭК-М)	Оптическая плотность 0—1,3 (светопропускание от 100 до 25 %), погрешность ±1 %; длина волн 313—577 мм
То же ФЭК-60, КФК-2М	То же, длина волн 360—1000 мм
Спектропламефотометр ПАЖ-2	Нижний предел измерения для Na^+, K^+, Li^+, 0,01 мг/кг Ca^{2+} 0,5 мг/кг, верхний предел измерения Na^+, K^+ Li^+, Ca^{2+} 50 мг/кг
Кондуктометр КЛ-1-2	Температурная компенсация 15—40 °С; диапазон измерений: 0—1000, 10^3—10^6 мкСм/см
Лабораторный кондуктометр ПК	Переносной, ЦЛЭМ Тулэнерго, диапазон измерений 0,04—10 мкСм/см
Хлоридомер ЛТИ-ЦКТИ	Пределы измерения: 0—150, 0—450 мкг/кг, погрешность соответственно ±7 и ±4 %, температура термостатирования (20±0,2) °С

6 мг/кг, фосфатов в пересчете на PO_4^{3-} — от 2,0 до 2,7 мг/кг, оксиэтилидендифосфоновой кислоты (ОЭДФК) — от 0,25 до 2,0 мг/кг [13, 14]. При подкислении щелочной буфер должен составлять не менее 0,5 мг-экв/кг в обрабатываемой воде, а щелочность охлаждающей воды — не ниже 2,0 мг-экв/кг. Отметим, что применение ОЭДФК позволяет повысить предельную карбонатную жесткость циркуляционной воды до 7,5 мг-экв/кг и характеризуется снижением расхода по сравнению с подкислением в 100—200 раз, а по сравнению с применением неорганических полифосфатов — в 5—10 раз.

Методы и схемы обработки воды охлаждающих систем для предотвращения биологических обрастаний (хлорирование, купоросирование и др.), карбонатных отложений (подкисление, рекарбонизация, фосфатирование и др.) и приемы использования ингибиторов коррозии детализированы в [10, 18, 19].

7.3. ХИМИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ НА ТЭС И АЭС

Химический контроль обеспечивает получение надежной информации о состоянии водно-химических режимов и технологических процессов обработки контурных, природных и сточных вод, необходимой для обратного воздействия на эти режимы и процессы в случае обнаружения отступлений режимных показателей от установленных значений. Для решения основных задач контроля разрабатывается схема химического контроля систем водообработки и водного теплоносителя в различных контурах ТЭС и АЭС, содержащая сведения о точках отбора проб, периодичности (графике) отбора, объеме контроля и методах анализа отбираемых проб. Для осуществления контроля используются лабораторные аналитические приборы для периодических измерений и автоматические анализаторы для непрерывных или дискретных измерений [24]. Характеристики наиболее распространенных ручных лабораторных методик анализа проб воды и пара и лабораторных аналитических приборов приведены в табл. 7.11, 7.12.

Для определения микроконцентраций катионов и анионов используются современные лабораторные методы ионной хроматографии и атомно-адсорбционной спектрометрии, отличающиеся высокой чувствительностью: для натрия, калия и аммония — 1—10 мкг/кг, кальция и магния — 5—10 мкг/кг, хлоридов и фторидов — 1 — 5 мкг/кг, сульфатов, фосфатов и нитратов — 20—30 мкг/кг.

Система автоматического химического контроля на ТЭС и АЭС состоит из следующих элементов: 1) устройства отбора представительных проб, включающего пробоотборные зонды, пробоотборные линии, запорную арматуру, дроссели и холодильники; 2) устройства подготовки проб (УПП) для анализа, включающего термоограничители, регуляторы давления и потока, сигнализаторы нарушений в работе приборов УПП; 3) преобразователей (датчиков-анализаторов) измеряемых неэлектрических величин в электрические сигналы; 4) устройства сбора и анализа измеряемых величин с сигнализаторами отклонения основных показателей от норм; 5) устройства организованного сбора стоков.

При автоматическом контроле нормируемых показателей водно-химических режимов энергоблоков с различными типами котлов и ядерных реакторов, а также при

Таблица 7.13. **Приборы автоматического химического контроля**

Анализатор, изготовитель	Диапазон измерения	Погрешность, %	Расход пробы, кг/ч	Конструктивное исполнение	Масса, кг	Ориентировочная цена
Кондуктометр АНК-309, НПО «Анализатор»	0,1—1; 0,3—3 мкСм/см	±5	До 30	Комплект из трех блоков	35	1200
Кондуктометр (с предвключенным Н-фильтром) АК-310, НПО «Аналитприбор»	0,1—1,0; 0—10; 0—100 мкСм/см	±5	20±3	Комплект из четырех блоков	35	1300
Дифференциальный индикатор присосов ДК-68, ОЗАП Тулэнерго	Сигнал при более 0,3 мкСм/см	—	15	—	—	—
Кондуктометр-концентратомер КК-8,9, НПО «Анализатор»	10^{-2}—10^{-1}, 10^{-1}—1 См/см	±2,5	20	—	—	—
pH-метр, Гомельский завод аналитических приборов:						
pH-201	4—14	±1	6—8	Моноблок	4	200
pH-262	—1÷14	±2	6—8	»	8	300
Измеритель натрия pNa-201 (анализатор АВ-201), НПО «Аналитприбор»	0,1—100 мкг/кг	±10 %	24—28	»	150	3750
Жесткомер АВ-210, НПО «Аналитприбор»	0—30 мкг-экв/кг	±7	21—27	»	80	4420
Кремнемер АВ-211, НПО «Анализатор»	0—100 мкг/кг	±5	24—30	Моноблок	120	3000
Кислородомер АК-300	0—30 мкг/кг	±6	3±0,2	Комплект из пяти блоков	40	2350
Кислородомер АКП	0—0,1 мг/кг	±5	3±0,2	Комплект из трех блоков	44	1580
Водородомер АВ-201, НПО «Анализатор»	0—20; 0—200 мкг/кг	±4	10±0,5	Комплект из четырех блоков	16	3500

Таблица 7.14. **Объем и периодичность химического контроля для энергоблока с реактором РБМК-1000**

Место отбора проб	Количество точек	Ручной анализ	Периодичность	Автоматический контроль	Тип прибора
Контур МПЦ					
Пар из барабана-сепаратора	4	ПК	Н	—	—
		А	Н	—	—
		Вл	Нал	—	—
Вода сепаратора	4	А	С	—	—
		РХ	М	—	—

Продолжение табл. 7.14

Место отбора проб	Количество точек	Ручной анализ	Периодичность	Автоматический контроль	Тип прибора
Вода КМПЦ за ГЦН	2	Cl	Н	—	—
		Na	Н	—	—
		—	—	ж	АК-310
		—	—	pH	pH-201
Питательная вода	2	ПК	С	—	—
		Ж	См	—	—
		А	С	—	—
		—	—	ж	АК-310
		—	—	Cl	ЛТИ-ЦКТИ
		—	—	Na	pNa-201
Вода перед подшипниками ГЦН	8	Вз	Н	—	—
Вода промконтура байпасной очистки	1	pH	М	—	—
		ПК	М	—	—
		Cl	М	—	—
		А	2Н	—	—
Установка байпасной очистки воды реактора					
Вода на очистку	1	ПК	С	—	—
		—	—	SiO_2	АВ-211
		—	—	Na	pNa-201
		—	—	Ж	АВ-210
		Фтор	Н	—	—
Вода за механическим фильтром	2	ПК	Н	—	—
		Ж	Н	—	—
Вода за СВО-1	1	ПК	Н	—	—
		Cl	Н	—	—
		А	С	—	—
		РХ	2М	—	—
Контур СУЗ					
Вода контура до очистки	1	ПК	С	—	—
		Масло	М	—	—
		Ж	С	—	—
		А	С	—	—
		РХ	2М	—	—
		—	—	Cl	ЛТИ-ЦКТИ
		—	—	pH	pH-201
Вода за механическими фильтрами	2	ПК	2Н	—	—
Вода за СВО-3	1	ПК	2Н	—	—
		Cl	Н	—	—
		А	С	—	—
		РХ	2М	—	—
		—	—	ж	АК-310
Системы машинного зала					
Конденсат за конденсатором	8	—	—	ж	АК-310
Конденсат за КН-1	2	ПК	Н	—	—
		—	—	ж	АК-310
		—	—	Cl	ЛТИ-ЦКТИ
		—	—	O_2	АКП
Обессоленный конденсат за БОУ	2	ПК	Н	—	—
		—	—	pH	pH-201
		—	—	ж	АК-310
		—	—	Cl	ЛТИ-ЦКТИ
		—	—	Na	pNa-201

Продолжение табл. 7.14

Место отбора проб	Количество точек	Ручной анализ	Периодичность	Автоматический контроль	Тип прибора
Обессоленный конденсат за каждой ниткой фильтров	12	—	—	ж	АК-310
Питательная вода за деаэратором	4	—	—	O_2	АК-300
Конденсат дренажных баков	2	—	—	ж	АК-310
Продувочная вода испарителя	4	Cl	Н	—	—
		—	—	ж	СКВ
Конденсат греющего пара	1	ПК	Н	—	—
		O_2	Н	—	—
		H_2	Н	—	—
Сепарат СПП	4	ПК	Н	—	—
		Cl	Н	—	—
Вода за фильтром-регенератором катионита	2	—	—	ж	АК-310
Вода за фильтром-регенератором анионита	2	—	—	ж	АК-310
Вода за фильтром готовой смеси	2	—	—	ж	АК-310
		—	—	pH	pH-201
		—	—	Na	pNa-201

Примечание. В таблице использованы обозначения анализируемых величин: ПК — продукты коррозии, А — удельная активность, Вл — влажность, РХ — радиохимический состав, Ж — жесткость общая, Вз — взвешенные вещества и периодичности, Н — 1 раз в неделю, Нал — в наладочных режимах; С — 1 раз в сутки, М — 1 раз в месяц, См — 1 раз в смену, 2Н — 2 раза в неделю, 2М — 2 раза в месяц.

контроле текущих показателей работы оборудования водообработки обеспечивается наблюдение за следующими величинами: 1) электрической проводимостью ж; 2) pH; 3) содержанием ионов $Na^+(K^+)$; 4) содержанием растворенных кремнекислых соединений; 5) содержанием растворенного кислорода O_2; 6) содержанием растворенного водорода H_2. Характеристика отечественных автоматических анализаторов приведена в табл. 7.13.

При оперативном химическом контроле за нормируемыми и контролируемыми показателями качества водного теплоносителя используют следующие среды для их автоматического анализа: 1) по конденсатно-питательному тракту — конденсат за КН1, КН2, последним ПНД, питательная вода; 2) по тракту прямоточного котла — пар перед встроенной задвижкой, пар за конвективным пароперегревателем; 3) по тракту барабанного котла — котловая вода различных ступеней испарения, насыщенный и перегретый пар; 4) по первому контуру ВВЭР — перед и за СВО-1 *; 5) по реакторному контуру РБМК — перед и за СВО-1, перед и за СВО-3; 6) по тракту турбины — после вторичного пароперегревателя или СПП, в ЦСД, в зоне появления первых капель влаги. Детализация объема и графика химического контроля представлена в табл. 7.14 на примере энергоблока с РБМК-1000.

7.4. ПОДГОТОВКА ДОБАВОЧНОЙ ВОДЫ НА ТЭС И АЭС

7.4.1. ВЫБОР СХЕМ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

По данным [16] общее значение потерь пара и конденсата в процентах от общего расхода питательной воды не должно превышать: для КЭС — 1; отопительных ТЭЦ — 1,2; для ТЭЦ с производственными отборами — 1,6 без учета потерь при продувках котлов, водных отмывках, при обслуживании конденсатоочисток, деаэрации добавочной воды тепловой сети, разгрузке мазута. Общее значение потерь пара и конденсата на АЭС с ВВЭР не должно превышать 1 %, а на АЭС с РБМК — 0,5 % производительности блока.

Для восполнения потерь пара и конденсата на ТЭС и АЭС сооружают ВПУ, схема которых зависит от типа парообразующей установки, качества исходной воды и условий сброса минерализованных стоков. В соответствии с нормами технологического проектирования [11] *химическое обессоливание* применяется при среднегодовом содержании анионов сильных кислот

* Подробнее о СВО — см. § 7.6.

в исходной воде менее 5 мг-экв/кг, в противном случае рекомендовано использовать *химическое обессоливание в сочетании с мембранными методами или термическое обессоливание.* Для электростанций с барабанными котлами применяют *одно- или двухступенчатые схемы химического обессоливания*, а с прямоточными котлами и для подпитки реакторных контуров — *трехступенчатое химическое обессоливание* добавочной воды. При среднем содержании в исходной воде органических соединений свыше 20 мг/кг O_2 необходимо использовать термическое обессоливание независимо от анионного состава воды с использованием испарителей (подробнее об испарителях — см. разд. 3).

При ограничении на сброс нейтрализованных стоков от ВПУ последняя дополняется устройством для обработки стоков.

Перечень основных схем обработки воды различных типов на ТЭС и АЭС и

Таблица 7.15. **Основные схемы обработки воды и области их применения**

Схема обработки воды	Область применения
Na-катионирование NH_4—Na-катионирование	ТЭС и промышленные котельные установки с барабанными котлами низкого давления. Подготовка воды для подпитки тепловой сети
H—Na-катионирование Na—Cl-ионирование	То же с барабанными котлами среднего давления. Подготовка воды для испарителей
Химическое обессоливание методом раздельного H—OH-ионирования	ТЭС с барабанными котлами высокого давления без промежуточного перегрева. Дезактивация маломинерализованных растворов
Химическое обессоливание в две ступени	То же с промежуточным перегревом. Подготовка воды для АЭС с ВВЭР
Химическое обессоливание в три ступени	ТЭС на сверхкритические параметры пара. Подготовка воды для АЭС с РБМК
Схемы, перечисленные выше, с предварительным известкованием, коагуляцией, фильтрованием	Для поверхностных вод, когда требуется осветление, коагуляция, снижение щелочности
Испарительные установки	То же, что и для химического обессоливания с обескремниванием при высокой минерализации исходной воды. Дезактивация радиоактивно-загрязненных вод высокой минерализации
Совместное H—OH-ионирование [фильтры смешанного действия (ФСД)]	Доочистка добавочной воды (III ступень). Обессоливание турбинного конденсата ТЭС и АЭС
Электродиализ	Снижение солесодержания исходной высокоминерализованной воды в комбинированных схемах обессоливания добавочной воды
Обратный осмос	То же, что и для электродиализа. Дезактивация радиоактивно-загрязненных вод с моющими детергентами
H-катионирование с «голодной» регенерацией	Подготовка воды для подпитки тепловой сети
Известкование с коагуляцией, осветлением и подкислением для стабилизации	Подготовка поверхностной воды для подпитки тепловой сети и замкнутых систем охлаждения
Подкисление воды с последующей декарбонизацией	Подготовка подпиточной воды для тепловой сети с открытым водоразбором
Содоизвесткование с подкислением	Подготовка воды для подпитки тепловой сети при запрещении сбросов
Намывной фильтр, механический катионитный фильтр, электромагнитный фильтр (ЭМФ)	Очистка турбинного конденсата, воды парогенераторов от продуктов коррозии конструкционных материалов. Осветление вод бассейнов выдержки
Намывной ионитный фильтр (НИФ)	Обессоливание с одновременным удалением взвешенных веществ при повышенной температуре из турбинных конденсатов, воды реакторов типа РБМК и парогенераторов. Дезактивация растворов
Фильтр активированного угля	Обезмасливание конденсатов

области их применения приведены в табл. 7.15.

Производительность ВПУ для подпитки котлов на ТЭС принимается равной 3 % суммарной номинальной производительности котлов плюс расход пара, отдаваемого на производство, и минус 50 % возвращаемого конденсата в расчетном варианте. При использовании мазута с учетом потерь пара на его разогрев производительность ВПУ увеличивается на 0,15 т на 1 т сжигаемого мазута. Блочные испарительные установки должны дополняться общестанционной испарительной или химобессоливающей установкой производительностью 50 т/ч.

Производительность ВПУ для подпитки тепловых сетей принимается: в закрытых сетях теплоснабжения равной 0,75 % объема воды в тепловых сетях и 0,5 % объема транспортных магистралей; для открытых систем теплоснабжения в дополнение к аналогичным закрытым сетям к потерям воды добавляется расчетный среднечасовой расход воды на горячее водоснабжение за отопительный период. При отсутствии фактических данных по емкости сетей объем воды тепловых сетей принимается из расчета 50—65 м³ на 1 Гкал/ч.

Производительность ВПУ для АЭС принимается равной 1,5 % номинальной паропроизводительности.

7.4.2. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОЧИСТКА ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОД

Для очистки воды от коллоидных и грубодисперсных примесей применяется коагуляция. В качестве коагулянтов используются реагенты $Al_2(SO_4)_3$ или $FeSO_4$.

Процесс *известкования* осуществляется для снижения щелочности исходной воды. При этом одновременно происходит снижение общей жесткости и уменьшение ее сухого остатка. При совмещении процессов коагуляции и известкования воды, когда $pH > 8{,}5$, в качестве коагулянта применяют $FeSO_4$. При коагуляции как самостоятельной стадии обработки используется $Al_2(SO_4)_3$, при этом оптимальные pH и дозы коагулянта подбираются экспериментально. Обычно дозировка чистого безводного коагулянта находится в пределах 0,4—1,2 мг-экв/кг. Обеспечение оптимальных pH достигается подкислением либо подщелачиванием, последнее производится обычно в паводковый период. Для интенсификации хлопьеобразования при коагуляции применяют добавки флокулянтов, например полиакриламида (ПАА), с дозой 0,1—1,0 мг/кг и повышают температуру обрабатываемой воды до 25—30 °С. Данные по изменению показателей качества воды при коагуляции приведены в табл. 7.16.

При добавлении к природной воде извести протекают реакции:

$$Ca(OH)_2 \longrightarrow Ca^{2+} + 2OH^-;$$

$$CO_2 + 2OH^- \longrightarrow CO_3^{2-} + H_2O;$$

$$HCO_3^- + OH^- \longrightarrow CO_3^{2-} + H_2O;$$

$$Ca^{2+} + CO_3^{2-} \longrightarrow \underline{CaCO_3}\downarrow;$$

$$Mg^{2+} + 2OH^- \longrightarrow \underline{Mg(OH)_2}\downarrow.$$

Показатели качества известкованной воды $(Ж_{нк}^{ост}, Ж_0^{ост}, Ш_{ост}, c_{гдп})$ в реальных условиях принимают следующие значения: некарбонатная $Ж_{нк}^{исх} + Д_к$; общая $0{,}7 + Ж_{нк}^{исх} + Д_к$, где $Д_к$ — доза

Таблица 7.16. **Изменение показателей качества воды при коагуляции**

Показатель качества воды	Изменение в процессе коагуляции
Окисляемость воды	Снижается на 50—70 %
Кремнесодержание	Коллоидная форма кремнекислоты удаляется на 60—80 %, концентрация растворенной формы не изменяется
Общая жесткость $Ж_о$	Не изменяется
Карбонатная жесткость $Ж_к$	Уменьшается на значение, примерно эквивалентное дозировке коагулянта
Концентрация ионов HCO_3^-	То же
Некарбонатная жесткость $Ж_{нк}$	Увеличивается на значение, примерно эквивалентное дозировке коагулянта
Диоксид углерода (свободный)	То же
Концентрация ионов SO_4^{2-}	»
Концентрация ионов Ca^{2+}, Mg^{2+}, Na^+, Cl^-	Не изменяется

Таблица 7.17. **Основные параметры осветлителей для известкования**

Марка осветлителя	Производительность, м³/ч	Максимальная нагрузка, м³/ч	Объем, м³	Габаритные размеры		Масса, т	
				Диаметр, мм	Высота, мм	сухого	заполненного водой
ВТИ-63И	63	78	76	4 250	10 200	8,0	84
ВТИ-100И	100	125	133	5 500	10 690	13,5	170
ВТИ-160И	160	200	236	7 000	12 247	19,3	280
ВТИ-250И	250	310	413	9 000	13 524	32,6	480
ВТИ-400И	400	500	650	11 000	14 889	49,5	750
ВТИ-630И	630	780	1 240	14 000	17 492	88,7	1 400
ВТИ-1000И	1 000	1 250	2 127	18 000	19 740	147,0	2 350

сернокислого железа для коагуляции, мг-экв/кг; $Щ_{ост} = 0{,}7$ мг-экв/кг; содержание грубодисперсных веществ менее 10 мг/кг. Расход 100 %-ной извести S_{CaO}, г/м³, вычисляется по формуле

$$S_{CaO} = 28(Щ_{исх} + Ж_{Mg} + c_{CO_2} + c_{Fe} + Д_к + 0{,}25) \quad (7.4)$$

где $Щ_{исх}$, $Ж_{Mg}$, c_{CO_2}, c_{Fe} — соответствующие концентрации примесей в обрабатываемой воде, мг-экв/кг; 0,25 — избыток извести, мг-экв/кг.

Для осуществления процесса известкования разработан нормальный ряд осветлителей, основные характеристики которых приведены в табл. 7.17, а общий вид осветлителей производительностью 63 — 250 м³/ч — на рис. 7.2. Подогрев воды перед осветлителем должен производиться до температуры 30—40 °С; во избежание нарушения взвешенного шламового слоя колебание температуры воды на входе допускается не более ±1 °С.

Для коагуляции применяются осветлители нормального ряда, разработанные ВТИ для известкования воды, с коэффициентом по производительности, равным 0,7 (получен эмпирическим путем).

В схемах ВПУ устанавливается не менее двух осветлителей, суммарная производительность которых выбирается с запасом 10 % к расчетному количеству осветленной воды. Вместимость бака осветленной воды должна учитывать, кроме часового запаса, объем воды на промывку одного механического фильтра.

Фильтрование воды через осветлительные фильтры осуществляется в целях удаления грубодисперсных примесей. В установках производительностью менее 300 м³/ч обычно применяют напорные однопоточные фильтры, загруженные дробленым антрацитом фракционным составом 0,6—1,4 мм. В фильтровальных установках большей производительности следует устанавливать двух- или трехкамерные осветлительные фильтры (табл. 7.18).

Сорбционные угольные фильтры используются в схемах обезмасливания сточных вод и производственных конденсатов, а фильтры типов ФИС и ЭМФ — в схемах обезжелезивания турбинных конденсатов [3].

Цены на водоподготовительное оборудование данного и других типов приведены в табл. 7.29. Схемы однопоточного и двухкамерного фильтров приведены на рис. 7.3, *а*, *б*.

Таблица 7.18. **Основные характеристики осветлительных и сорбционных фильтров**

Тип	Изготовитель	Высота слоя, м	Производительность, м³/ч	Масса конструкции, кг
ФОВ-1,0-0,6	БиКЗ	1,0	10	885
ФОВ-1,5-0,6	»	1,0	23	1 468
ФОВ-2,0-0,6	ПО КН	1,0	30	2 150
ФОВ-2,6-0,6	То же	1,0	50	3 690
ФОВ-3,0-0,6	»	1,0	70	4 790
ФОВ-3,4-0,6	»	1,0	90	6 210
ФОВ-2К-3,4-0,6	»	0,9×2	200	10 540
ФОВ-3К-3,4-0,6	»	0,9×3	300	14 650
ФС-2,0-0,6	»	2,5	20	2 960
ФС-2,6-0,6	»	2,5	40	4 580
ФС-3,0-0,6	»	2,5	50	5 860
ФС-3,4-0,6	»	2,5	60	7 180
ФИС-3,4-1,0	»	1,0	450	8 500
ЭМФ-1,1-1,0	»	1,3	1 000	14 300
ЭМФ-1,1-1,5	»	1,3	1 000	14 500
ЭМФ-1,1-2,5	»	1,3	1 000	15 000

Примечание. Ф — фильтр, О — осветлительный, В — вертикальный, 2К — двухкамерный, 3К — трехкамерный, С — сорбционный угольный, ИС — сорбционный сульфоугольный, ЭМФ — электромагнитный; первая цифра — условный диаметр, м; вторая — условное давление, МПа; БиКЗ — Бийский котельный завод, ПО КК — ПО «Красный котельщик».

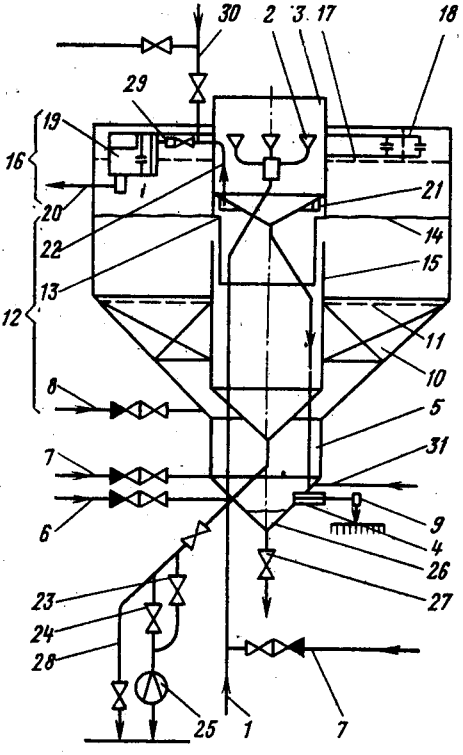


Рис. 7.2. Осветлитель для известкования воды:

1 — исходная вода; *2* — распределительная система воздухоотделителя; *3* — воздухоотделитель; *4* — ввод воды в осветлитель; *5* — камера смешения; *6* — известковое молоко; *7* — раствор коагулянта; *8* — раствор полиакриламида; *9* — регулирующее устройство; *10* — вертикальные перегородки; *11* — решетка; *12* — зона контактной среды; *13* — шламоприемные окна; *14* — уровень взвешенного слоя; *15* — шламоуплотнитель; *16* — зона осветления; *17* — верхняя решетка; *18* — желоб; *19* — распределительное устройство; *20* — выход осветленной воды; *21* — перфорированный коллектор; *22* — отвод воды из шламоуплотнителя; *23*, *24* — продувочные линии; *25* — шайба расходомера; *26* — грязевик; *27* — периодическая продувка; *28* — линия опорожнения; *29* — дроссельная заслонка; *30* — промывка коллектора шламоуплотнителя; *31* — сброс промывочной воды механических фильтров

Промывка осветлительных фильтров для удаления задержанных ГДП производится обратным током осветленной воды по окончании рабочего фильтроцикла (1—2 раза в сутки) с интенсивностью $a = 10 \div 12$ кг/(с·м^2) и продолжительностью взрыхления $\tau = 20$ мин. Расход воды, м^3, на взрыхляющую промывку $g_{пр}$ одного фильтра

$$g_{пр} = \frac{fa\tau \cdot 60}{1000}, \qquad (7.5)$$

где f — площадь фильтрования, м^2.

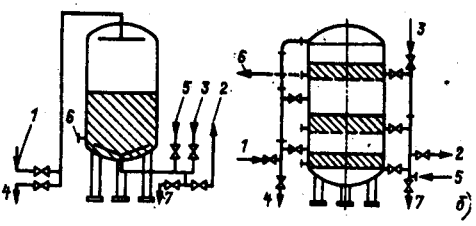


Рис. 7.3. Схема однокамерного (*а*) и трехкамерного (*б*) осветлительных фильтров:

1 — подвод обрабатываемой воды; *2* — выход обрабатываемой воды; *3* — подвод промывочной воды; *4* — выход промывочной воды; *5* — подвод сжатого воздуха; *6* — штуцер для гидровыгрузки; *7* — спуск первого фильтрата

Для улучшения эффекта осветления воды в ряде случаев проводится водовоздушная промывка фильтров. Для повторного использования взрыхляющих вод механических и ионитных фильтров устанавливается специальный бак, из которого эти воды равномерно подаются в осветлитель.

7.4.3. ОБРАБОТКА ВОДЫ МЕТОДАМИ ИОННОГО ОБМЕНА

Обработка воды методами *ионного обмена* осуществляется путем фильтрования воды через слой *ионита* — высокомолекулярного синтетического вещества, способного поглощать из обрабатываемой воды ионизированные примеси и отдавать в раствор эквивалентное количество других ионов, введенных предварительно в состав ионита. Ионообменные материалы, способные к обмену катионами, называются *катионитами* и используются при обработке воды в исходных H-, Na- и NH_4-формах; *аниониты*, способные к обмену анионами, используются обычно в OH-форме и реже в Cl-форме. При написании химических реакций иониты обозначаются в виде RNa, RH, RNH$_4$, ROH, где R — сложный органический комплекс катионита или анионита, практически нерастворимый в воде и растворах кислот, щелочей, солей (подробнее о процессах ионного обмена и химической природе ионитов — см. кн. 1, п. 7.5.3).

Реакции ионного обмена протекают по уравнениям типа:

$$2R\mathrm{Na} + \mathrm{Ca}^{2+} \rightleftarrows R_2\mathrm{Ca} + 2\mathrm{Na}^{+};$$

$$R\mathrm{H} + \mathrm{Na}^{+} \rightleftarrows R\mathrm{Na} + \mathrm{H}^{+};$$

$$2R\mathrm{NH_4} + \mathrm{Mg}^{2+} \rightleftarrows R_2\mathrm{Mg} + 2\mathrm{NH_4^{+}};$$

$$2R\mathrm{OH} + \mathrm{SO_4^{2-}} \rightleftarrows R_2\mathrm{SO_4} + 2\mathrm{OH}^{-};$$

$$R\mathrm{Cl} + \mathrm{HCO_3^{-}} \rightleftarrows R\mathrm{HCO_3} + \mathrm{Cl}^{-}$$

и т. п. •

В процессе фильтрования раствора через слой ионита последний насыщается поглощенными ионами. Для восстановления обменной способности проводится *регенерация* ионита — процесс, обратный основному, например при Na-катионировании:

$$R_2Ca + nNa^+ + nCl^- \rightleftarrows 2RNa + Ca^{2+} + \\ + (n-2)Na^+ + nCl^-,$$

где n — величина, учитывающая избыток регенерирующего вещества против его стехиометрического количества, определяющая полноту регенерации ионита; n колеблется в пределах от 1,1 до 10.

Избыток регенерирующего вещества и продукты регенерации переходят в сточные воды собственных нужд ВПУ. С позиций защиты окружающей среды от вредных сбросов и экономичности значение n должно быть минимальным, что определяет направление в оптимизации ионообменной технологии.

Примеры технологических решений по организации бессточных схем ВПУ приведены в [9, 10].

Характеристика ряда катионитов и анионитов приведена в табл. 7.19. В нашей стране наиболее широко используются в целях обработки воды катиониты — сульфоуголь и КУ-2 и аниониты — слабоосновный АН-31 и высокоосновный АВ-17. Цены на иониты приведены по прейскуранту 05-02 (см. табл. 7.30).

Обменная емкость ионитов определяется количеством ионов в грамм-эквивалентах, которое может быть сорбировано из воды 1 м³ ионита. Различают *полную обменную емкость* $E_п$, характеризующую полную замену обменивающихся ионов к моменту выравнивания концентрации удаляемых ионов в исходном и обработанном растворах, и *рабочую* емкость (емкость до проскока) $E_р$, составляющую часть полной и характеризующую количество грамм-эквивалентов, извлеченных из воды 1 м³ ионита до того момента, когда остаточное содержание иона в обработанной воде достигает допустимого значения, называемого *проскоком*.

Полный цикл ионитного фильтра (схема фильтра приведена на рис. 7.4) включает рабочий период эксплуатации фильтра и период его регенерации, состоящий из взрыхления, пропуска регенерационного раствора и отмывки. Фильтрование воды должно производиться со скоростью 20—30 м/ч для фильтров I ступени (для фильтров с ионитом АН-31 — менее 20 м/ч), 40—50 м/ч для фильтров II ступени, а также ФСД с внутренней регенерацией и около 100 м/ч для фильтров смешанного действия с выносной регенерацией, устанавливаемых на блочной обессоливающей установке (БОУ). Потеря напора для фильт-

Таблица 7.19. **Характеристика ионообменных материалов [2]**

Ионит	Страна-изготовитель	Крупность зерен, мм	Насыпная плотность, г/м³		Коэффициент набухания	Полная обменная емкость, г-экв/м³	Допустимая температура, °С
			воздушно-сухого	влажного			
Катиониты							
Сульфоуголь СМ-1	СССР	0,3—0,8	0,65	0,55	1,20	570	60
Сульфоуголь СК-1	»	0,5—1,1	0,65	0,55	1,20	500	60
КУ-2	»	0,4—1,25	0,71	0,50	1,42	1300	120
КУ-2-8чс	»	0,4—1,25	0,73	0,50	1,46	1300	120
КБ-4-10П	»	0,3—1,6	0,75	—	—	2800	120
Вофатит KPS	ГДР	0,3—1,2	0,70	0,48	—	1700	115
Амберлит JR-120	США	0,45—0,60	—	—	—	1700	120
Зеролит 225	Англия	0,3—1,2	0,79	—	—	1600	140
Леватит S100	ФРГ	0,3—1,0	0,78	—	—	1900	120
Аниониты							
АН-31	СССР	0,4—2,0	0,68	0,49	—	1200	—
АВ-17	»	0,35—1,25	0,74	0,39	1,9	690	60
АВ-17-8чс	»	0,40—1,25	0,74	0,39	1,9	930	60
Вофатит SBW	ГДР	0,3—1,2	—	—	—	800	60
Амберлит JRA-400	США	0,38—0,45	0,71	0,45	1,58	810	50
Варион АТ-660	ВНР	0,3—1,1	—	—	—	830	60
Зеролит FF	Англия	0,3—1,2	0,69	—	—	900	60
Леватит М600	ФРГ	0,3—1,2	0,73	0,45	1,62	870	40

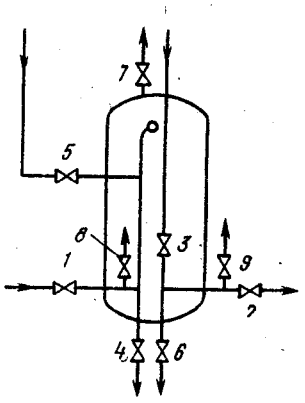


Рис. 7.4. Схема ионитного фильтра:
1, 2 — вход и выход обрабатываемой воды; *3, 4* — вход и выход взрыхляющей воды; *5* — вход регенерационного раствора; *6* — спуск в канализацию; *7* — воздушник; *8, 9* — краны для отбора проб

ров I ступени составляет 0,06 МПа, для фильтров II ступени 0,12—0,15 МПа, для ФСД 0,15—0,25 МПа.

Взрыхление имеет целью разрыхлить слой ионита перед регенерацией и удалить измельчившиеся частицы ионитов. Интенсивность взрыхления *а* составляет 3—5 кг/(с·м²) при длительности 15—30 мин.

Таблица 7.20. **Основные характеристики ионитных фильтров**

Тип	Изготовитель	Высота слоя, м	Производительность, м³/ч	Масса конструкции, кг
ФИПаI-0,7-06Na	СЗЭМ	2,0	10	620
ФИПаI-1,0-0,6Na	»	2,0	20	1090
ФИПаI-1,0-0,6H	БиКЗ	2,0	20	970
ФИПаI-1,0-0,6Na	»	2,0	20	962
ФИПаI-1,5-0,6H	»	2,0	50	1570
ФИПаI-1,5-0,6Na	»	2,0	50	1570
ФИПаI-2,0-0,6	ПО КК	2,5	80	3100
ФИПаI-2,6-0,6	То же	2,5	130	4700
ФИПаI-3,0-0,6	»	2,5	180	5580
ФИПаI-3,4-0,6	»	2,5	220	7270
ФИПаII-1,0-0,6H	БиКЗ	1,5	40	910
ФИПаII-1,0-0,6Na	»	1,5	40	910
ФИПаII-1,5-0,6H	»	1,5	90	1570
ФИПаII-1,5-0,6Na	»	1,5	90	1570
ФИПаII-2,0-0,6	ПО КК	1,5	150	2490
ФИПаII-2,6-0,6	То же	1,5	250	4270
ФИПаII-3,0-0,6	»	1,5	350	5650
ФИСДВР-2,0-0,6	»	1,95	160	3810

Примечание. Ф — фильтр, И — ионитный, Па — параллельноточный, I, II — первой и второй ступеней, Н — водород-катионитный (анионит загружается в корпуса Н-фильтров), Na — натрий-катионитный, СДВР — смешанного действия с внутренней регенерацией, СЗЭМ — Саратовский завод энергетического машиностроения, БиКЗ — Бийский котельный завод, ПО КК — ПО «Красный котельщик».

Регенерация Na-катионита производится 5—8 %-ным раствором NaCl, Н-катионита — 1—2 %-ным раствором H_2SO_4 или с нарастающей (для КУ-2) до 6 % концентрацией, NH_4-катионита — 1,5 %-ным раствором $(NH_4)_2SO_4$ и ОН-анионита — 4 %-ным раствором NaOH. Скорость пропусков растворов H_2SO_4 и $(NH_4)_2SO_4$ должна составлять 10 м/ч во избежание «гипсования» (образования $CaSO_4$) катионита, для остальных регенерационных растворов 4—5 м/ч.

Отмывка водой осуществляется для удаления из фильтра избытка регенерационного раствора и продуктов регенерации, проводится при скорости 4—5 м/ч в течение 45—120 мин со сбросом «хвостовых» порций в бак осветленной воды.

Номенклатура и основные параметры ионитных фильтров приведены в табл. 7.20. В заводском исполнении выпускается также оборудование различного назначения [3]: блочные водоподготовительные установки производительностью 0,4; 1,0; 5,0; 10 м/ч; солерастворители диаметром 450, 600 и 1000 мм; баки хранения серной кислоты и щелочи объемом 16 и 32 м³, в том числе с подогревом.

7.4.4. КАТИОНИТНЫЕ УСТАНОВКИ

Na-*катионирование* применяется для удаления ионов Ca^{2+} и Mg^{2+} из обрабатываемой воды, а при совмещении процессов Н- и Na-катионирования можно получить воду также с остаточной щелочностью 0,2—0,8 мг-экв/кг.

Na-катионирование рекомендуется применять, если не требуется снижение щелочности и допустимо увеличение солесодержания воды, рассчитываемого по формуле

$$S_{Na} = S_{и.в} + 2{,}96\mathcal{Ж}_{Ca} + 10{,}84\mathcal{Ж}_{Mg}, \quad (7.6)$$

где S_{Na}, $S_{и.в}$ — солесодержание Na-катионированной и исходной воды.

Для экономии реагентов и получения воды с остаточной жесткостью менее 0,02 мг-экв/кг следует применять двухступенчатое Na-катионирование. Во всех случаях подготовки воды для котлов среднего давления установка фильтров II ступени является обязательной.

Совместное Н—Na-катионирование применяется для котлов низкого и среднего давлений в тех случаях, когда высокая щелочность умягченной воды (1—1,5 мг-экв/кг) является допустимой.

Параллельное Н—Na-катионирование, Na-катионирование с подкислением и декарбонизацией дает возможность получить глубокоумягченную воду с остаточной щелочностью 0,2—0,5 мг-экв/кг.

Последовательное Н—Na-катионирование рекомендуется применять при суммарном содержании в исходной воде сульфатов и хлоридов более 7 мг-экв/кг, щелочность обработанной воды составляет 0,5—0,8 мг-экв/кг.

При одноступенчатом Na-катионировании удельный расход соли b_{NaCl} принимается равным 200—250 г/г-экв. При двухступенчатом Na-катионировании: для фильтров I ступени $b_{NaCl} = 100 \div 200$ г/г-экв, для фильтров II ступени $b_{NaCl} = 300 \div 400$ г/г-экв.

Количество серной кислоты для регенерации Н-фильтров принимают в пределах 90—150 г/г-экв.

«Голодная» регенерация Н-катионитных фильтров используется в тех случаях, когда требуется разрушение бикарбонатной щелочности до остаточных значений 0,7—1,5 мг-экв/кг при неизменной некарбонатной жесткости. Схему с «голодной» регенерацией $b_{H_2SO_4} = 49$ г/г-экв рекомендуется применять при обработке вод бикарбонатного класса.

7.4.5. ХИМИЧЕСКОЕ ОБЕССОЛИВАНИЕ ВОДЫ

Обессоливание методом раздельного Н—ОН-ионирования осуществляется путем последовательного пропуска осветленной воды через Н-катионитные и ОН-анионитные фильтры (рис. 7.5). Варианты построения схем обессоливания с обескремниванием приведены в табл. 7.21. Ионитную часть схемы можно проектировать по «гребенчатому» способу с параллельным включением одноименных фильтров и по «блочному» способу с последовательным включением в состав каждого блока по одному из фильтров каждой ступени. При химическом обессоливании прозрачных вод (водопроводной, артезианской) предварительной коагуляции и осветления воды не требуется.

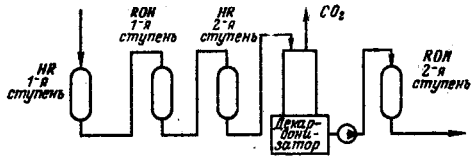


Рис. 7.5. Принципиальная схема двухступенчатого химического обессоливания воды

В схемах обессоливания H_1-катионитные фильтры должны отключаться на регенерацию в момент проскока натрия.

Емкость поглощения Н-катионита зависит от минерализованности исходной воды (уменьшаясь с увеличением солесодержания) и для вод средней минерализованности (200—400 мг/кг) может быть принята: для сульфоугля 300, для КУ-2 680 г-экв/м³. Анионитные фильтры I ступени отключаются по проскоку хлоридов

Таблица 7.21. **Схемы химического обессоливания и обескремнивания**

Тип котла	Давление пара, МПа	Стадии обработки воды								Качество обессоленной воды	
		1-я	2-я	3-я	4-я	5-я	6-я	7-я	8-я	Солесодержание, мг/кг	Кремнийсодержание, мг/кг
Б	До 10	K_{Fe}	CaO	*О*	H_1	*Д*	A_1	Na_2	—	2—5	1,0
Б	10—14	K_{Fe}	CaO	*О*	H_1	H_1	*Д*	H_2	A_2	0,2	0,04
Б	14—18	K_{Al}	*О*	H_1	A_1	*Д*	H_2	A_2	—	0,2	0,04
Б	14—18	K_{Fe}	CaO	*О*	H_1	A_1	*Д*	$(H/A)_2$	—	0,2	0,04
Б	14—18	K_{Al}	*О*	H_1	A_1	*Д*	$(H/A)_2$	—	—	0,2	0,04
Б	14—18	K_{Fe}	CaO	*О*	H_1	A_1	$(H/A)_2$	—	—	0,2	0,04
П	10—14	K_{Fe}	CaO	*О*	H_1	A_1	*Д*	H_2	A_2	0,2	0,04
П	10—14	K_{Al}	*О*	H_1	A_1	*Д*	H_2	A_2	—	0,2	0,04
П	25,5	K_{Al}	*О*	H_1	A_1	*Д*	H_2	A_2	$(H/A)_3$	0,1	0,02
П	25,5	K_{Fe}	CaO	*О*	H_1	A_1	H_2	A_2	$(H/A)_3$	0,1	0,02

Примечание. Б—барабанный котел; П—прямоточный котел; K_{Al}, K_{Fe}—коагуляция сернокислым алюминием или железом; *О*—осветлительный фильтр; H_1, H_2—первая и вторая ступени Н-катионирования; A_1—слабоосновный анионитный фильтр; A_2—сильноосновный анионитный фильтр; CaO—известкование в осветлителе; $(H/A)_2$ и $(H/A)_3$—ФСД II и III ступеней; Na_2—барьерный катионитный фильтр; *Д*—декарбонизатор.

(или уменьшению кислотности), в них используются *слабоосновные аниониты* (типа АН-31), поглощающие анионы сильных кислот. *Сильноосновные аниониты* способны обменивать анионы как сильных, так и слабых кислот ($HSiO_3^-$, HCO_3^-). Удельные расходы NaOH для регенерации анионитов: для слабоосновного $b_{NaOH} = 80 \div 100$ г/г-экв, для сильноосновного $b_{NaOH} \geqslant 200$ г/г-экв; при обязательной по условиям экономии реагента последовательной регенерации фильтров I и II ступеней суммарный удельный расход NaOH снижается до 70—80 г/г-экв.

В качестве III ступени обессоливания применяются фильтры смешанного действия с *внутренней* регенерацией, работающие при скорости фильтрования до 50 м/ч. ФСД загружены обычно смесью КУ-2 и АВ-17 в соотношении 1 : 1. При регенерации шихту ФСД разделяют гидравлическим способом (так же как и в регенераторе, см. § 7.5) и далее с использованием среднего дренажа в зоне раздела осуществляют пропуск регенерационных растворов и отмывку, заканчивая регенерацию перемешиванием отрегенерированной шихты сжатым воздухом.

7.4.6. РАСЧЕТ ИОНИТНЫХ ФИЛЬТРОВ

После выбора схемы обессоливания расчет оборудования проводят, начиная с завершающей стадии технологического процесса обработки воды (с фильтров II или III ступени). После определения расхода воды на собственные нужды последней ступени рассчитываются последовательно все предыдущие стадии с учетом необходимого количества воды, используемой на собственные нужды. По данным расчета находят количество стандартных фильтров, их межрегенерационный период, расход химикатов для регенерации, расход воды на собственные нужды по методике, рассмотренной ниже [2]. Необходимо, кроме того, произвести выбор насосов-дозаторов, баков, мерников, емкостей для хранения реагентов, устройства нейтрализации и т. п.

Общая необходимая площадь фильтрования

$$F = \sigma / w, \qquad (7.7)$$

где σ — производительность фильтров без учета расхода воды на собственные нужды, м³/ч; w — скорость фильтрования, м/ч.

Количество однотипных фильтров n уточняется по формуле

$$n = F/f, \qquad (7.8)$$

где f — площадь стандартного фильтра, составляющая для фильтров диаметром 0,7; 1,0; 1,4; 1,5; 2,0; 2,6; 3,0; 3,4 м соответственно 0,39; 0,76; 1,49; 1,72; 3,1; 5,2; 6,95 и 9,1 м².

Межрегенерационный период T, ч, работы ионитного фильтра

$$T + \tau_{рег} = \frac{fhnE_{расч}}{c\sigma}, \qquad (7.9)$$

где h — высота слоя ионитов в фильтре, м (для катионитных фильтров I ступени 2,5—3,5 м, для анионитных фильтров I ступени 1,8 м, II ступени 1,5 м, ФСД — суммарно 1,2 м); $E_{расч}$ — расчетная рабочая обменная емкость используемого ионита, зависящая от удельных расходов реагентов при регенерации, скорости фильтрования, высоты слоя, концентрации удаляемых примесей в исходной и обрабатываемой воде, г-экв/м³ [6]; c — концентрация примесей в обрабатываемой воде, г-экв/м³; $\tau_{рег}$ — продолжительность регенерации.

Суточное количество регенерации всех фильтров

$$m = 24n/(T + \tau_{рег}). \qquad (7.10)$$

Продолжительность регенерации ориентировочно равна 1,5 ч для катионитных фильтров и 3,5 ч — для анионитных.

Расход воды на взрыхление фильтра, м³, с интенсивностью a [около 3 кг/(с·м²)]

$$V_{взр} = \frac{fa\tau_{взр}60}{1000}. \qquad (7.11)$$

Расход 100 %-ного реагента на одну регенерацию, т,

$$g_р = fhE_{расч}b/10^6. \qquad (7.12)$$

Для сокращения удельных расходов на регенерацию ионитных фильтров I ступени при обработке природных вод используют противоточный и ступенчато-противоточный принцип регенерации, а также технологию непрерывного ионирования [2].

Расход воды на приготовление регенерационного раствора, м³,

$$V_р = g_р \cdot 100/c_р, \qquad (7.13)$$

где $c_р$ — концентрация регенерационного раствора, %.

Расход воды на одну отмывку, м³,

$$V_{отм} = fha_{отм}, \qquad (7.14)$$

где $a_{отм}$ — удельный расход воды на отмывку, м³/м³ (в зависимости от типа ионита находится в пределах 5—15 м³/м³) [6].

По рассчитанным расходам воды на проведение соответствующих регенерационных операций и скоростям пропуска растворов определяют время пропуска регенерационного раствора и отмывки и далее, суммируя их с $\tau_{взр}$, уточняют суммарное время регенерации фильтра.

Суммарный расход воды собственных нужд, м³, на регенерацию

$$V_{сум} = V_{взр} + V_р + V_{отм}, \qquad (7.15)$$

Часовой расход на собственные нужды, м³/ч,

$$g_{с.н} = V_{сум}/n/24. \quad (7.16)$$

Суммарный расход воды, который должен быть выработан предыдущей ступенью очистки (расчетная производимость) $\sigma_{брутто}$, м³/ч,

$$\sigma_{брутто} = \sigma + g_{с.н}. \quad (7.17)$$

Ионитная часть ВПУ располагается, как правило, в закрытом помещении.

7.4.7. МЕМБРАННЫЕ МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ ВОДЫ

В основе мембранных методов лежит перенос ионов или молекул воды через мембраны, не сопровождающийся фазовыми переходами при удалении примесей, что позволяет свести к минимуму расход энергии на проведение процессов и осуществить их без использования химических реагентов [4].

Электродиализ — это процесс удаления из растворов ионизированных веществ путем переноса их через мембраны в поле постоянного электрического тока. Катионитовые (МК) и анионитовые (МА) мембраны выполняются в виде эластичных тонких ($\delta = 0{,}3 \div 0{,}7$ мм) пленок, состоящих из ионообменных материалов (катионита и анионита), нанесенных на упрочняющие сетки. Ток через мембраны переносится только ионами одного знака: так, катионитовая мембрана проницаема только для катионов, анионитовая — только для анионов. Используя чередующиеся катионитовые и анионитовые мембраны, создают многокамерный электродиализатор для снижения солесодержания обрабатываемой воды. В таком аппарате может происходить электромиграция ионов только из четных камер в нечетные в соответствии со свойствами мембран, кто обеспечивает получение опресненной воды в четных камерах и концентрирование солей в нечетных [2]. Электродиализные установки (ЭДУ) выпускают в виде модулей производительностью 1—50 м³/ч. ЭДУ комплектуются мембранами типов МК и МА, стоимостные характеристики которых приведены в табл. 7.30. Для повышения срока службы мембран из исходной воды должны быть предварительно удалены соединения железа, марганца ($c_{Fe,\,Mn} < 50$ мкг/кг) и органические соединения.

Установки обратного осмоса (УОО) действуют на принципе «продавливания» молекул воды через мембраны, которые практически непроницаемы для ионизированных примесей, находящихся в водных растворах, включая природную воду [2]. Движущей силой процесса в УОО является избыточное давление, которое должно превышать осмотическое. Расчетная величина осмотического давления в соответствии с законом Вант-Гоффа зависит главным образом от концентрации растворенного вещества и составляет для океанской воды 2,5 МПа. Эффективность УОО определяется использованием полупроницаемых мембран с высокой разделяющей способностью (селективность 70—98 %), высокой удельной проницаемостью для молекул воды [до 20 кг/(м²·ч)], прочностью и химической стойкостью. Отечественная промышленность выпускает полупроницаемые плоские мембраны типа МГА-70, МГА-80, МГА-90, МГА-95, МГА-100 (мембрана гиперфильтрационная, ацетилцеллюлозная, цифровой индекс — показатель селективности к раствору NaCl концентрацией 5 г/кг) с проницаемостью по воде, снижающейся по мере роста селективности от 45 до 6 кг/(м²·ч), и в виде полых волокон с наружным диаметром от 40 до 2500 мкм. В СССР в настоящее время создаются модули УОО производительностью 100 м³/ч. Природная вода до подачи на УОО должна быть очищена от грубодисперсных и коллоидных примесей.

7.5. ОЧИСТКА КОНДЕНСАТОВ НА ТЭС И АЭС

На установках с прямоточными котлами любых параметров пара и паропроизводительности и с реакторами кипящего типа, а также во вторых контурах АЭС с ВВЭР для очистки турбинных конденсатов от солей и кремниевой кислоты, поступающих с присосами охлаждающей воды в конденсаторы турбин, и продуктов коррозии оборудования электроблока предусматривается система для непрерывной очистки 100 %-ного конденсата, выходящего из конденсатора (или конденсаторов) турбины. На электростанциях с барабанными котлами конденсатоочистки сооружаются в тех случаях, когда общее солесодержание охлаждающей конденсаторы воды превышает 5000 мг/кг.

Обессоливание турбинного конденсата выполняется, как правило, в ФСД с выносной регенерацией при расчетной скорости фильтрования 100 м/ч. Характеристики ФСД приведены в табл. 7.22, а схема работы регенератора для ФСД — на рис. 7.6. Для разделения, регенерации и перемешивания ионитов в ФСД с выносной регенерацией, а также для хранения резервной ионитовой шихты устанавливают три фильтра-регенератора на два блока. Высота загрузки смешанной шихты в ФСД принимается равной 1,0 м при соотношении катионита и анионита в смеси 1,5 : 1,0. При использовании ФСД на блоках с нейтральным водным режимом соотношение катионита и анионита в смеси может быть изме-

Таблица 7.22. **Основные характеристики фильтров смешанного действия, регенераторов и фильтров-ловушек**

Тип	Высота слоя, м	Производительность, м³/ч	Масса конструкции, кг
ФИСДНР-2,0-1,0	1,0	300	2810
ФИСДНР-2,6-1,0	1,0	500	4380
ФИСДНР-3,4-1,0	1,0	900	7940
ФР-1,6-0,6	1,5	—	2200
ФР-2,0-0,6	2,0	—	3400
ФР-2,6-0,6	2,0	—	5300
ФЛ-0,2-1,0	—	150	124
ФЛ-0,3-1,0	—	270	181
ФЛ-0,4-1,0	—	450	299
ФЛ-0,45-1,0	—	900	372

Примечания: 1. Ф — фильтр, И — ионитный, СДНР — смешанного действия для наружной регенерации, Р — регенератор, Л — ловушка.
2. Все оборудование изготовляется ПО «Красный котельщик».

нено на 1 : 2, что требует перемещения вниз средней дренажной системы в фильтре-регенераторе, осуществляемого по месту сборки. При нормальных условиях эксплуатации в гидразинно-аммиачном режиме длительность фильтроцикла ФСД составляет 15—30 сут, в нейтрально-окислительном режиме 60—90 сут; переключение фильтра на регенерацию определяется проскоком ионов натрия или кремниевой кислоты, уплотнением шихты и загрязнением ее продуктами коррозии. В целях уменьшения расхода конденсата на собственные нужды конденсатоочисток ТЭС в схеме предусматриваются

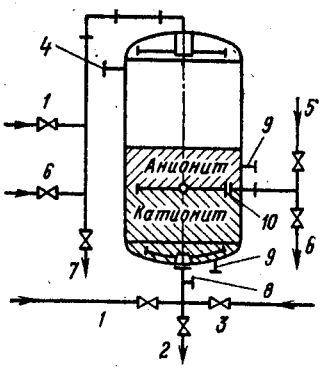


Рис. 7.6. Схема регенератора для ФСД с выносной регенерацией:
1 — подвод конденсата; *2* — спуск в дренаж; *3* — подвод кислоты; *4* — гидрозагрузка фильтрующего материала; *5* — подвод реагента (кислоты или щелочи); *6*, *7* — спуск в дренаж; *8* — подвод сжатого воздуха; *9* — гидровыгрузка фильтрующих материалов; *10* — средний дренаж

устройства (баки, механический фильтр, насосы для рециркуляции и т. д.), необходимые для повторного использования конденсата в процессах гидроперегрузки, разделения и отмывки ионитов. На конденсатоочистках АЭС и РБМК все потоки собственных нужд (воды взрыхления, гидроперегрузки и отмывки, регенерационные растворы) загрязнены радионуклидами, вымываемыми из ионообменных и механических фильтров, поэтому перед повторным использованием таких вод производится их дополнительная переработка (см. § 7.6).

Типичные показатели работы ФСД, приведенные в табл. 7.23, показывают, что способность смешанной шихты по обессоливанию и обескремниванию конденсата, как правило, высока, но грубодисперсные продукты коррозии задерживаются ионитной загрузкой ФСД значительно хуже.

Для очистки конденсатов от продуктов коррозии на отечественных ТЭС и АЭС перед ФСД устанавливают механические фильтры. Как видно из табл. 7.23, концентрация грубодисперсных и коллоидных примесей в конденсатах колеблется в широких пределах в зависимости от режимов эксплуатации оборудования, поэтому предварительная механическая очистка конденсата позволяет защитить иониты в ФСД от загрязнений продуктами коррозии и обеспечить поддержание качества турбинного конденсата по железу и меди в пределах нормируемых значений. В нашей стране наибольшее распространение в качестве меха-

Таблица 7.23. **Показатели работы ФСД [1]**

Показатель качества воды	Результаты анализов		Коэффициент очистки, после фильтра
	перед фильтром	после фильтра	
Содержание железа, мкг/кг	250—500 15—17	10—50 1—10	90—96 60—93
Содержание меди, мкг/кг	10—30	1—5	83—90
Содержание никеля, мкг/кг	2—4	0	100
Кремнесодержание, мкг/кг	50—100 15—30	6—15 1—3	85—88 90—93
Удельная электрическая проводимость, мкСм/см	5—15 0,2	0,5—1 0,08	—

Примечание. В знаменателе — пусковой период, в числителе — период нормальной эксплуатации.

нических фильтров конденсатоочисток нашли Н-катионитные фильтры с использованием в них сульфоугля или катионита КУ-2 с высотой слоя 0,8 м при скорости фильтрования 50—80 м/ч (см. табл. 7.18). В случае применения катионитных механических фильтров предусматривается периодическая гидровыгрузка катионита в специально устанавливаемый Н-катионитный фильтр с подводом к нему растворов кислоты и сжатого воздуха.

В механических фильтрах БОУ на ТЭС и АЭС используется также новый материал — сополимер стирола и дивинилбензола, являющийся полуфабрикатом производства ионитов [12].

Новым направлением в практике очистки станционных вод является применение электромагнитных фильтров (ЭМФ), целесообразность использования которых связана с нахождением среди железосодержащих частиц магнетита и маггемита, обладающих магнитными свойствами. ЭМФ в схеме очистки турбинных конденсатов блоков СКП характеризуется эффективностью по железу в пределах 30—60 %, что больше, чем при использовании сульфоугольных фильтров [1]. Детализация процессов и устройств для магнитного фильтрования, рассмотренная в [19], позволила рекомендовать в качестве наиболее оптимальной и экономичной конструкции ЭМФ тороидальную схему с сердечниками.

Положительный опыт получен также при использовании для обезжелезивания конденсата намывных ионитных фильтров [15].

Установка механических фильтров хотя и защищает шихту ФСД от загрязнений, но одновременно усложняет схему и эксплуатацию конденсатоочисток и создает дополнительные потери напора на уровне 0,1—0,14 МПа, поэтому эксплуатировать конденсатоочистки возможно также на «голых» ФСД, используя при этом высокопрочные смолы макропористой структуры, например типов КУ-23 и АВ-17-10П [15].

На ТЭЦ с отдачей пара на производство очистка возвратного конденсата обосновывается технико-экономическим расчетом в сопоставлении с испарителями или паропреобразователями, питаемыми возвратным конденсатом, если он содержит примеси в концентрациях, превышающих: $Ж_о$ 50 мкг-экв/кг, Fe 100 мкг/кг, Zn, Cu, Ni — по 20 мкг/кг, SiO_2 150 мкг/кг, нефтепродукты 0,5 мг/кг, сухой остаток за вычетом оксидов 1 мг/кг, а также органические вещества, которые при полном термолизе выделяют кислотность, превышающую 0,2 мг-экв/кг. Для удаления продуктов коррозии из возвратных конденсатов обычно применяют осветлительные фильтры, загруженные сульфоуглем при температуре конденсата менее 50 °С или катионитом КУ-2 при температуре до 100 °С. Перспективными для обезмасливания конденсатов являются фильтры, загруженные вспененными полимерными материалами (типа пенополиуретана). Для приема производственного конденсата устанавливаются два бака на двухчасовой возврат каждый.

7.6. ОЧИСТКА РАДИОАКТИВНО-ЗАГРЯЗНЕННЫХ ВОД ОСНОВНЫХ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ КОНТУРОВ АЭС

На атомных электростанциях с реакторами типов ВВЭР и РБМК очистка радиоактивно-загрязненных вод производится на установках, входящих в состав системы, называемой спецводоочисткой (СВО). Проектирование и эксплуатация этой системы предусматривает сооружение биологической защиты, выполнение требований к минимализации объема высокоактивных сбросов собственных нужд и остаточным концентрациям радионуклидов в обработанной воде, наличие радиоактивных газовых сдувок и т. п. [15, 23]. Классификация и производительность таких установок, входящих в состав спецводоочистки АЭС с ВВЭР и РБМК, представлены в табл. 7.24.

На АЭС эксплуатируются также установки, кроме перечисленных, для приготовления добавочной питательной воды и подпитки тепловой сети. Выбор схем и оборудования этих установок освещен в табл. 7.15, 7.20 в соответствии с нормами технологического проектирования (ВНТП-81).

Очистка радиоактивно-загрязненных вод с низким солесодержанием (до 1 г/кг) производится методами фильтрования на оборудовании, характеристика которого приведена в табл. 7.25, а вод с солесодержанием выше 1 г/кг — на выпарных установках (табл. 7.26).

На АЭС с РБМК. СВО-1 предназначена для удаления взвешенных примесей на механических фильтрах насыпного или намывного типа и ионизированных примесей с использованием ФСД при однократном использовании ионообменных смол при температуре 40 °С. СВО-1 работает под полным давлением контура. В переходных режимах при давлении не более 1,6 МПа байпасная очистка КМПЦ может дополнительно осуществляться на СВО-7, достигая 700 т/ч. Характеристики и количество установленного на СВО-1 и других установках оборудования приведена в табл. 7.27.

Принципиальная схема намывного перлитного фильтра с регенерацией патронов методом пневмогидравлического удара представлена на рис. 7.7.

СВО-2 предназначена для очистки вод бассейна от коррозионного шлама, хлоридов и для обеспечения прозрачности воды

Таблица 7.24. **Классификация и производительность установок спецводоочистки АЭС (производительность общестанционных СВО зависит от полной мощности АЭС)**

Тип обрабатываемой воды	Тип реактора					
	ВВЭР-440		ВВЭР-1000		РБМК-1000	
	Обозначение	Производительность, м³/ч	Обозначение	Производительность, м³/ч	Обозначение	Производительность, м³/ч
Очистка воды реакторного контура (блочная)	СВО-1	30	СВО-1	60	СВО-1	200
Очистка организованных протечек и воды слива контура (блочная)	СВО-2	30	СВО-2	30	—	—
Очистка трапных вод (общестанционная)	СВО-3	—	СВО-3	—	СВО-4	30
Очистка вод бассейнов и баков аварийного запаса борной кислоты для ВВЭР	СВО-4	30 *	СВО-4	30—40 *	СВО-2	50
Очистка продувочной воды парогенераторов	СВО-5	15 **	СВО-5	30 **	—	—
Регенерация борной кислоты	СВО-6	3 ***	СВО-6	3 ***	—	—
Очистка вод спецпрачечных	СВО-7	—	СВО-7	—	—	—
Очистка охлаждающей воды контура СУЗ (блочная)	—	—	—	—	СВО-3	10
Очистка организованных протечек	—	—	—	—	СВО-5	100
Очистка отмывочных вод и вод взрыхления	—	—	—	—	СВО-6	100 *
Очистка дезактивирующих растворов контура МПЦ	—	—	—	—	СВО-7	500
Узел подготовки ионообменных смол	—	—	—	—	СВО-8	—

* На каждые два—четыре блока.
** На один блок.
*** По борному концентрату.

Таблица 7.25. **Водоподготовительное оборудование для АЭС**

Тип фильтра	Высота слоя не более, мм	Производительность, м³/ч	Масса аппарата, кг	Использование в СВО
АФИ-0,5-1,0	1000	10	325	СВО-3 АЭС с РБМК
АФИ-0,6-1,0	1000	6	490	СВО-4, СВО-6, АЭС с ВВЭР
АФИ-0,7-1,0	1000	20	570	СВО-3 АЭС с РБМК
АФИ-1,0-2,0-С (с фланцевым разъемом)	1500	40	2100	СВО-2 АЭС с ВВЭР
АФИ-1,0-2,0 (без фланцевого разъема)	1500	40	1400	То же
АФИ-1,5-1,0 (высокий)	1500	100	2104	СВО-4 АЭС с ВВЭР; СВО-2, СВО-4 АЭС с РБМК
АФИ-1,5-1,0 (низкий)	1500	65	1105	СВО-4 АЭС с ВВЭР-440
АФИс-1,5-1,0	1500	—	1841	СВО-8 АЭС с РБМК
АФИ-2,0-1,0	1500	100	2524	СВО-5 АЭС с ВВЭР, СВО-6, АЭС с ВВЭР

Продолжение табл. 7.25

Тип фильтра	Высота слоя не более, мм	Производительность, м³/ч	Масса аппарата, кг	Использование в СВО
АФИ-2,4-9,0	1 000	230	26 900	СВО-1 АЭС с РБМК
АФИУ-1,0-1,0	1 700	40	1 105	СВО-3, СВО-4, СВО-5 АЭС с ВВЭР
АФИУК-1,0-1,0	1 700	40	1 600	СВО-3 АЭС с ВВЭР, СВО-4 АЭС с РБМК
АФМ-0,3-1,6	—	30	200	Промежуточный контур СУЗ АЭС с ВВЭР
АФМ-1,0-1,0	1 000	40	795	СВО АЭС с ВВЭР-440
АФМ-2,6-1,0	1 000	50	4 000	СВО-4 АЭС с ВВЭР
АФИСДНр-1,0-1,6	1 500	40	9 500	СВО-1 АЭС с ВВЭР
АФИСДВр-2,0-1,0	1 600	160	3 920	СВО-4 АЭС с РБМК
АФИСДНр-2,6-3,2	730	500	10 520	БОУ АЭС с ВВЭР-440
АФИСДНр-2,6-1,6-2П	2 340	900	14 390	БОУ АЭС с ВВЭР-1000
АФИСДНр-3,0-1,6	1 200	640	7 880	БОУ АЭС с РБМК-1000
АФИСДНр-3,4-1,6	950	900	12 570	БОУ АЭС с РБМК-1500
АФНм-0,4-2,5	Поверхность 2 м²	10	—	СВО-3 АЭС с РБМК
АФНм-0,8-1,0	13 м²	50	—	СВО-2 АЭС с РБМК
АФНм-1,2-1,0	25 м²	100	—	СВО-5 АЭС с РБМК
АФНм-1,2-9,0	25 м²	100	8 300	СВО-1 АЭС с РБМК
АФР-1,0-1,0	—	—	1 150	СВО АЭС с ВВЭР-440
АФР-1,6-0,6	—	—	3 200	БОУ АЭС с ВВЭР-440
АФР-2,0-1,0	—	—	5 246	СВО АЭС с ВВЭР и РБМК
АФР-2,6-0,6	—	—	6 400	БОУ АЭС с ВВЭР-1000 и РБМК
АЭМФ-0,35-1,0	1 000	100	—	—
АЭМФ-0,6-1,0	1 000	300	—	—
АЭМФ-0,8-1,0	1 000	500	—	—
АЭМФ-1,1-4,0	1 300	1 000	3 300	БОУ АЭС с ВВЭР-440
АЭМФ-1,6-1,6	1 300	2 000	—	БОУ
АЭМФ-1,6-1,6-2П	2 300	3 600	5 430	БОУ
АФЛ-0,2-1,0	—	10	120	СВО-4, СВО-6, СВО-7 АЭС с ВВЭР
АФЛ-0,4-1,0	—	65	270	СВО-4 АЭС с ВВЭР
АФЛ-0,5-1,0	—	65	310	СВО АЭС с ВВЭР
АФЛ-0,4-3,2	—	500	520	БОУ АЭС с ВВЭР-440
АФЛ-0,6-1,6	—	900	1 200	БОУ АЭС с ВВЭР и РБМК
АМн-1,0-1,0	—	Объем 1 м³	700	СВО-3 АЭС с ВВЭР
АМн-2,0-1,0		Объем 10 м³	2 800	ХЖО АЭС с ВВЭР и РБМК
АФМВТ-1,0-16	700	100	—	СВО-1 АЭС с ВВЭР и РБМК
АФЛВТ-0,3-16	—	100	—	То же

Примечание. А — аппараты для АЭС, Ф — фильтры, И — ионитные, У — активированного угля, М — механические, Нм — намывные, СУ — сульфоугольные, СДНр — смешанного действия с наружной регенерацией, СДВр — смешанного действия с внутренней регенерацией; ЭМ — электромагнитные, ВТ — высокотемпературные, Р — регенеративные, Л — ловушки, Мн — монжюсы, К — защищенные кожухом, с — оборудован смотровыми окнами, 2П — двухпоточный, С — сейсмостойкое исполнение; первая цифра после буквенного обозначения — условный диаметр аппарата в метрах, вторая — рабочее давление в мегапаскалях.

Таблица 7.26. **Оборудование выпарных установок СВО (материал аппаратов — сталь 12Х18Н10Т)**

Оборудование	Рабочее давление, МПа	Температура, °С	Поверхность теплообмена, м²	Производительность по воде, т/ч	Расход технической воды, м³/ч
Выпарной аппарат	0,80	170	280	10	—
	0,35	138	150	6	—
Доупариватель	0,35	138	25	1	—
	0,35	138	15	0,5	—
Конденсатор-дегазатор	—	—	58,6	—	322
Дефлегматор сдувок	0,35	—	5,0	—	8

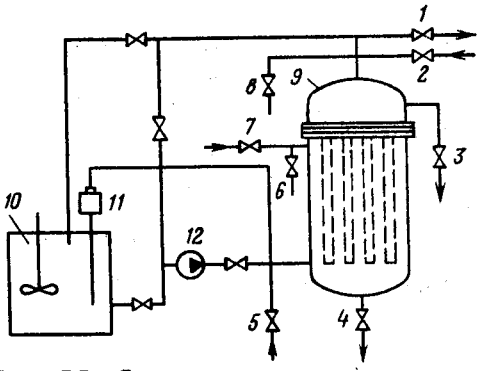


Рис. 7.7. Схема установки с намывным перлитным фильтром:

1 — выход обработанного конденсата; *2* — вход промывочной воды; *3* — сливная магистраль; *4* — выход отработанной пульпы; *5* — вход конденсата; *6* — быстродействующий клапан; *7* — сжатый воздух; *8* — воздушник; *9* — намывной фильтр; *10* — мешалка; *11* — подпиточный насос-дозатор; *12* — насос-намывка

глубиной до 7 м. Установка включает намывной перлитный фильтр, ФСД и фильтр-ловушку ионитов.

СВО-3 предназначена для удаления: из охлаждающей воды контура СУЗ продуктов коррозии, масел, смываемых с механических приводов; солей, поступающих с присосами охлаждающей воды в теплообменниках, методом последовательного фильтрования через намывной, катионитный и анионитный фильтры и фильтр-ловушку. Установка включает две рабочие нитки на один блок и одну резервную для двух блоков.

СВО-4 сооружается для очистки трапных вод, представляющих собой отработанные дезактивационные растворы, обмывочные растворы, стоки химических лабораторий, регенерационные растворы фильтров СВО и БОУ, характеризуемые высоким солесодержанием, что требует применения для дезактивации растворов универсальной схемы, основные элементы которой представлены на рис. 7.8. Производительность СВО-4 зависит от количества энергоблоков на АЭС. Очищенный дистиллят используется повторно, а дебалансные воды могут быть сброшены в канализацию при суммарной их активности не более 11,1 Бк/кг ($3 \cdot 10^{-10}$ Ки/кг).

Схема СВО-5 аналогична схеме СВО-3, а в схему СВО-6 дополнительно включен ФСД с учетом более высокого солесодер-

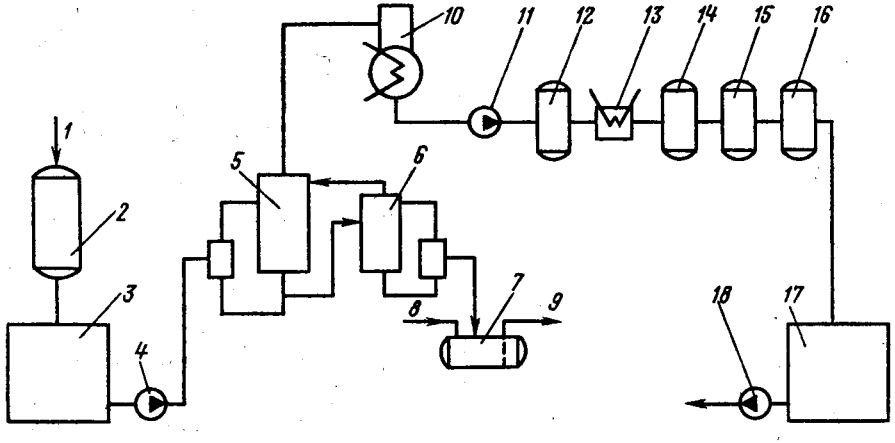


Рис. 7.8. Принципиальная схема переработки трапных вод:

1 — исходная вода; *2* — механический фильтр; *3* — бак трапных вод; *4* — насос трапных вод; *5* — выпарной аппарат; *6* — доупариватель; *7* — бак-вытеснитель; *8* — сжатый воздух; *9* — в хранилище жидких отходов (ХЖО); *10* — конденсатор-дегазатор; *11* — насос деаэрированной воды; *12* — фильтр активированного угля; *13* — охладитель конденсата; *14* — Н-катионитный фильтр; *15* — ОН-анионитный фильтр; *16* — ФСД с внутренней регенерацией; *17* — контрольный бак; *18* — перекачивающий насос

Таблица 7.27. **Схемы и оборудование спецводоочисток на АЭС с РБМК**

Оборудование. Тип	Количество и тип аппаратов			
	СВО-1	СВО-2	СВО-3 *	СВО-4 *, **
Механический фильтр, шт.	1	2	2	3
Тип	АФИ-2,4-0,9	АФНм-0,8-1,0	АФНм-0,4-2,5	АФИУК-1,0-1,0
Катионитный фильтр, шт.	—	—	1	1
Тип	—	—	АФИ-0,5-1 0	АФИ-1,5-1,0 *
Анионитный фильтр, шт.	—	—	1	1
Тип	—	—	АФИ-0,5-1,0	АФИ-1,5-1,0 ***
ФСД, шт.	2	1	—	1
Тип	АФИ-2,4-0,9	АФИ-1,5-1,0 ***	—	АФИСДВр-2,0-1,0
Фильтр-ловушка, шт.	1	1	1	1
Тип	АФЛ-0,6-9,0	АФЛ-0,5-1,0	АФЛ-0,4-2,5	АФЛ-0,8-1,0

Оборудование. Тип	Количество и тип аппаратов			
	СВО-5	СВО-6	СВО-7	СВО-8
Механический фильтр, шт.	2	2	—	2
Тип	АФНм-1,2-1,0	АФНм-1,2-1,0	—	АФИс-1,5-1,0
Катионитный фильтр, шт.	1	2	2	—
Тип	АФИ-2,0-1,0	АФИ-2,0-1,0	АФИСДНр-3,0-1,6	—
Анионитный фильтр, шт.	1	1	1	—
Тип	АФИ-2,0-1,0	АФИ-2,0-1,0	АФИСДНр-3,0-1,6	—
ФСД, шт.	—	2	—	—
Тип	—	АФИСВр-2,0-1,0	—	—
Фильтр-ловушка, шт.	1	1	1	—
Тип	АФНм-1,2-1,0	АФНм-1,2-1,0	АФЛ-0,7-1,6	—

* На одну нитку (один блок).
** Узел доочистки.
*** Высокий.

жания отмывочных вод. СВО-5 и СВО-6 соединены перемычками.

СВО-7 предназначена для байпасной очистки дезактивирующих растворов петель КМПЦ с использованием фильтров, загруженных катионитом и анионитом.

СВО-8 предназначена для отмывки смол *ядерного класса* от мелочи перед их загрузкой в ФСД и принятие ионитов из узла подготовки смол неядерного класса для транспортировки их в фильтры СВО и БОУ.

На АЭС с ВВЭР. Очистка реакторной воды осуществляется на оборудовании (табл. 7.28) двух СВО: СВО-1 предназначена для очистки теплоносителя от продуктов коррозии на термостойких фильтрующих материалах, периодически взрыхляемых, при параметрах первого контура, а СВО-2, состоящая из двух ниток фильтров $HR - KR - RBO_3$ — для снижения активности и концентрации хлоридов, газоудаления перед снятием крышки реактора и опорожнением контура, очистки организованных протечек в операциях борного регулирования.

СВО-3 состоит из трех групп оборудования: 1) узел сбора и подачи трапных вод на переработку; 2) узел с выпарной установкой; 3) узел доочистки конденсата. В первый узел включены: бак приямков трапных вод, отстойник, бак осветленной воды, фильтр предочистки трапных вод типа АФМ-1,0-1,0 с загрузкой катионитом КУ-2, бак трапных вод. Второй узел состоит из выпарного аппарата, доупаривателя, конденсатора-дегазатора, дефлегматора сдувок и монжюса (бака-вытеснителя)

Таблица 7.28. **Схемы и оборудование спецводоочисток на АЭС с ВВЭР**

Оборудование, тип	Количество и тип аппаратов		
	СВО-1	СВО-2	СВО-3 *
Механический фильтр, шт.	2	—	4
Тип	АФМВТ-1,0-16	—	АФИУК-1,0-1,0
Катионитный фильтр, шт.	—	4 (установлены последовательно)	2
Тип	—	АФИ-1,0-2,0	АФИУК-1,0-1,0
Анионитный фильтр, шт.	—	2	2
Тип	—	АФИ-1,0-2,0	АФИУК-1,0-1,0
ФСД, шт.	—	—	—
Тип	—	—	—
Ловушка, шт.	2	2	2
Тип	АФЛВТ-0,3-16	АФЛ-0,4-2,0	АФЛ-0,2-1,0

Оборудование, тип	Количество и тип аппаратов			
	СВО-4	СВО-5 ***	СВО-6 **, ***	СВО-7
Механический фильтр, шт.	2	1	1	4
Тип	АФИ-1,5-1,0 (высокий)	АФИ-2,0-1,0	АФИ-0,6-1,0	АФИУК-1,0-1,0
Катионитный фильтр, шт.	2	1	1	2
Тип	АФИУ-1,0-1,0	АФИУ-1,0-1,0	АФИ-0,6-1,0	АФИУК-1,0-1,0
Анионитный фильтр, шт.	2	1	1	2
Тип	АФИУ-1,0-1,0	ФИПаП-1,0-1,0	АФИ-0,6-1,0	АФИУК-1,0-1,0
ФСД, шт.	—	—	—	—
Тип	—	—	—	—
Ловушка, шт.	2	2	1	2
Тип	АФЛ-0,5-1,0	АФЛ-0,5-1,0	—	АФЛ-0,2-1,0

* Оборудование, установленное в схеме доочистки дистиллята.
** Оборудование, установленное в схеме очистки борного концентрата.
*** На одну нитку.

кубового остатка. Оборудование этого узла располагается пониточно, его количество зависит от числа блоков, установленных на АЭС. В узел № 3, кроме оборудования, показанного в табл. 7.28, включены контрольные баки очищенного дистиллята, из которых он откачивается для повторного использования, для сброса дебалансной его части или на повторную переработку в баки осветленных трапных вод.

СВО-7 предназначена для очистки душевых и прачечных вод, имеет схему и оборудование, аналогичные СВО-3, компонуется обычно совместно с оборудованием СВО-3. Узел выпарки СВО-7 дополняется группой оборудования очистки мыльного концентрата, включающей отстойники, фильтры АФИ-0,6-1,0 с загрузкой вермикулитом и баки декантата кубового остатка.

СВО-4 состоит из двух ниток фильтров, в каждую из которых входят механический, водород-калий-катионитный и анионитный в боратной форме фильтры.

СВО-5 предназначена для очистки продувочной воды парогенераторов от взвешенных и растворенных примесей и содержит одну рабочую нитку фильтров на блок и одну резервную на четыре блока с оборудованием, представленным в табл. 7.28.

СВО-6 предназначена для регенерации борной кислоты из вод, выводимых при осуществлении борного регулирования, и включает одну нитку выпарного оборудования на блок с доочисткой дистиллята и борного концентрата, а также одну резервную нитку. Схема доочистки дистиллята анало-

Таблица 7.29. **Оптовые цены на водоподготовительное оборудование для ТЭС и промышленной энергетики (прейскурант 19-05)**

Шифр фильтра	Оптовая цена за комплект с арматурой, руб.
Осветлительные вертикальные	
ФОВ-1,0-0,6	740
ФОВ-1,5-0,6	690
ФОВ-2,0-0,6	1 790
ФОВ-2,6-0,6	2 430
ФОВ-3,0-0,6	3 480
ФОВ-3,4-0,6	3 940
Сорбционные угольные	
ФС-2,0-0,6	1 665
ФС-2,6-0,6	2 210
ФС-3,0-0,6	2 765
ФС-3,4-0,6	3 050
Ионитные первой ступени	
ФИПа I-0,7-0,6-Na	335
ФИПа I-1,0-0,6-Na	760
ФИПа I-1,5-0,6-Na	665
ФИПа I-1,0-0,6-H	840
ФИПа I-1,5-0,6-H	830
ФИПа I-2,0-0,6-H	2 130
ФИПа I-2,6-0,6-H	2 690
ФИПа I-3,0-0,6-H	3 090
ФИПа I-3,4-0,6-H	3 760
Водоподготовительная установка ВПУ-1,0	385
Водоподготовительная установка ВПУ-1,0-М	665
Ионитные второй ступени	
ФИПа II-1,0-0,6-Na	770
ФИПа II-1,5-0,6-Na	750
ФИПа II-1,0-0,6-H	930
ФИПа II-1,5-0,6-H	1 180
ФИПа II-2,0-0,6-H	2 400
ФИПа II-2,6-0,6-H	3 000
ФИПа II-3,0-0,6-H	3 790
Смешанного действия	
ФИСДВР-2,0-1,0	3 250
ФИСДНР-2,0-1,0	2 720
ФИСДНР-2,6-1,0	3 940
ФИСДНР-3,4-1,0	5 190
Регенераторы	
ФР-1,6-0,6	3 060
ФР-2,0-0,6	4 290
ФР-2,6-0,6	5 140
Солерастворители	
С-0,125-0,4	100
С-0,40-0,7	340
С-1,0-1,0	290
Водоподготовительная установка ВПУ-10-М	2 250
Осветлитель D_y = 6300 мм, масса сухого 27 553 кг	12 400

Таблица 7.30. **Оптовые цены на синтетические смолы и пластические массы (прейскурант 05-02)**

Наименование	Цена на сухое вещество, руб/т
Катиониты	
КБ-2	4 450
КБ-2-4	5 000
КБ-2-7П	6 200
КБ-2-10П	6 200
КБ-4-10П	5 800
КБ-4	2 600
КБ-4П-2	2 650
КУ-1	740
КУ-2-8:	
высшей категори качества	1 550
I сорта	1 500
КУ-23	3 800
КУ-2-8чс	3 500
КУ-2-20	8 400
КУ-2П	1 550
Сополимер с 8 % ДВБ:	
высшего сорта	1 050
I сорта	1 000
Электронообменники	
ЭО-7	3 250
ЭИ-21-75СН	13 650 *
Аниониты	
АВ-16ГС	3 850

Продолжение табл. 7.30

Наименование	Цена на сухое вещество, руб/т	Наименование	Цена на сухое вещество, руб/т
АВ-17-8:		АН-21	13 600
высшей категори качества	3 600	АН-22-8	8 400
I сорта	3 500	АН-31	2 100
АВ-17-8чс:		АН-221	11 150
высшей категории качества	7 250	ЭДЭ-10П	2 200
I сорта	7 100		
АВ-29-12П	8 000	*Мембраны*	
АН-1	1 500		
АН-2Ф	1 200	МК-40	15 **
		МА-40	15 **

* За 1 м³.
** За 1 шт.

Таблица 7.31. **Основные оптовые цены на реагенты (прейскурант 05-01)**

Реагент	Содержание основного вещества, %	Оптовая цена за 1 т
Аммиак водный, технический	Не менее 25	28—00
Гексаметафосфат натрия	—	630—00
Едкий натр очищенный:		
высшего сорта	Не менее 46	71—30
I сорта	Не менее 45	67—50
II сорта	Не менее 43	58—00
Известь хлорная	Не менее 27	70—00
Гидразингидрат технический	62—67	2500—00
Железный купорос технический:		
I сорта	52	30—00
II сорта	47	27—00
Серная кислота:		
башенная	75	28—50
контактная:		
I сорта	92,5	39—80
II сорта	95,5	38—85
улучшенная I сорта	92,5—94,0	44—40
регенерированная	91	20—40
Соль поваренная:		
техническая	Не менее 96	5—80
очищенная	98±1	4—10
Соляная кислота:		
техническая	Не менее 31,5	23—60
ингибированная	Не менее 31,5	25—20
Трилон Б технический	Не менее 98	2450—00
Щавелевая кислота	Не менее 99	700—00

Таблица 7.32. **Оптовые цены на листовой металлопрокат и трубы из различных материалов (прейскурант 23-03, ч. II)**

Материал	Размер, мм	Цена, руб/т
Сталь:	Толщина:	
12Х18Н10Т	9—12	1020
Ст3сп5	9—12	140
12ХМ	52—60	274
Медь М2	5,0—6,5	1340
Латунь ЛО62-1	5,5—7,0	1560
Алюминий АД	до 10,5	1040
Титан ВТ1-0	12—35	4100
	Диаметр труб:	
Сталь 12Х18Н10Т	25×2,0	2230
	25×3,0	2031
	57×4,0	1696
	108×6,0	1405
	159×6,0	1347
	152×8,0	1295
Сталь 20	15×2,0	540
	57×4,0	260
	108×5,0	206
	159×6,0	201
Сталь 15Х5М	25×2,0	1522
	25×3,0	1153
	57×4,0	686
	108×6,0	620
	152×8,0	609

гична схеме СВО-3, а оборудование схемы очистки борного концентрата приведено в табл. 7.28.

Данные о хранении радиоактивных отходов спецводоочистки будут приведены в кн. 4, разд. 9.

7.7. ОПТОВЫЕ ЦЕНЫ НА ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ И РЕАГЕНТЫ ДЛЯ ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

При проведении технико-экономических расчетов необходимы данные по стоимостным характеристикам оборудования и материалов, используемых на ВПУ различных типов. В табл. 7.29—7.32 приведены оптовые цены, введенные в действие с 1.01.82, с указанием номеров соответствующих прейскурантов с учетом изменений, внесенных в них в период до 1.01.88.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Белоконова А. Ф.** Водно-химические режимы тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1985.

2. **Водоподготовка.** Процессы и аппараты/Под ред. О. И. Мартыновой. М.: Атомиздат, 1977.

3. **Водоподготовительное** оборудование для ТЭС и промышленной энергетики. Отраслевой каталог. М.: НИИЭинформэнергомаш, 1983.

4. **Дытнерский Ю. И.** Мембранные процессы разделения жидких смесей. М.: Химия, 1975.

5. **Кот А. А., Деева З. В.** Водно-химический режим мощных энергоблоков ТЭС. М.: Энергия, 1978.

6. **Лифшиц О. В.** Справочник по водоподготовке котельных установок. 2-е изд. М.: Энергия, 1976.

7. **Маргулова Т. Х., Мартынова О. И.** Водные режимы тепловых и атомных электростанций: Учебник для вузов. М.: Высшая школа, 1981.

8. **Маргулова Т. Х.** Применение комплексонов в теплоэнергетике. — 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1986.

9. **Мамет А. П., Юрчевский Е. Б.** Сокращение отходов водоподготовки (солевых сбросов) на тепловых электростанциях//Энергомашиностроение. 1982. № 7. С. 30—33.

10. **Мещерский М. А.** Эксплуатация водоподготовительных установок электростанций высокого давления. — 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1984.

11. **Нормы** технологического проектирования тепловых электростанций (ВНТП-81)/М.: Минэнерго СССР, 1981.

12. **Опыт** применения сополимера стирола и дивинилбензола в системе БОУ ТЭЦ-21 Мосэнерго/А. А. Громогласов, Г. Н. Белова, Т. В. Морева и др.//Теплоэнергетика. 1983. № 12. С. 56—57.

13. **ОСТ-95 743-79.** Качество теплоносителя АЭС с реакторами типа РБМК, средства его обеспечения и контроля. Введ. 01.02.80.

14. **ОСТ-95 962-82.** Теплоноситель первого контура ядерных энергетических реакторов типа ВВЭР-1000. Введ. 01.07.83.

15. **Очистка** вод атомных электростанций/Л. А. Кульский, Э. Б. Страхов, А. М. Волошина, В. А. Блюзнюкова. Киев: Наукова думка, 1979.

16. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. — 13-е изд. М.: Энергоиздат, 1977.

17. **Руководящие** указания по консервации теплоэнергетического оборудования. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1972.

18. **Руководящие** указания по предотвращению образования минеральных и органических отложений в конденсаторах турбин и их очистке. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1975.

19. **Руководящие** указания по стабилизационной обработке охлаждающей воды в оборотных системах охлаждения с градирнями оксиэтилидендифосфоновой кислотой. М.: СПО Союзтехэнерго, 1981.

20. **Руководящие** указания по трилонной обработке воды барабанных котлов 3,9—11 МПа (39—110 кгс/см²). М.: СПО Союзтехэнерго, 1982.

21. **Сандуляк А. В., Федоткин И. М.** Магнитное обезжелезивание конденсата. М.: Энергоатомиздат, 1983.

22. **Химические** очистки теплоэнергетического оборудования. Вып. 2./Под ред. Т. Х. Маргуловой. М.: Энергия, 1978.

23. **Химическая** технология теплоносителей ядерных энергетических установок: Учеб. пособие для вузов/В. М. Седов, А. Ф. Нечаев, В. А. Доильницын, П. Г. Крутиков/Под ред. В. М. Седова. М.: Энергоатомиздат, 1985.

24. **Химический** контроль на тепловых и атомных электростанциях: Учебник для вузов/О. И. Мартынова, Л. М. Живилова, Б. С. Рогацкин, Н. П. Субботина/Под ред. О. И. Мартыновой. М.: Энергия, 1980.

РАЗДЕЛ ВОСЬМОЙ

НЕТРАДИЦИОННАЯ ЭНЕРГЕТИКА

8.1. СОЛНЕЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

8.1.1. ХАРАКТЕРИСТИКА СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ

Количество лучистой энергии Солнца во всем диапазоне длин волн, получаемой в единицу времени единичной площадкой, перпендикулярной солнечным лучам, вне земной атмосферы на расстоянии одной астрономической единицы от Солнца, называется *солнечной постоянной*. Значение солнечной постоянной, полученное в результате прямых измерений с космических аппаратов и рекомендованное NASA в качестве стандартной, $I_0 = 1353$ Вт/м$^2 \pm 1{,}5$ %. Это значение используется до настоящего времени в гелиотехнике. В последние годы появились работы, в которых предлагается уточненное значение солнечной постоянной, равное 1373 Вт/м$^2 \pm 1 \div 2$ %. Поскольку расстояние между Землей и Солнцем претерпевает сезонные изменения, интенсивность солнечной радиации, падающей на единичную площадку, также не остается постоянной. Эффективная солнечная постоянная $I_{0\,эф}$, учитывающая эти сезонные колебания, может быть рассчитана по формуле

$$I_{0\,эф} = \left[1 + 0{,}033 \cos\left(\frac{360°n}{365}\right)\right] I_0, \quad (8.1)$$

где n — порядковый номер дня, отсчитанный от 1 января.

Важной характеристикой солнечного излучения является его спектральное распределение (рис. 8.1).

Доля энергии солнечного излучения, приходящаяся на интервал длин волн от 0 до λ ($f_{0-\lambda}$), приведена в табл. 8.1, из которой видно, что почти вся энергия, излучаемая Солнцем, приходится на узкий диапазон длин волн в видимой и ближней ИК-области (в диапазоне 0,24—4 мкм заключено 98 % энергии излучения).

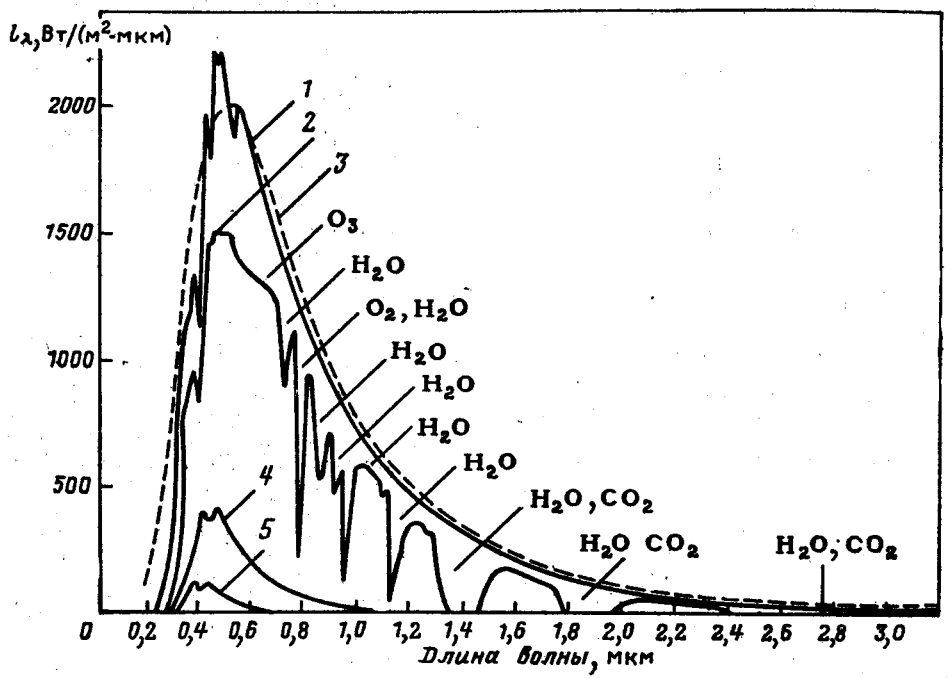


Рис. 8.1. Спектральное распределение интенсивности солнечного излучения:

1 — за пределами атмосферы; *2* — на уровне моря при $m = 1$; *3* — излучение абсолютно черного тела при температуре 5800 К; *4* — диффузная составляющая при легкой дымке; *5* — диффузная составляющая при ясном небе

Таблица 8.1. **Доля энергии солнечного излучения, приходящаяся на интервал длин волн от 0 до λ ($I_0 = 1353$ Вт/м^2) [30]**

λ	$f_{0-\lambda}$	λ	$f_{0-\lambda}$	λ	$f_{0-\lambda}$
0,24	0,0014	0,47	0,1817	1,2	0,7840
0,25	0,0019	0,48	0,1968	1,4	0,8433
0,26	0,0027	0,49	0,2115	1,6	0,8861
0,27	0,0041	0,50	0,2260	1,8	0,9159
0,28	0,0056	0,51	0,2421	2,0	0,9349
0,29	0,0081	0,52	0,2538	2,2	0,9483
0,30	0,0121	0,53	0,2674	2,4	0,9586
0,31	0,0166	0,54	0,2808	2,6	0,9667
0,32	0,0222	0,55	0,2938	2,8	0,9731
0,33	0,0293	0,56	0,3065	3,0	0,9783
0,34	0,0372	0,57	0,3191	3,2	0,9822
0,35	0,0452	0,58	0,3318	3,4	0,9850
0,36	0,0532	0,59	0,3444	3,6	0,9872
0,37	0,0615	0,60	0,3568	3,8	0,9891
0,38	0,0700	0,62	0,3810	4,0	0,9906
0,39	0,0782	0,64	0,4042	4,5	0,9934
0,40	0,0873	0,66	0,4266	5,0	0,9951
0,41	0,0992	0,68	0,4481	6,0	0,9972
0,42	0,1122	0,70	0,4688	7,0	0,9982
0,43	0,1247	0,75	0,5169	8,0	0,9988
0,44	0,1373	0,80	0,5602	10,0	0,9994
0,45	0,1514	0,90	0,6337	50,0	1,0000
0,46	0,1665	1,0	0,6949		

При прохождении через атмосферу солнечное излучение ослабляется за счет процессов поглощения и рассеяния. Это ослабление зависит от длины пути солнечных лучей в атмосфере, которая называется *массой атмосферы*. Масса атмосферы $m = 1$, когда длина пути отсчитана от уровня моря по вертикали (положение Солнца в зените). При зенитном угле θ_z (угол между вертикалью и направлением на Солнце) масса атмосферы $m = \sec\theta_z$.

Поглощение солнечной радиации атмосферой обусловлено в основном присутствием в ней озона, водяных паров и CO_2. Озон почти полностью поглощает излучение в ультрафиолетовой части спектра до 0,29 мкм, слабо поглощает до 0,35 мкм и не поглощает в остальной части спектра за исключением узкой зоны длин волн вблизи 0,6 мкм. Водяные пары и CO_2 вызывают появление достаточно широких зон поглощения в ближней ИК-области. При длинах волн, бо́льших 2,3 мкм, интенсивность солнечного излучения мала за пределами атмосферы (не более 5 %) и становится пренебрежмо малой на уровне моря.

Рассеяние излучения при прохождении через атмосферу вызывается взаимодействием его с молекулами воздуха, водяного пара и пыли.

Полученные при прямых измерениях данные по солнечной радиации обрабатываются и представляются в табличной или графической форме. На рис. 8.2—8.5 приведены данные по солнечной радиации для различных регионов Земли. Более подробные данные по солнечной радиации для территории СССР см. в [22].

Угол падения солнечных лучей θ на рассматриваемую плоскость в заданный момент времени может быть вычислен с помощью следующего соотношения:

$$\cos\theta = \sin\delta \sin\gamma \cos\beta - \sin\delta \cos\varphi \sin\beta \cos\gamma + \cos\delta \cos\varphi \cos\beta \cos\omega + \cos\delta \sin\varphi \sin\beta \cos\gamma \cos\omega + \cos\delta \sin\beta \sin\gamma \sin\omega, \quad (8.2)$$

где φ — широта местности; δ — склонение (угловое положение Солнца в солнечный полдень относительно плоскости экватора); β — угол между рассматриваемой плоскостью и горизонтальной плоскостью; γ — азимутальный угол (угол между проекцией нормали к рассматриваемой плоскости и местным меридианом); ω — часовой угол (отсчитанное от солнечного полдня угловое смещение Солнца относительно местного меридиана, обусловленное вращением Земли и соответствующее 15° в час).

При отсчете углов соблюдаются следующие правила: значения φ и δ положительны для северного полушария и отрицательны для южного; γ отсчитывается от южного направления и имеет положительный знак при отклонении к востоку и отрицательный — при отклонении к западу; ω равняется нулю в солнечный полдень, до полудня имеет отрицательные значения, после полудня — положительные.

Склонение δ определяется по формуле Купера [30]:

$$\delta = 23.45 \sin\left(360\,\frac{284 + n}{365}\right), \quad (8.3)$$

где n — порядковый номер дня года.

Часто из литературных источников известны данные по солнечной радиации, приходящейся на горизонтальную поверхность, а при расчете гелиотехнического оборудования обычно нужны данные по солнечной радиации, приходящейся на наклонную поверхность. Отношение потоков прямой солнечной радиации на наклонную и горизонтальную поверхности для наиболее распространенного случая точной ориентации гелиоустановки на юг ($\gamma = 0$)

$$R_в = \frac{\cos(\varphi - \beta)\cos\delta\cos\omega + \sin(\varphi - \beta)\sin\delta}{\cos\varphi\cos\delta\cos\omega + \sin\varphi\sin\delta}, \quad (8.4)$$

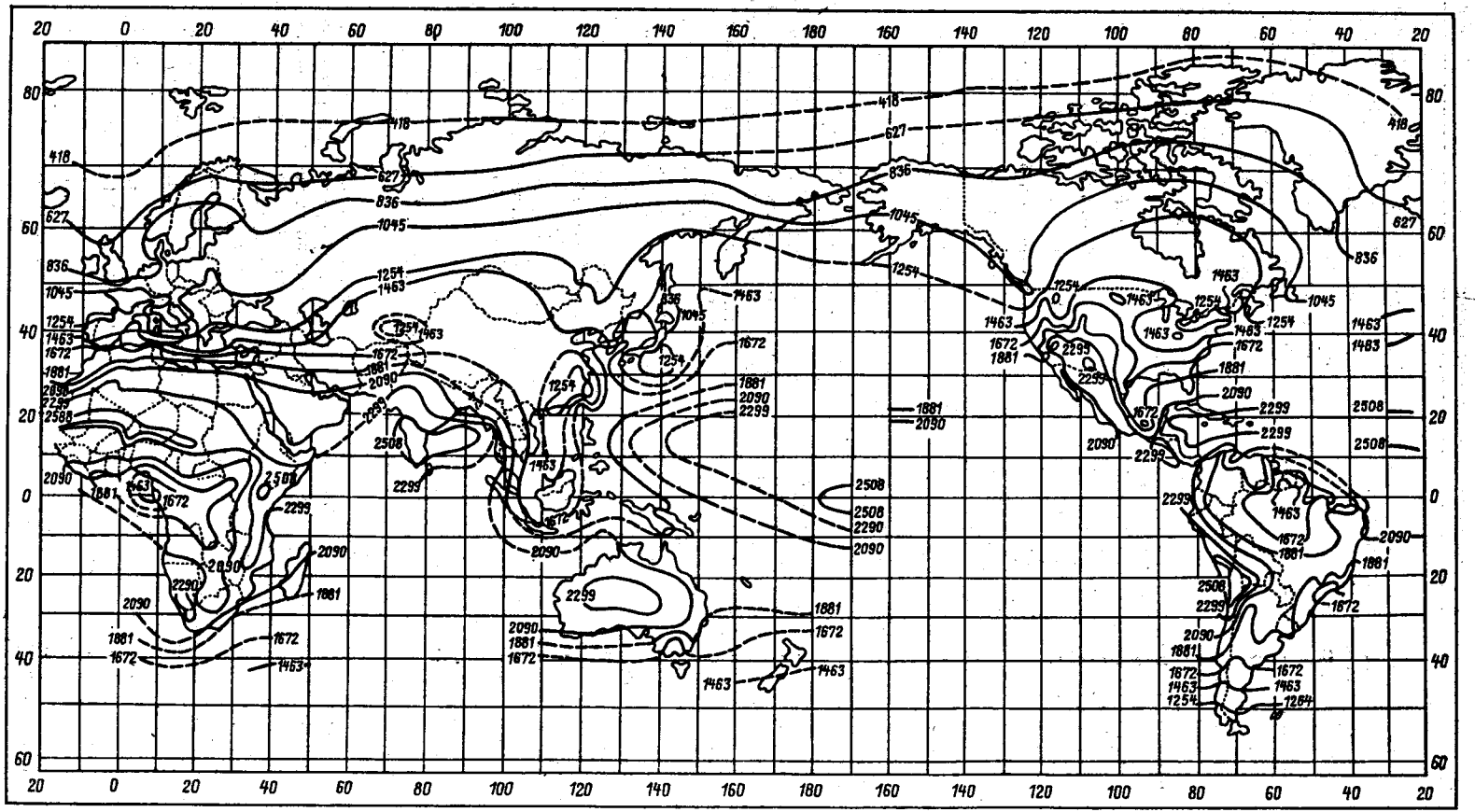


Рис. 8.2. Суточный приход солнечной радиации (прямой и рассеянной) на горизонтальную поверхность в марте, Дж/(см^2·сут)

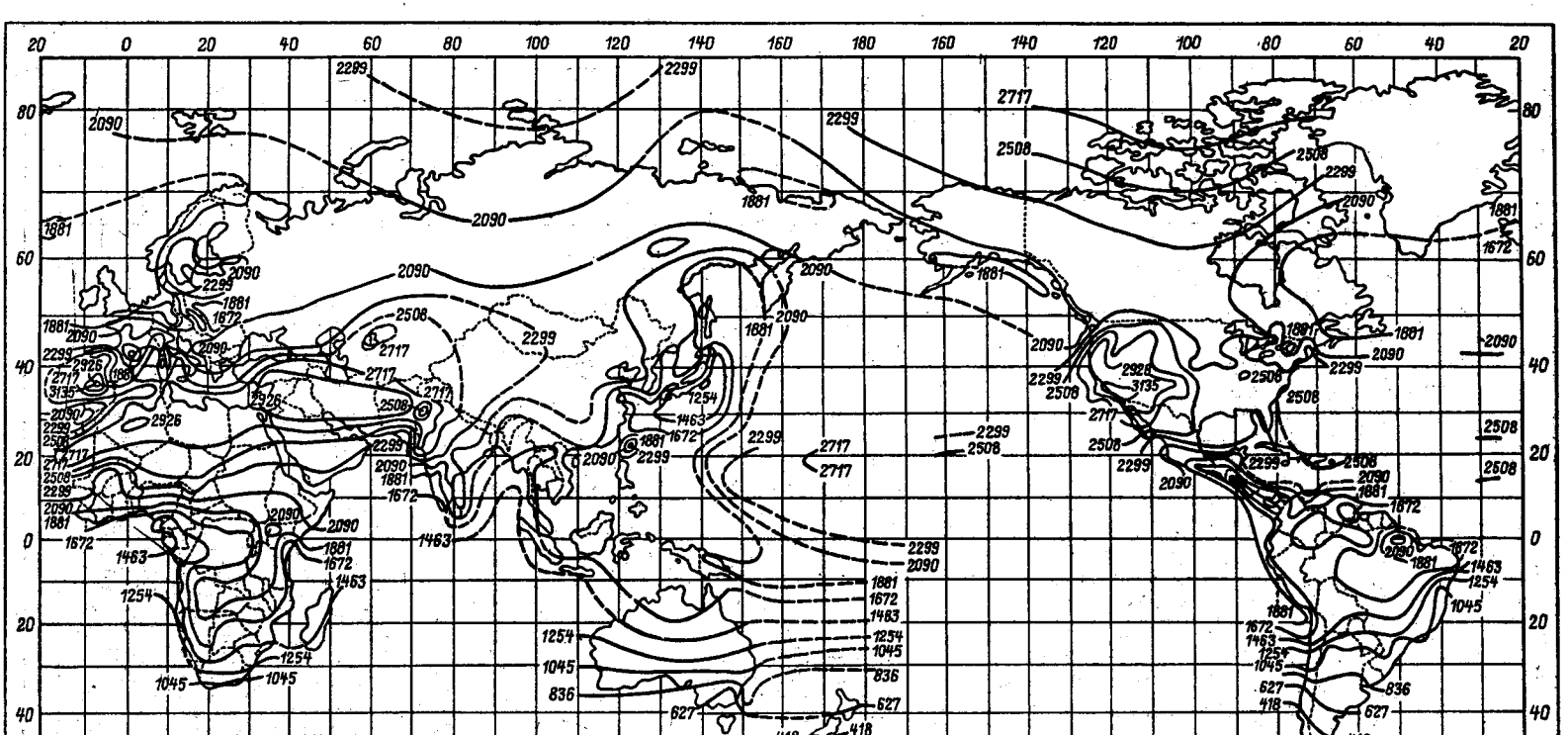


Рис. 8.3. Суточный приход солнечной радиации (прямой и рассеянной) на горизонтальную поверхность в июне, Дж/(см^2·сут)

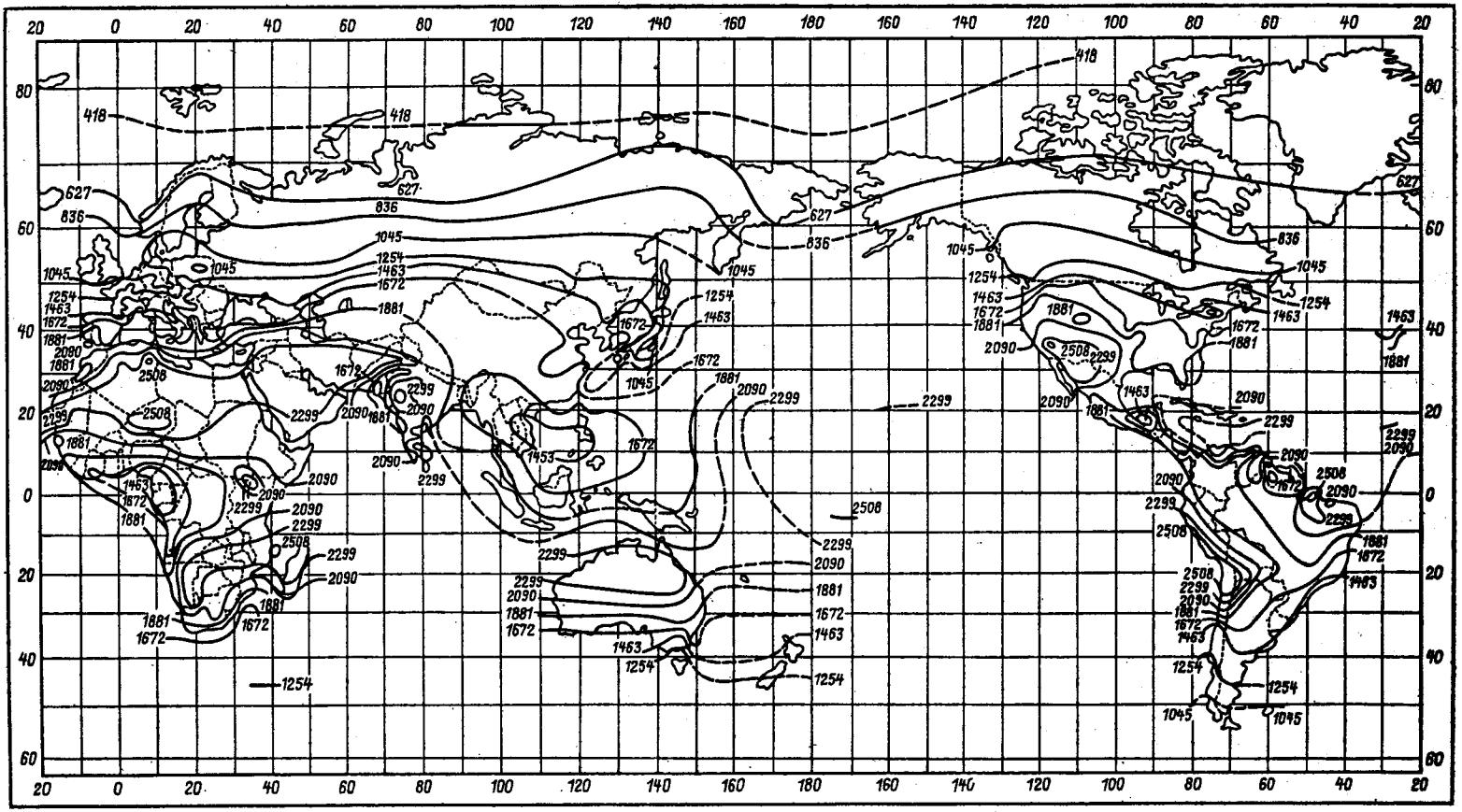


Рис. 8.4. Суточный приход солнечной радиации (прямой и рассеянной) на горизонтальную поверхность в сентябре, Дж/(см²·сут)

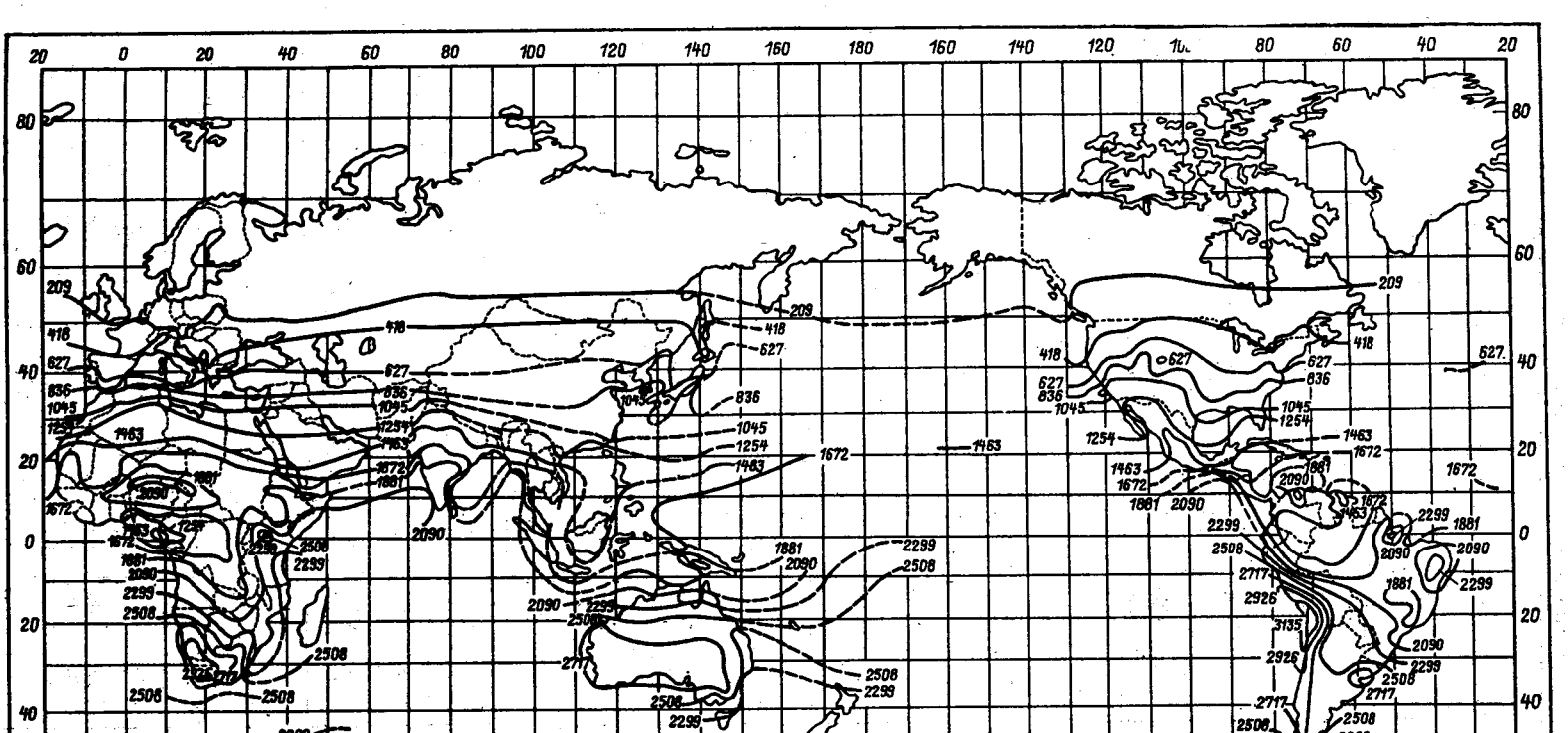


Рис. 8.5. Суточный приход солнечной радиации (прямой и рассеянной) на горизонтальную поверхность в декабре, Дж/(см^2·сут)

Таблица 8.2. **Значения $\overline{R}$ при разных $K_т$ [2]**

Широта	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
$\overline{K}_т = 0{,}3$												
$\varphi - \beta = 15°$												
25	1,09	1,06	1,03	1,00	0,98	0,98	0,98	0,99	1,02	1,05	1,08	1,09
30	1,15	1,10	1,05	1,01	0,98	0,97	0,97	0,99	1,03	1,08	1,13	1,16
35	1,23	1,15	1,07	1,01	0,97	0,96	0,96	1,00	1,05	1,12	1,20	1,25
40	1,34	1,22	1,11	1,02	0,97	0,95	0,96	1,00	1,07	1,18	1,30	1,38
45	1,51	1,31	1,15	1,03	0,97	0,94	0,95	1,00	1,10	1,25	1,45	1,58
50	1,77	1,44	1,21	1,05	0,97	0,93	0,95	1,01	1,14	1,35	1,67	1,91
55	2,24	1,65	1,29	1,07	0,96	0,93	0,94	1,02	1,19	1,50	2,04	2,53
$\varphi - \beta = 0$												
25	1,17	1,11	1,04	0,97	0,93	0,91	0,92	0,95	1,01	1,08	1,16	1,19
30	1,24	1,15	1,05	0,97	0,92	0,90	0,91	0,95	1,02	1,11	1,21	1,27
35	1,33	1,20	1,08	0,97	0,91	0,89	0,90	0,95	1,03	1,16	1,29	1,38
40	1,46	1,27	1,11	0,98	0,90	0,87	0,89	0,94	1,05	1,21	1,41	1,53
45	1,65	1,37	1,15	0,99	0,90	0,86	0,88	0,94	1,08	1,29	1,51	1,76
50	1,96	1,52	1,21	1,00	0,89	0,85	0,87	0,95	1,11	1,40	1,82	2,14
55	2,51	1,75	1,29	1,01	0,89	0,84	0,86	0,95	1,16	1,56	2,25	2,88
$\varphi - \beta = -15°$												
25	1,21	1,11	1,00	0,91	0,84	0,82	0,83	0,88	0,96	1,07	1,18	1,24
30	1,28	1,15	1,01	0,90	0,83	0,80	0,81	0,87	0,97	1,10	1,24	1,32
35	1,37	1,20	1,03	0,90	0,82	0,79	0,80	0,86	0,97	1,14	1,32	1,43
40	1,51	1,27	1,06	0,90	0,81	0,77	0,79	0,86	0,99	1,29	1,44	1,60
45	1,71	1,37	1,10	0,90	0,80	0,76	0,77	0,85	1,01	1,27	1,61	1,84
50	2,04	1,52	1,15	0,91	0,79	0,74	0,76	0,85	1,04	1,38	1,88	2,26
55	2,65	1,76	1,23	0,92	0,78	0,73	0,75	0,85	1,08	1,54	2,33	3,05
Вертикальная поверхность												
25	0,94	0,78	0,62	0,48	0,42	0,40	0,41	0,45	0,56	0,73	0,90	0,99
30	1,04	0,85	0,67	0,52	0,44	0,42	0,43	0,48	0,60	0,79	0,99	1,10
35	1,17	0,94	0,72	0,55	0,47	0,44	0,45	0,51	0,65	0,86	1,10	1,24
40	1,33	1,04	0,78	0,59	0,50	0,47	0,48	0,55	0,70	0,95	1,25	1,44
45	1,57	1,18	0,86	0,64	0,53	0,49	0,51	0,59	0,76	1,66	1,45	1,72
50	1,93	1,36	0,95	0,68	0,56	0,52	0,54	0,63	0,82	1,20	1,75	2,17
55	2,55	1,62	1,06	0,74	0,60	0,55	0,57	0,67	0,91	1,40	2,24	3,00
$\overline{K}_т = 0{,}5$												
$\varphi - \beta = 15°$												
25	1,14	1,09	1,05	1,01	0,98	0,97	0,97	1,00	1,03	1,08	1,12	1,15
30	1,23	1,16	1,08	1,02	0,97	0,96	0,96	1,60	1,06	1,13	1,21	1,26
35	1,37	1,24	1,13	1,03	0,97	0,95	0,96	1,01	1,09	1,20	1,33	1,41
40	1,55	1,36	1,19	1,05	0,97	0,94	0,96	1,02	1,13	1,30	1,49	1,62
45	1,82	1,51	1,26	1,08	0,98	0,94	0,96	1,03	1,18	1,42	1,72	1,93
50	2,24	1,73	1,36	1,12	0,99	0,94	0,96	1,06	1,25	1,59	2,08	2,45
55	2,99	2,06	1,50	1,16	1,00	0,94	0,96	1,08	1,34	1,83	2,67	3,44

Продолжение табл. 8.2

Широта	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
					$\varphi - \beta = 0$							
25	1,29	1,19	1,08	0,98	0,91	0,88	0,90	0,95	1,04	1,15	1,26	1,32
30	1,40	1,26	1,11	0,99	0,91	0,87	0,89	0,95	1,06	1,21	1,36	1,45
35	1,56	1,35	1,16	1,00	0,90	0,86	0,88	0,96	1,09	1,28	1,50	1,63
40	1,77	1,48	1,22	1,02	0,90	0,86	0,88	0,97	1,13	1,38	1,68	1,87
45	2,08	1,65	1,30	1,04	0,90	0,85	0,87	0,98	1,18	1,52	1,95	2.25
50	2,57	1,89	1,40	1,08	0,91	0,85	0,87	1,00	1,25	1,70	2,36	2,86
55	3,44	2,26	1,54	1,12	0,92	0,85	0,88	1,02	1,34	1,97	2,04	4,02
					$\varphi - \beta = -15°$							
25	1,38	1,22	1,05	0,91	0,81	0,77	0,79	0,86	0,99	1,16	1,33	1,43
30	1,50	1.29	1,09	0,91	0,80	0,76	0,78	0,86	1,01	1,22	1,44	1,57
35	1,66	1,39	1,13	0,92	0,80	0,75	0,77	0,86	1,04	1,30	1,58	1,75
40	1,89	1,52	1,19	0,94	0,79	0,74	0,76	0,87	1,08	1,40	1,78	2,02
45	2,22	1,69	1,26	0,96	0,79	0,73	0,76	0,88	1,12	1,55	2,06	2,43
50	2,75	1,94	1,36	0,98	0,79	0,73	0,76	0,89	1,19	1,72	2,49	3,09
55	3,68	2,32	1,50	1,02	0,80	0,72	0,75	0,91	1,27	1,99	3,22	4,34
					Вертикальная поверхность							
25	1,38	1,22	1,05	0,91	0,81	0,77	0,79	0,86	0,99	1,16	1,33	1,43
30	1,50	1,29	1,09	0,91	0,80	0,76	0,78	0,86	1,01	1,22	1,44	1,57
35	1,66	1,39	1,13	0,92	0,80	0,75	0,77	0,86	1,04	1,30	1,58	1,75
40	1,89	1,52	1,19	0,94	0,79	0,74	0,76	0,87	1,08	1,40	1,78	2,02
45	2,22	1,69	1,26	0,96	0,79	0,73	0,76	0,88	1,12	1,53	2,06	2,43
50	2,67	1,78	1,14	0,73	0,54	0,48	0,51	0,64	0,95	1,54	2,39	3,04
55	3,64	2,19	1,32	0,81	0,60	0,53	0,56	0,71	1,08	1,84	3,15	4,34
					$\overline{K}_т = 0{,}7$							
					$\varphi - \beta = 15°$							
25	1,17	1,12	1,06	1,01	0,98	0,96	0,97	1,00	1,04	1,10	1,16	1,19
30	1,30	1,20	1,11	1,03	0,97	0,95	0,96	1,00	1,07	1,17	1,27	1,33
35	1,46	1,31	1,17	1,05	0,97	0,94	0,95	1,01	1,12	1,26	1,42	1,51
40	1,69	1,45	1,24	1,08	0,98	0,94	0,95	1,03	1,17	1,38	1,62	1,78
45	2,03	1,65	1,34	1,12	0,99	0,94	0,96	1,06	1,24	1,53	1,92	2,18
50	2,56	1,93	1,47	1,16	1,00	0,94	0,97	1,09	1,33	1,75	2,36	2,83
55	3,50	2,34	1,64	1,22	1,02	0,94	0,98	1,13	1,45	2,06	3,11	4,07
					$\varphi - \beta = 0$							
25	1,37	1,24	1,11	0,98	0,90	0,86	0,88	0,95	1,06	1,20	1,34	1,41
30	1,52	1,34	1,16	1,00	0,90	0,85	0,87	0,95	1,09	1,27	1,47	1,58
35	1,71	1,46	1,22	1,02	0,90	0,85	0,88	0,96	1,13	1,37	1,64	1,80
40	1,98	1,62	1,30	1,05	0,90	0,84	0,87	0,98	1,19	1,50	1,88	2,11
45	2,38	1,84	1,40	1,08	0,91	0,84	0,87	1,00	1,26	1,67	2,21	2,58
50	3,00	2,15	1,53	1,13	0,92	0,85	0,88	1 03	1,35	1,91	2,73	3,35
55	4,09	2,61	1,72	1,19	0,94	0,85	0,89	1,07	1,47	2,25	3,59	4,81

Продолжение табл. 8.2

Широта	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
					$\varphi - \beta = -15°$							
25	1,49	1,30	1,09	0,91	0,78	0,73	0,76	0,85	1,01	1,23	1,44	1,56
30	1,65	1,39	1,14	0,92	0,78	0,72	0,75	0,86	1,04	1,30	1,58	1,73
35	1,86	1,52	1,20	0,94	0,78	0,72	0,75	0,87	1,09	1,41	1,76	1,98
40	2,15	1,69	1,28	0,96	0,78	0,72	0,74	0,88	1,14	1,54	2,02	2,32
45	2,58	1,91	1,38	0,99	0,79	0,71	0,75	0,90	1,20	1,71	2,37	2,83
50	3,24	2,23	1,51	1,04	0,80	0,72	0,75	0,92	1,29	1,96	2,92	3,66
55	4,41	2,72	1,69	1,09	0,81	0,72	0,76	0,96	1,40	2,31	3,83	5,23
					Вертикальная поверхность							
25	1,26	0,96	0,64	0,37	0,25	0,21	0,23	0,31	0,52	0,85	1,18	1,36
30	1,46	1,09	0,73	0,44	0,29	0,25	0,27	0,37	0,60	0,97	1,35	1,57
35	1,70	1,26	0,84	0,51	0,35	0,29	0,32	0,43	0,69	1,11	1,57	1,85
40	2,03	1,46	0,96	0,59	0,40	0,34	0,37	0,50	0,79	1,28	1,86	2,23
45	2,49	1,72	1,10	0,67	0,47	0,40	0,43	0,57	0,90	1,49	2,25	2,78
50	3,19	2,07	1,28	0,76	0,53	0,45	0,48	0,65	1,03	1,77	2,83	3,65
55	4,39	2,59	1,50	0,87	0,60	0,51	0,55	0,74	1,19	2,15	3,78	5,27

Таблица 8.3. **Среднемесячный дневной приход солнечной радиации на горизонтальную поверхность за пределами земной атмосферы, МДж/м^2**

Северная широта	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
25	23,9	28,2	33,0	37,1	39,4	40,1	39,6	37,9	34,4	29,5	24,9	22,7
30	21,1	25,7	31,3	36,5	39,6	40,7	40,1	37,6	33,1	27,3	22,1	19,7
35	18,1	23,1	29,3	35,5	39,6	41,2	40,3	37,0	31,5	24,9	19,2	16,7
40	15,1	20,3	27,2	34,3	39,3	41,4	40,3	36,2	29,7	22,3	16,3	13,6
45	12,0	17,5	24,8	32,8	38,8	41,3	40,0	35,1	27,7	19,6	13,3	10,6
50	9,0	14,5	22,3	31,2	38,1	41,2	39,6	33,8	25,4	16,7	10,3	7,6
55	6,1	11,5	19,5	29,3	37,2	40,9	39,1	32,4	23,0	13,8	7,3	4,8

Если известной величиной является *среднемесячный дневной приход суммарной радиации* на горизонтальную поверхность $\overline{H}$, то среднемесячный дневной приход суммарной радиации на наклонную поверхность $\overline{H}_т$ может быть рассчитан по формуле

$$\overline{H}_т = \overline{R}\overline{H}.$$

Значения коэффициента $\overline{R}$, рассчитанные для разных значений широты местности φ, угла наклона к горизонту β и показателя облачности $\overline{K}_т$ приведены в табл. 8.2. Показатель облачности $\overline{K}_т$ определяется через среднемесячный дневной приход солнечной радиации на горизонтальную поверхность за пределами земной атмосферы $\overline{H}_0$ (табл. 8.3):

$$\overline{K}_т = \overline{H}/\overline{H}_0.$$

8.1.2. ПЛОСКИЕ СОЛНЕЧНЫЕ КОЛЛЕКТОРЫ

Плоский солнечный коллектор представляет собой теплообменник, предназначенный для нагрева жидкости или газа за счет солнечной энергии. Область применения плоских солнечных коллекторов — системы отопления жилых и производственных зданий, системы кондиционирования, системы горячего водоснабжения, а также энергетические установки с низкокипящим рабочим телом, работающие обычно по циклу Ренкина.

Основными элементами плоского солнечного коллектора (рис. 8.6) являются: поверхность, нагревающаяся за счет поглощения солнечной радиации и передающая теплоту рабочему телу; стекло, подавляющее потери теплоты за счет излучения и конвекции; корпус; тепловая изоляция. Со-

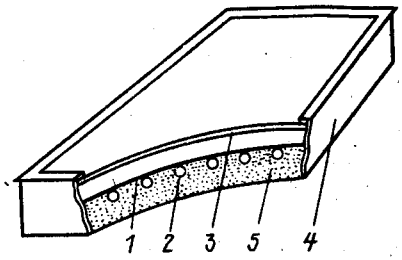


Рис. 8.6. Плоский солнечный коллектор: *1* — поверхность, поглощающая солнечную радиацию; *2* — трубки с теплоносителем; *3* — стекло; *4* — корпус; *5* — тепловая изоляция

вершенство коллектора определяется его оптическим и тепловым КПД.

Оптический КПД η_0 показывает, какая часть солнечной радиации, достигшей поверхности остекления коллектора, оказывается поглощенной абсорбирующей излучение черной поверхностью, и учитывает потери энергии, связанные с поглощением в стекле, отражением и отличием коэффициента теплового излучения абсорбирующей поверхности от единицы.

Для коллектора с однослойным остеклением при нормальном падении лучей на его плоскость

$$\eta_0 = (\tau\alpha)_n, \qquad (8.5)$$

где τ — коэффициент пропускания стекла; α — коэффициент поглощения абсорбирующей излучение поверхности.

В том случае, если угол падения лучей отличается от прямого, вводится поправочный коэффициент K, учитывающий увеличение потерь на отражение от стекла и поверхности, поглощающей солнечную радиацию:

$$K = \tau\alpha/(\tau\alpha)_n,$$

где $\tau\alpha$ относится к произвольному углу падения лучей.

На рис. 8.7 приведены графики $K = f[(1/\cos\theta) - 1]$ для коллекторов с однослойным и двухслойным остеклением [30].

Оптический КПД с учетом угла падения лучей, отличного от прямого,

$$\eta_0 = K(\tau\alpha)_n. \qquad (8.6)$$

Кроме этих потерь, в коллекторе любой конструкции присутствуют потери теплоты в окружающую среду $Q_{пот}$, которые учитываются его *тепловым КПД*. Тепловой КПД равен отношению количества полезной теплоты $Q_{пол}$, отведенной от коллектора за определенное время, к количеству энергии, поступающей к нему от Солнца за то же время:

$$\eta = \frac{Q_{пол}}{IS}, \qquad (8.7)$$

где S — площадь апертуры коллектора; I — интенсивность солнечной радиации.

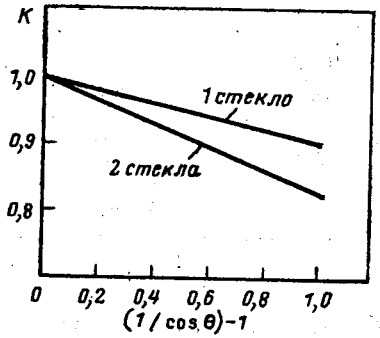


Рис. 8.7. Поправочный коэффициент, учитывающий отражение солнечных лучей от поверхности стекла и от черной абсорбирующей поверхности

Оптический и тепловой КПД коллектора связаны между собой отношением

$$\eta = \eta_0 - \frac{Q_{пот}}{IS}. \qquad (8.8)$$

Тепловые потери $Q_{пот}$ характеризуются полным коэффициентом потерь

$$U = \frac{Q_{пот}}{S(T_a - T_0)}, \qquad (8.9)$$

где T_a — температура черной поверхности, абсорбирующей солнечную радиацию, К; T_0 — температура окружающей среды, К.

Величина U с достаточной для расчетов точностью может считаться константой. В этом случае подстановка $Q_{пот}$ из формулы (8.9) в (8.8) приводит к уравнению прямой

$$\eta = \eta_0 - \frac{U(T_a - T_0)}{I}, \qquad (8.10)$$

Тепловой КПД коллектора может быть записан также через среднюю температуру протекающего через него теплоносителя:

$$\eta = F'\left(\eta_0 - U\frac{T_т - T_0}{I}\right). \qquad (8.11)$$

где $T_т = (T_{вх} + T_{вых})/2$ — средняя температура теплоносителя; F' — параметр, обычно называемый *«эффективностью коллектора»* и характеризующий эффективность переноса теплоты от поверхности, поглощающей солнечное излучение, к теплоносителю; зависит от конструкции коллектора и имеет значение, слабо зависящее от других факторов; типичные значения параметра F': 0,8—0,9 — для плоских воздушных коллекторов; 0,9—0,95 — для плоских жидкостных коллекторов; 0,95—1,0 — для вакуумных коллекторов.

В ряде случаев удобнее (в практическом отношении) выразить тепловой КПД

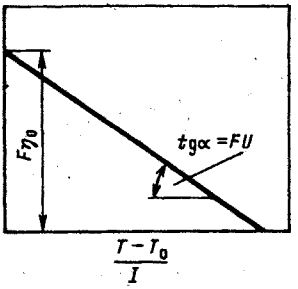


Рис. 8.8. Температурная зависимость теплового КПД солнечного коллектора

коллектора через температуру теплоносителя на входе $T_{вх}$

$$\eta = F_R\left(\eta_0 - U\frac{T_{вх}-T_0}{I}\right). \quad (8.12)$$

В этом случае замена $T_т$ в формуле (8.11) на $T_{вх}$ учитывается коэффицентом F_R, который называется коэффициентом отвода теплоты. В общем виде формула для теплового КПД коллектора может быть записана в виде

$$\eta = F\left(\eta_0 - U\frac{T-T_0}{I}\right), \quad (8.13)$$

где

$$F = \begin{cases} I, & \text{если } T = T_a, \\ F', & \text{если } T = T_т, \\ F_R, & \text{если } T = T_{вх}. \end{cases}$$

На графике $\eta = f[(T-T_0)/I]$ прямая, соответствующая уравнению (8.13), при $T = T_0$ отсекает на оси ординат отрезок $F\eta_0 = F(\tau\alpha)_n$ и имеет наклон, соответствующий FU (рис. 8.8).

Величины $F(\tau\alpha)_n$ и FU используются при определении характеристик систем солнечного теплоснабжения и в принципе могут быть рассчитаны теоретически. Однако чаще всего эти величины определяют на основании стандартных испытаний коллекторов и построения зависимостей, аналогичных рис. 8.8.

При некотором значении температуры T тепловой КПД коллектора оказывается равным 0. Эта температура является предельно достижимой для данного типа коллектора.

В схемах солнечного теплоснабжения во избежание замерзания теплоносителя часто используются двухконтурные схемы с антифризом в первом контуре и промежуточным теплообменником.

Полезное количество теплоты, отводимое от коллектора в первом контуре,

$$Q_{пол} = F_R S[I\eta_0 - U(T_{вх} - T_0)]. \quad (8.14)$$

Для удобства расчетов вводят понятие эффективного коэффициента отвода теплоты F'_R, подстановка которого в уравнение (8.14) вместо F_R позволяет рассчитывать характеристики коллектора с учетом промежуточного теплообменника. Подробнее см. в [30].

8.1.3. ВАКУУМНЫЕ КОЛЛЕКТОРЫ

Плоские солнечные коллекторы имеют при повышенных температурах сравнительно большой полный коэффициент потерь и низкий тепловой КПД. В силу этого их используют обычно в системах, где уровень нагрева теплоносителя не превышает 50—80 °С. В том случае, если необходим нагрев до более высоких температур, используют вакуумные коллекторы. В вакуумном коллекторе объем, в котором находится черная поверхность, поглощающая солнечное излучение, отделен от окружающей среды вакуумированным пространством, что позволяет практически полностью устранить потери теплоты в окружающую среду за счет теплопроводности и конвекции. Потери на излучение в значительной степени подавляются за счет применения селективного покрытия (см. п. 8.1.4). Так как полный коэффициент потерь в вакуумном коллекторе мал, теплоноситель в нем можно нагреть до более высоких температур (120—150 °С), чем в плоском коллекторе.

На рис. 8.9 показаны примеры конструктивного выполнения вакуумных коллекторов.

8.1.4. СЕЛЕКТИВНЫЕ ПОКРЫТИЯ

Эффективность работы гелиоэнергетических установок во многом зависит от оптических свойств поверхности, поглощаю-

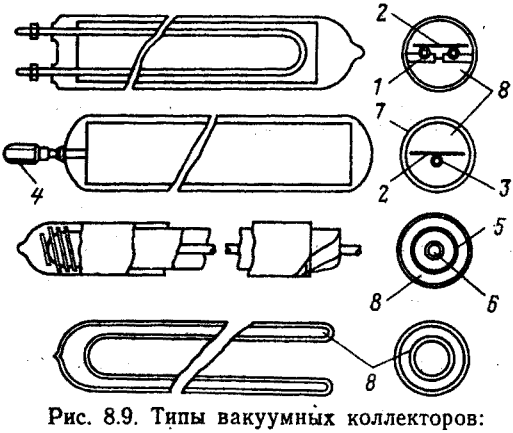


Рис. 8.9. Типы вакуумных коллекторов:
1 — трубка с теплоносителем; *2* — пластина с селективным покрытием, поглощающая солнечное излучение; *3* — тепловая труба; *4* — теплосъемный элемент; *5* — стеклянная трубка с селективным покрытием; *6* — внутренняя трубка для подачи теплоносителя; *7* — наружный стеклянный баллон; *8* — вакуум

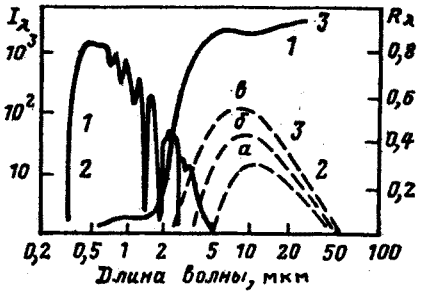


Рис. 8.10. Коэффициент отражения селективной поверхности и спектров излучения Солнца и абсолютно черного тела при температурах:

1 — коэффициент отражения селективной поверхности «черный хром»; *2* — спектр излучения Солнца при $m = 2$; *3* — спектр излучения абсолютно черного тела при температурах: 30 (*а*), 40 (*б*) и 100 °С (*в*)

щей солнечное излучение. Для сведения к минимуму потерь энергии необходимо, чтобы в видимой и ближней инфракрасных областях солнечного спектра коэффициент поглощения этой поверхности был как можно ближе к единице, а в области длин волн собственного теплового излучения поверхности к единице должен стремиться коэффициент отражения. Таким образом, поверхность должна обладать селективными свойствами — хорошо поглощать коротковолновое излучение и хорошо отражать длинноволновое.

На рис. 8.10 показаны спектры излучения Солнца и абсолютно черного тела в сравнении со спектром отражения селективного покрытия «черный хром».

По типу механизма, ответственного за избирательность оптических свойств, различают четыре группы селективных покрытий: 1) собственные; 2) двухслойные, у которых верхний слой обладает большим коэффициентом поглощения в видимой области спектра и малым — в ИК-области, а нижний слой — высоким коэффициентом отражения в ИК-области; 3) с микрорельефом, обеспечивающим требуемый эффект; 4) интерференционные.

Собственной избирательностью оптических свойств обладает небольшое число известных материалов, например: W, Cu_2S, HfC.

Наибольшее распространение получили двухслойные селективные покрытия. На поверхность, которой необходимо придать селективные свойства, наносится слой с большим коэффициентом отражения в длинноволновой области спектра, например: медь, никель молибден, серебро, алюминий. Поверх этого слоя наносится слой, прозрачный в длинноволновой области, но имеющий высокий коэффициент поглощения в видимой и ближней ИК-областях спектра. Такими

Таблица 8.4. **Селективные покрытия**

Материал покрытия (/подложка)	Коэффициент поглощения α (температура, °С)	Коэффициент излучения ε (температура, °С)
Ge	0,61 (240)	0,54 (240)
Ge(+SiO пп)/Al	0,74 (100)	0,01 (100)
Ge (+SiO пп)/Ni	0,84 (100)	0,04 (100)
Ge (+SiO пп)/Cr	0,90 (100)	0,11 (100)
Si (+SiO пп)/Ag	0,80 (100)	0,05 (100)
SiO_2—Ni/Ni	0,92 (100)	0,07 (100)
SiO_2—MgO—Ni/Ni	0,9 (100)	0,05
SiO_2—Al—SiO_2	0,95	0,05
SiO/Cr/SiO (многослойная структура)	0,88	0,1
HfC	0,65 (100)	0,1 (100)
MoO_3, легированный Mo	0,95	0,1
PbS	0,98 (240)	0,2 (240)
PbS(+SiO пп)/Al	0,78 (100)	0,02 (100)
PbS(+SiO пп)/Ni	0,86 (100)	0,04 (100)
PbS(+SiO пп)/Cr	0,93 (100)	0,12 (100)
CuO_x/Cu (черная медь)	0,91 (100)	0,16 (100)
Cr_2O_3 + Co	0,90 (800)	0,5 (800)
$Cr(CrO_x)$	0,8 (250)	0,15 (250)
Cr — CrO_x/SiO_2	0,92 (120)	0,08 (120)
CrO_x—Cr/Ni (черный хром)	0,90	0,5
CrO_x—Cr/нержавеющая сталь (черный хром)	0,93	0,3
CoO_x (черный кобальт)	0,93 (260)	0,24 (260)
CoO_x/Ni (черный кобальт)	0,95 (100)	0,1 (100)
Co_3O_4 (черный кобальт)	0,90 (140)	0,3 (140)
W (дендриты)	0,95	0,03
Ni (дендриты)	0,95 (100)	0,3 (100)
NiS—ZnS (черный никель)	0,96 (100)	0,07 (100)
NiC_x	0,8 (150)	0,03 (150)
TiN_x	0,84 (127)	0,02 (127)

Продолжение табл. 8.4

Материал покрытия (/подложка)	Коэффициент поглощения a (температура, °С)	Коэффициент излучения ε (температура, °С)
ZrN_x	0,86 (127)	0,02 (127)
ZrC_x	0,81—0,90 (127)	0,04 (127)
		0,07 (327)
ZrC_xN_y	0,88 (127)	0,03 (127)
CrO_xN_y	0,90 (127)	0,05 (127)
		0,08 (327)
Al_2O_3—ZrC_xN_y/Ag	0,91 (325)	0,05 (325)
FeC_x	0,80 (150)	0,02 (150)
$Al(Al_2O_3)$	0,8—0,9 (100)	0,35 (100)
Al_2O_3 + Cu	0,9 (20)	0,045 (20)
Al_2O_3 + Cr	0,9	0,1
Al_2O_3 + Mo	0,9	0,1
Al_2O_3—Mo—Al_2O_3/Mo	0,94 (20)	0,08 (20)

Примечание. пп — просветляющее покрытие, уменьшающее потери на отражение в видимой области спектра.

свойствами обладают многие окислы. Простейший пример получения двухслойной селективной поверхности — окисление поверхности металла. Двухслойная селективная поверхность возможна также в «обратном» варианте, когда названные выше слои располагаются в обратном порядке: слой, отражающий длинноволновое излучение, — сверху, а слой, поглощающий видимую и ближнюю ИК-области спектра, — снизу. В этом случае верхний слой для видимой части спектра должен быть прозрачен (например, SnO_2, In_2O_3).

Селективность поверхности может быть обеспечена за счет чисто геометрических факторов: неровности поверхности должны быть больше длины волны света в видимой и ближней ИК-областях спектра и меньше длины волны, соответствующей собственному тепловому излучению поверхности. Такая поверхность для первой из указанных областей спектра будет черной, а для второй — зеркальной.

Селективными свойствами обладают поверхности с *дендритной* или *пористой структурой* при соответствующих размерах дендритных игл или пор.

Интерференционные селективные поверхности образованы несколькими перемежающимися слоями металла и диэлектрика, в которых коротковолновое излучение гасится за счет интерференции, а длинноволновое — свободно отражается.

В табл. 8.4 приведены данные по составу и свойствам некоторых селективных поверхностей.

8.1.5. СИСТЕМЫ СОЛНЕЧНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Нагретый в коллекторе теплоноситель может быть использован в системах отопления, горячего водоснабжения и для технических нужд. На рис. 8.11 показаны примеры систем солнечного горячего водоснабжения. Схема рис. 8.11, *а* работает по принципу термосифона. Бак с водой в этом случае располагается выше коллектора. Нагретая вода поступает в верхнюю часть бака, а ее место занимает холодная вода из его нижней части. Системы горячего водоснабжения с использованием термосифонного эффекта являются простыми (нет на-

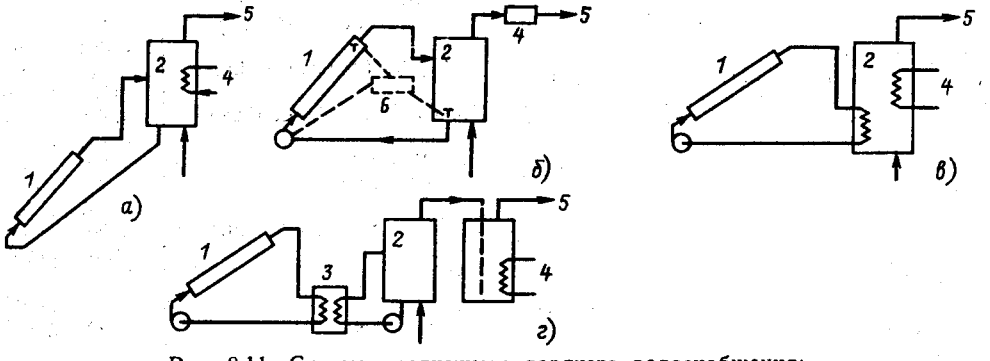


Рис. 8.11. Системы солнечного горячего водоснабжения:

1 — коллектор; *2* — бак-аккумулятор; *3* — промежуточный теплообменник; *4* — дублирующий источник тепла; *5* — горячая вода к потребителю; *6* — система автоматического регулирования

соса и системы регулирования) и получили наиболее широкое распространение.

В схеме рис. 8.11, *б* предусмотрена принудительная циркуляция воды в контуре с помощью насоса. Насос включается автоматически, как только разность температур в верхней части коллектора и в нижней части бака достигает заданного значения. Бак в этой схеме может располагаться ниже коллекторов.

Если система рассчитана на работу в условиях отрицательных температур, используют двухконтурную схему с антифризом в первом контуре. Передача теплоты от антифриза к воде может осуществляться либо в аккумуляторном баке (рис. 8.11, *в*), либо в отдельном промежуточном теплообменнике (рис. 8.11, *г*).

Как правило, в системах горячего водоснабжения предусматривается вспомогательный источник теплоты (электрический или топливный), который либо встраивается в аккумуляторный бак, либо устанавливается на линии, идущей к нагрузке.

В принципе система теплоснабжения может быть спроектирована таким образом, чтобы полностью удовлетворять потребность в теплоте за счет Солнца. Однако экономически такой вариант, как правило, оказывается неоправданным, так как в летний период дорогостоящее гелиооборудование оказывается сильно недогруженным.

На основе детального математического моделирования установлена корреляция между долгосрочными характеристиками системы и безразмерными параметрами. Эта корреляция положена в основу так называемого f-метода расчета, позволяющего оценить долю f общей тепловой нагрузки, которую целесообразно возложить на солнечную систему теплоснабжения [2].

В f-методе коэффициент замещения f связывается с двумя безразмерными комплексами:

$$X = F_R U \frac{F'_R}{F_R}\left(100 - \bar{t}_o\right)\Delta\tau \frac{S}{Q_{\text{мес}}^{\text{пол}}};$$

$$Y = F_R\,(\tau\alpha)_n \frac{F'_R}{F_R}\frac{(\overline{\tau\alpha})}{(\overline{\tau\alpha})_n}\bar{H}_\tau N \frac{S}{Q_{\text{мес}}^{\text{пол}}},$$

где $\Delta\tau$ — число секунд в месяце; $\bar{t}_o$ — среднемесячная температура окружающей среды; U — полный коэффициент тепловых потерь коллектора; $Q_{\text{мес}}^{\text{пол}}$ — полная месячная тепловая нагрузка отопления и горячего водоснабжения; S — площадь солнечного коллектора; $\bar{H}_\tau$ — среднемесячный дневной приход суммарной солнечной радиации на наклонную поверхность коллектора; N — число дней в месяце; $\overline{\tau\alpha}$ — среднемесячная приведенная поглощательная способность при нормальном и произвольном падении лучей на плоскость коллектора.

Значения $F_R U$ и $F_R(\tau\alpha)_n = F_R\eta_0$ определяются по результатам стандартных испытаний коллектора (см. рис. 8.7).

Физический смысл безразмерных комплексов X и Y:

$$X = \frac{\text{Месячные тепловые потери коллектора при температуре 100 °C}}{\text{Полная месячная тепловая нагрузка}}$$

$$Y = \frac{\text{Энергия, поглощаемая коллектором в течение месяца}}{\text{Полная месячная тепловая нагрузка}}.$$

Зависимость между f и X, Y для системы с жидкостным теплоносителем аппроксимируется уравнением $f = 1{,}029\,Y - 0{,}065\,X - 0{,}245\,Y^2 + 0{,}0018\,X^2 + 0{,}0215\,Y^3$, справедливым для $0 < X < 18$ и $0 < Y < 3$.

Вместимость водяных аккумуляторов в системах отопления с жидкостным теплоносителем составляет обычно от 50 до 100 л в расчете на 1 м² площади коллектора. В f-методе вместимость аккумулятора соответствует стандартной величине 75 л воды на 1 м² коллектора. Если из каких-либо соображений в системе выбирается другая вместимость теплового аккумулятора, в пределах от 50 до 200 л на 1 м² площади коллектора, то процедура расчета остается прежней, но безразмерный параметр X умножается на корректирующий множитель:

$$\frac{X_c}{X} = \left(\frac{\text{Реальная вместимость аккумулятора}}{\text{Стандартная вместимость аккумулятора}}\right)^{-0{,}25}.$$

В системах с воздушным теплоносителем зависимость между f и X, Y аппроксимируется уравнением: $f = 1{,}040\,Y - 0{,}065\,X - 0{,}159\,Y^2 + 0{,}001187\,X^2 - 0{,}0095\,Y^3$, справедливым для $0 < X < 18$ и $0 < Y < 3$.

Стандартная вместимость галечного теплового аккумулятора при этом соответствует 0,25 м³ на 1 м² площади коллектора, а стандартный расход воздуха через коллектор равен 10^{-2} м³/с на 1 м² площади коллектора. Если указанные значения отличаются от стандартных, то вводятся соответствующие поправки. Поправка на нестандартный расход воздуха:

$$\frac{X_c}{X} = \left(\frac{\text{Реальный расход}}{\text{Стандартный расход}}\right)^{0{,}28}.$$

Поправка на нестандартную вместимость теплового аккумулятора

$$\frac{X_c}{X} = \left(\frac{\text{Реальная вместимость аккумулятора}}{\text{Стандартная вместимость аккумулятора}}\right)^{-0{,}30}.$$

При использовании f-метода значения f вычисляются для каждого месяца, а месячное количество теплоты, получаемой си-

стемой теплоснабжения за счет Солнца, определяется как

$$Q_{\text{мес}}^{\text{солн}} = fQ_{\text{мес}}^{\text{полн}}.$$

Доля годовой тепловой нагрузки, покрываемой за счет солнечной энергии,

$$F_r = \frac{\sum Q_{\text{мес}}^{\text{солн}}}{Q_{\text{год}}^{\text{полн}}},$$

где $Q_{\text{год}}^{\text{полн}}$ — полная годовая тепловая нагрузка.

8.1.6. СОЛНЕЧНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ЦЕНТРАЛЬНЫМ ПРИЕМНИКОМ

Для преобразования солнечной энергии в электроэнергию в промышленных масштабах нашла применение концепция солнечной электростанции (СЭС) с центральным приемником. Принцип работы такой электростанции состоит в следующем. Солнечная радиация отражается многочисленными зеркалами на центральный приемник, расположенный на вершине башни. В центральном приемнике рабочее тело нагревается до заданных параметров и направляется либо непосредственно в турбину (в одноконтурных схемах), либо в промежуточный теплообменник-парогенератор (в двухконтурных схемах). Дальнейшее преобразование теплоты в электроэнергию не отличается от традиционно принятого на тепловых электростанциях.

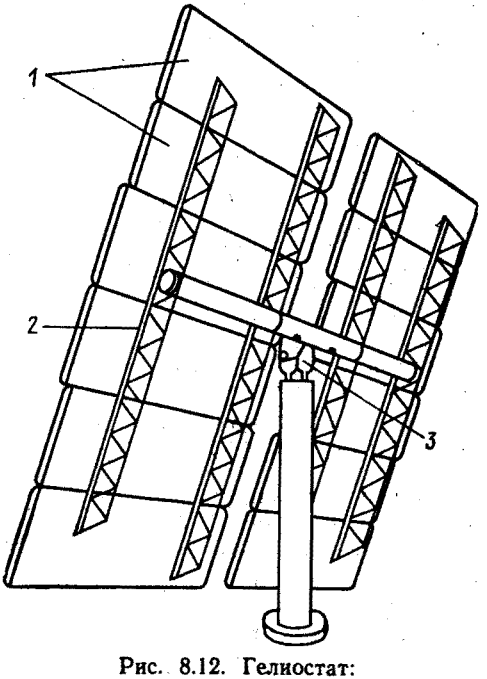


Рис. 8.12. Гелиостат:
1 — зеркала; *2* — опорная конструкция; *3* — система поворота

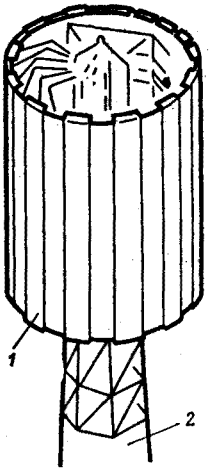


Рис. 8.13. Центральный приемник внешнего облучения:
1 — теплоприемные панели; *2* — башня

Устройство, состоящее из системы зеркал, закрепленных на общей опорной конструкции, и имеющее систему слежения за Солнцем, которая обеспечивает постоянное отражение солнечных лучей на центральный приемник, называется *гелиостатом*

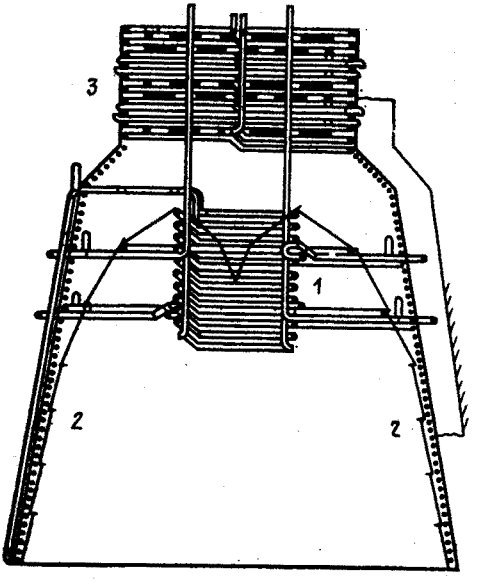


Рис. 8.14. Центральный приемник полостного типа:
1 — экономайзер; *2* — испарительная секция; *3* — пароперегреватель

Таблица 8.5. **Солнечные станции с центральным приемником**

Местоположение СЭС	Италия (Сицилия)	Япония (Нио)	Испания (Альмерия)	Франция (Таргасон)	США (Барстоу)	СССР (Крым)
Срок ввода в эксплуатацию	Май 1981 г.	Июль 1981 г.	Июль 1981 г.	Февраль 1982 г.	Апрель 1982 г.	Май 1986 г. (физический пуск)
Название СЭС	EURELIOS	—	CESA-1	THEMIS	SOLAR ONE	СЭС-5
Номинальная мощность, МВт	1,0	1,0	0,5	2,5	10	5,0
Расчетная плотность радиации, кВт/м^2	1,0	0,75	0,92	1,04	0,9	0,8
Теплоприемник:						
тип	Полостной	Полостной	Полостной	Полостной	Цилиндрический, кругового облучения	Цилиндрический, кругового облучения
высота над уровнем земли, м	55	60	60	80	79	70
площадь апертуры, м^2	15,6	—	9,7	16,0	302	154
эффективность поглощения излучения, %	93	—	90,5	85	83	—
теплоноситель	H_2O	H_2O	Na	Соль Hitec	H_2O	H_2O
температура теплоносителя на выходе, °С	512	249	530	450		250
расход теплоносителя, т/ч	4,86	9,2	24,3	108	50,8	28
Гелиостатное поле:						
форма поля	Веерообразная, северного направления	Круглая	Веерообразная, северного направления	Веерообразная, северного направления	Эллиптическая	Круглая
общая площадь поля, м^2	$35 \cdot 10^3$	—	$54 \cdot 10^3$		$34 \cdot 10^4$	$15 \cdot 10^4$
количество гелиостатов	CETHEL-70 MBB-112	807	93	201	1818	1600
общая площадь зеркал, м^2	6,216	—	3,66	10,74	72,54	40
Гелиостат:						

тип	Фокусирующий CETHEL; фокусирующий MBB	Фокусирующий G-L	Фокусирующий MARTIN MARIETA	Фокусирующий CETHEL	Фокусирующий MARTIN MARIETA	Плоский
размеры единичного зеркального элемента, м						
площадь гелиостата, м²	CETHEL-51,8; MBB-24	16	39,3	51,8	39,3	25
Система аккумулирования теплоты:						
тип	1 бак с водой (4,3 т), 2 бака с солью Hitec (1,6 т)	5 баков по 60 м³ с водой	2 бака по 70 м³ с жидким натрием	2 бака по 300 м³ с солью Hitec	Бак с 7 тыс. т гальки и песка, 908 м³ масла Caloria 28 (7 МВт·4 ч)	Емкость с нагретой водой под давлением
энергоемкость, МВт·ч	0,36	3,0	5,5	4,0		
время работы станции от системы аккумулирования (при мощности N, МВт)	0,5 (0,7)	3,0 (1,0)	—	5	—	—
Паросиловая установка:						
тип	Однокорпусная паровая турбина с одним паровпуском без отборов	Однокорпусная паровая турбина с одним паровпуском, без отборов	6-цилиндровая машина с 3 промежуточными теплообменниками	Однокорпусная паровая турбина с одним паровпуском и 3 отборами	Однокорпусная паровая турбина с двумя паровпусками (высокого и низкого давления) и 4 отборами	
температура пара на входе, °С	510	187	510	410	510	250
давление пара на входе, МПа	5,9	1,2	10	4,00	10,0	4,00
Электрический КПД (нетто) при расчетной плотности радиации	16	10,3	12,5	20	15,3	

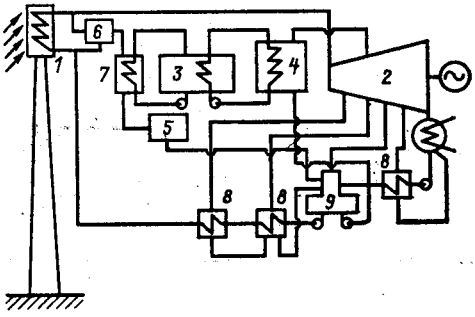


Рис. 8.15. Принципиальная тепловая схема одноконтурной СЭС с центральным приемником внешнего облучения (Барстоу, США, 10 МВт):

1 — центральный приемник; *2* — турбина; *3* — тепловой аккумулятор, содержащий 7 тыс. т гравия и песка и 900 тыс. л термостойкого масла; *4* — парогенератор системы аккумулирования; *5* — расширительный бак; *6* — охладитель пара, идущего на зарядку системы аккумулирования; *7* — промежуточный нагреватель системы аккумулирования теплоты; *8* — регенеративные подогреватели; *9* — деаэратор

(рис. 8.12). Совокупность гелиостатов, расположенных вокруг центрального приемника или занимающих сектор к северу от него, образует гелиостатное поле.

Центральные приемники, применяющиеся на действующих солнечных электростанциях, подразделяются на *приемники внешнего облучения* (рис. 8.13), у которых тепловоспринимающие панели расположены по наружной цилиндрической поверхности, и *приемники полостного типа* (рис. 8.14), отличающиеся более сложной конструкцией и более высоким КПД (до 90 %).

Отличительной чертой солнечных электростанций является наличие *системы аккумулирования теплоты*, которая обеспечивает работу станции в периоды кратковременных перерывов в поступлении солнечной радиации. Примеры включения теплового аккумулятора в тепловую схему СЭС показаны на рис. 8.15—8.17.

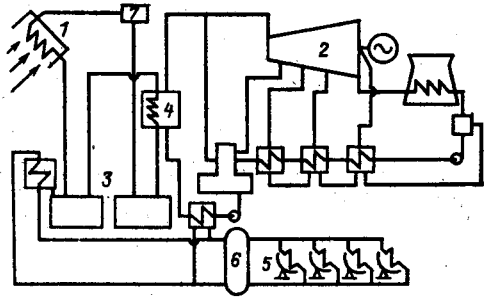


Рис. 8.16. Принципиальная тепловая схема двухконтурной СЭС с полостным теплоприемником (Таргасон, Франция, 2,5 МВт):

1 — центральный приемник; *2* — турбина; *3* — тепловой аккумулятор; *4* — парогенератор второго контура; *5* — параболоидные концентраторы для нагрева теплоносителя в вспомогательном контуре; *6* — накопительная емкость со стратификацией по высоте

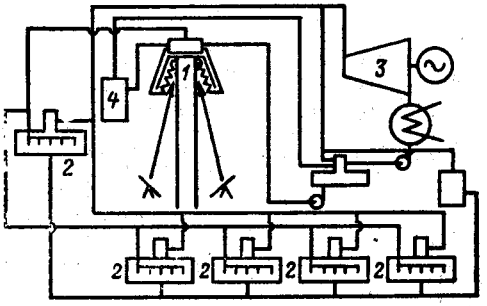


Рис. 8.17. Принципиальная тепловая схема СЭС с грибовидным центральным приемником (Нио, Япония, 1 МВт)

1 — центральный приемник; *2* — аккумуляторные баки с водой; *3* — турбина; *4* — расширительный бак

В настоящее время в мире создано шесть солнечных электростанций с центральным приемником (табл. 8.5). Разнообразие практически реализованных вариантов СЭС позволяет проверить в эксплуатационных условиях эффективность принятых технических и технологических решений, выявить основные экономические показатели и пути их улучшения.

8.1.7. СОЛНЕЧНЫЕ ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ (ФЭП)

Принцип действия и характеристики ФЭП. *Явление фотоэффекта* основано на преобразовании световой энергии (энергии электромагнитного излучения) в электрическую. Различаются три вида фотоэффекта: 1) *внешний* — вырывание электронов из поверхности тел под действием света; 2) *внутренний* — изменение электропроводимости полупроводников и диэлектриков под действием света; 3) *запирающего слоя* — возбуждение электродвижущей силы на границе между проводником и светочувствительным полупроводником.

Для целей преобразования энергии электромагнитного излучения практически может быть применен только фотоэффект запирающего слоя (фотоэффект на $p-n$-переходе).

Электронно-дырочный переход или $p-n$-переход представляет собой некоторую область между двумя частями вещества с разным типом проводимости. В изолированном от внешних воздействий (света и теплоты) образце в этой переходной зоне возникает взаимная диффузия избы-

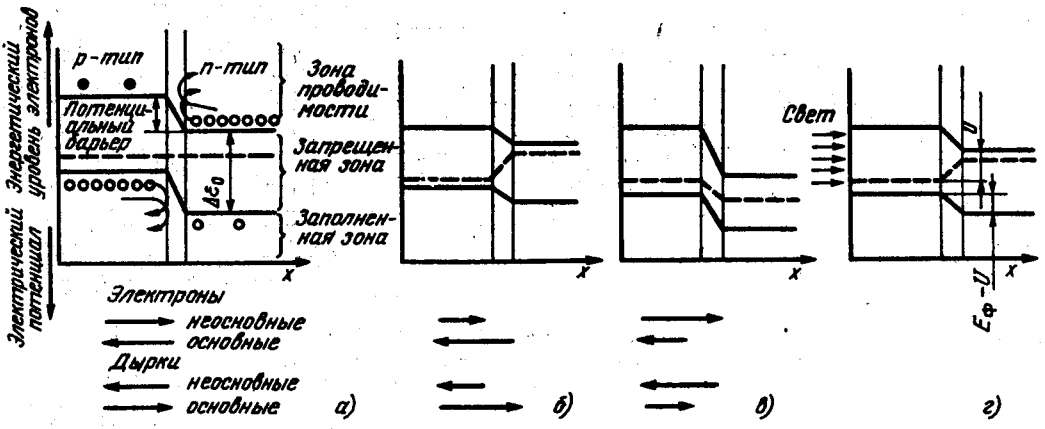


Рис. 8.18. Основные процессы в p—n-переходе:
а — в темноте; *б* — при прямом смещении; *в* — при обратном смещении; *г* — при освещении

точных носителей тока, приводящая к образованию двойного электрического слоя объемных зарядов — контактного электрического поля, напряженность которого направлена от области n-типа к области p-типа.

Установившаяся контактная разность потенциалов определяется как

$$V_к = \frac{kT}{e}\ln\frac{n_n}{n_p} = \frac{kT}{e}\ln\frac{P_p}{P_n} = \frac{\Delta\varepsilon_0}{e} - \frac{kT}{e}\ln\frac{\nu_n\nu_p}{N_a N_d},$$

где n_n, n_p — концентрация электронов; P_n, P_p — концентрации дырок в материалах n- и p-типа; $\Delta\varepsilon_0$ — ширина запрещенной зоны вещества; $\nu_n = 2\left(2\pi m_n^* kT\right)^{3/2}h^3$, $\nu_p = 2\left(2\pi m_p^* kT\right)^{3/2}/h^3$ — эффективная плотность состояний электронов и дырок в зоне проводимости (валентной зоне); N_a, N_d — концентрации акцепторов и доноров; T — температура полупроводника. Полученная картина представлена на рис. 8.18, *а*.

Поток основных носителей заряда через p — n-переход представляет собой диффузионный ток I_g, поток неосновных носителей — дрейфовый ток I_s. При равновесии токи I_g и I_s по абсолютной величине равны и результирующий ток через p — n-переход равен нулю.

Приложение к p — n-переходу положительного потенциала ($U > 0$, прямое смещение) приводит к изменению взаимного расположения уровней Ферми (рис. 8.18, *б*), уменьшению потенциального барьера, росту диффузионного тока (дрейфовый ток остается неизменным). Результирующий ток через p — n-переход носит название прямого тока. Если $U < 0$ (обратное смещение), то барьер увеличивается (рис. 8.18, *в*), диффузионный ток уменьшается, дрейфовый ток остается неизменным. Результирующий ток называется обратным током. Уравнение вольт-амперной характеристики (ВАХ) p — n-перехода в этом случае имеет вид:

$$I = I_s\left(e^{\frac{eU}{kT}} - 1\right), \qquad (8.15)$$

где U — внешнее напряжение, приложенное к p — n-переходу, с учетом знака; I_s — значение, к которому стремится обратный ток при увеличении обратного напряжения.

Когда монохроматическое излучение с энергией фотонов, превышающей ширину запрещенной зоны, падает на полупроводник вблизи p — n-перехода, в нем образуются новые пары электрон — дырка. Это приводит к возникновению дополнительной разности потенциалов (рис. 8.18, *г*), что в свою очередь приводит к эффекту прямого смещения и увеличению тока основных носителей. Если внешняя цепь разомкнута, то устанавливается динамическое равновесие первичного светового тока избыточных неосновных носителей $I_{св}$, созданных квантами света, и тока, обратного ему по направлению, обусловленного накоплением пространственных зарядов. Результирующая разность потенциалов представляет собой *фото-ЭДС*. При подключении внешней нагрузки происходит ответвление тока во внешнюю цепь. Суммарный ток по-прежнему будет равен световому. Поскольку направление фото-ЭДС и контактной разности потенциалов противоположно, ток $I_н$ во внешней цепи будет равен:

$$I_н = I_{св} - I_{нас}\left(e^{\frac{eU_ф}{kT}} - 1\right), \qquad (8.16)$$

где $I_{нас} = I_s$ — ток неосновных носителей, проходящих через неосвещенный p — n-пе-

реход, равный току насыщения; U_Φ — напряжение на зажимах фотоэлемента при включении нагрузки во внешнюю цепь.

Это уравнение представляет собой ВАХ ФЭП. Значение U_Φ равно:

$$U_\Phi = \frac{kT}{e} \ln\left(\frac{I_{св} - I_н}{I_{нас}} + 1\right). \quad (8.17)$$

Для разомкнутой цепи $I_н = 0$, откуда ЭДС фотоэлемента

$$E_\Phi = \frac{kT}{e} \ln\left(\frac{I_{св}}{I_{нас}} + 1\right). \quad (8.18)$$

Максимальное значение eE_Φ не может быть больше $\Delta\varepsilon_0$.

Значение генерируемого светом тока короткого замыкания $I_{к.з} = I_{св}$ определяется формулой

$$I_{св} = I_{к.з} = e \int_{\Delta\varepsilon_0 = h\nu}^{\infty} Q_T(h\nu)\, N_\Phi(h\nu)\, d(h\nu),$$

где $Q_T(h\nu)$ — коэффициент собирания неосновных носителей (или абсолютная спектральная чувствительность элемента), который согласно определению показывает, какая часть носителей, генерированных при поглощении фотонов с энергией $h\nu$, дает вклад в $I_{к.з}$; $N_\Phi(h\nu)$ — плотность потока фотонов с энергией $h\nu$, падающих на ФЭП.

Величина $Q_T(h\nu)$ может быть найдена расчетным путем, и ее значения в настоящее время вычислены для различных моделей элемента [18].

Технология производства ФЭП должна обеспечивать коэффициент собирания, близкий к единице, для всех фотонов солнечного спектра, энергия которых больше ширины запрещенной зоны.

На форму ВАХ существенное влияние оказывает сопротивление элемента: при его увеличении форма ВАХ становится более плоской, коэффициент заполнения и мощность уменьшаются.

По ВАХ можно определить значения напряжения U_m и тока I_m, соответствующих режиму максимальной мощности:

$$\left(1 + \frac{U_m}{kT}\right) e^{\frac{eU_m}{kT}} = e^{\frac{eE_\Phi}{kT}}$$

$$I_m = I_{св} - I_{нас}\left[e^{\frac{eU_m}{kT}} - 1\right] =$$

$$= I_{св}\left(1 + \frac{I_{нас}}{I_{св}}\right) \frac{eU_m}{kT + eU_m}.$$

Расчеты показывают, что при $I_{св}/I_{нас} > 10^4$, $eU_m/kT \geqslant 0$. При таких условиях $I_m \geqslant 0{,}9I_{св}$ и $U_m \geqslant 0{,}8E$. Выражение для максимальной мощности имеет вид:

$$N_m = U_m I_m =$$

$$= I_{св}U_m\left(1 + \frac{I_{нас}}{I_{св}}\right) \frac{eU_m}{kT + eU_m} \approx$$

$$\approx \frac{eI_{св}U_m^2}{kT + eU_m}.$$

У серийных кремниевых элементов при солнечном освещении $I_{св} \approx 35$ мА/см² и $I_{нас} = 10^{-8}$ А/см², т. е. $I_{нас}/I_{св} < 10^{-4}$.

Максимальный КПД, т. е. КПД при согласованной нагрузке, представляется выражением

$$\eta_{макс} = \frac{I_m U_m}{N_{подв}} = \frac{eI_{св}U_m^2}{(kT + eU_m)\, N_{подв}} =$$

$$= K\frac{I_{св}E}{N_{подв}}, \quad (8.19)$$

где K — коэффициент заполнения, который определяет степень приближения ВАХ к прямоугольной форме. При $I_{св}/I_{нас} > 10^4$, $K \geqslant 0{,}72$, т. е. $\eta_{макс} \geqslant 0{,}72(I_{св}E/N_{подв})$.

При поступлении на ФЭП, имеющий температуру T_2, энергии в узком спектральном интервале от пороговой частоты $\nu_{мин}$ до $\nu_{мин} + (kT_2/h)$ из общего излучения абсолютно черного тела, нагретого до температуры T_1, его предельный КПД будет равен КПД цикла Карно:

$$\eta_K = (T_1 - T_2)/T_1.$$

С учетом джоулевых потерь в самом ФЭП максимальный КПД имеет следующий вид:

$$\eta_0 = \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \times$$

$$\times\left[1 - \frac{\ln\left[\frac{\Delta\varepsilon_0}{kT_2}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) + 1\right]}{\frac{\Delta\varepsilon_0}{kT_2}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)}\right] = \eta_K\eta_э. \quad (8.20)$$

Предельный КПД фотоэлемента, преобразующего солнечное излучение, имеет вид

$$\eta = \eta_0\eta_c, \quad (8.21)$$

где η_c — КПД преобразования солнечного света, равен отношению мощности использованного излучения эквивалентного черного тела к мощности солнечного излучения и может быть определен из зависимости $\eta_c = f(x_0)$ (рис. 8.19) [16], где $x_0 = \Delta\varepsilon_0/(kT_c)$; T_c — температура поверхности Солнца.

Значение η_0 вычисляется по (8.20) при подстановке эквивалентной температуры абсолютно черного тела T_1. Расчеты показывают [3], что для кремниевого солнечного ФЭП, имеющего $\Delta\varepsilon_0 = 1{,}1$ эВ, значения η_c

Таблица 8.6. **Механизмы потерь в различных ФЭП в условиях АМО**

Механизм потерь	Обычный кремниевый элемент $n-p$-типа с удельным сопротивлением базы 10 Ом·см	Экспериментальные данные для обычного элемента $p-n$-типа из GaAs	Результаты расчета для элемента p—AlAs /p—GaAs/ n—GaAs	Экспериментальные данные для элемента p—Al_xGa_{1-x} /p—GaAs/ n—GaAs
Пропускание длинноволновых фотонов с энергией $h\nu < \Delta\varepsilon_0$, L	0,24	0,38	0,38	0,38
Потери избыточной энергии фотонов $h\nu > \Delta\varepsilon_0$, E	0,43	0,34	0,34	0,34
Поглощение в слое AlAs или $Al_xGa_{1-x}As$, A	Не применялся	Не применялся	0,18	0,29
Коэффициент потерь по напряжению V	0,51	0,30	0,30	0,26
Коэффициент кривизны характеристики идеального перехода	0,19	0,10	0,10	—
Дополнительный коэффициент кривизны	0,09	0,09	0,09	—
Потери на внутреннем сопротивлении	0,03	0,03	0,03	—
Коэффициент заполнения (определяется потерями 5, 6, 7) F_F	0,71	0,79	0,79	0,79
Потери при собирании носителей $1 - Q_T$	0,28	0,54	0,20	0,21
Потери на отражение R	0,03	0,03	0,03	0,03
Отношение полезной выходной мощности к мощности падающего солнечного излучениея η*	0,11	0,12	0,14	0,13

* КПД определяется по уравнению: $\eta=(1-L)(1-E)(1-A)(1-V)F_FQ_T(1-R)$.

и T_1 равны 0,42 и 1000 К; теоретически максимально достижимый КПД $\eta = \eta_K\eta_s\eta_c = 0{,}7 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}42 = 0{,}25$.

Значения предельных КПД ФЭП для различных материалов при различных температурах окружающей среды приведены на рис. 8.20.

Большое значение имеет изучение потерь, связанных с неполным собиранием неосновных носителей. Коэффициент собирания в расчетах предельных КПД принимают равным единице. Однако даже в лучших реальных элементах он составляет 0,7, так что с этим параметром связан резерв увеличения КПД на 30—40 %.

В табл. 8.6 [18] представлены расчетные данные по определению механизмов потерь для ряда перспективных материалов в условиях АМО (нулевой воздушной массы, заатмосферного облучения).

Некоторые характеристики фотоэлементов приведены в табл. 8.7.

Оптимальными материалами для солнечных ФЭП являются соединения $A^{III}B^{V}$ и в первую очередь арсенид галлия (GaAs). В табл. 8.8 приведены в качестве примера электрические параметры группы тройных полупроводниковых соединений типа $A^{I}B^{III}C^{VI}$, имеющих такую ширину запрещенной зоны, при которой возможно эффективное преобразование солнечной энергии.

Разработка высокоэффективных ФЭП на основе материалов с широким диапазоном изменения $\Delta\varepsilon_0$ позволит на практике перейти к использованию сочетаний различных типов ФЭП и реализации идеи сложных, например гетерогенных и каскадных, фотоэлектрических устройств, позволяющих использовать весь спектр солнечного излучения.

Предельный КПД солнечного элемента логарифмически растет при увеличении интенсивности освещения, что определяется соответствующим ростом фото-ЭДС. Это определяет интерес к использованию для ФЭП солнечного излучения, концентрированного более чем в 1000 раз. Однако при

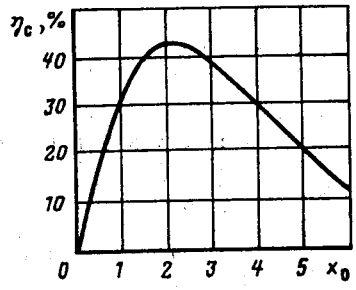


Рис. 8.19. Зависимость η_c от x_0

этом возникает проблема, обусловленная резким возрастанием токов в ФЭП и соответствующим возрастанием потерь мощности на внутреннем сопротивлении.

Внедрение солнечных ФЭП с концентраторами в практику во многом зависит от разработки дешевых и простых систем слежения за Солнцем, а также от разработки недорогих концентраторов, стабильных при длительной эксплуатации в сложных климатических условиях, что является сложной технической задачей.

В качестве отражающего покрытия солнечных концентраторов используется, как правило, алюминий, который имеет наиболее высокий интегральный коэффициент отражения в диапазоне волн солнечного спектра, хотя в некоторых случаях применяется и серебро.

Для защиты отражающего покрытия от внешних воздействий на него наносят пленки SiO, SiO_2, Si_2O_3, Al_2O_3 и др. При выборе защитного покрытия должны учитываться спектральные характеристики преобразователя солнечной энергии, так как, например, пленки из SiO и Si_2O_3 значительно снижают отражательную способность зеркал в коротковолновой области спектральной чувствительности солнечных элементов.

Таблица 8.7. **Характеристики эффективности различных ФЭП**

Фотоэлемент	Ширина запрещенной зоны $\Delta\varepsilon_0$, эВ	Поглощенное излучение Солнца, %	$\eta_{макс}$, %	$\eta_{эксперим}$, %
Si	1,1	76	25	21
InP	1,25	69	28	3
GaAs	1,4	65	29	12
GdTe	1,45	61	29	6
AlSb	1,55	57	29	3
GdS	2,4	24	18	6
GaP	2,4	24	18	7

Для пленочных космических концентраторов используются металлизированные полимерные пленки различного химического состава. По совокупности свойств наиболее подходящими в космических конструкциях являются пленки из майлара и каптона.

Возможности эффективного применения на космических аппаратах (КА) концентраторов в значительной степени определяются их способностью длительное время работать в условиях космической среды, сохраняя высокие оптико-энергетические характеристики.

За двадцать лет промышленного использования в основном в качестве бортовых источников для космических аппаратов ФЭП получили достаточно широкое развитие. Для наиболее освоенного типа кремниевых ФЭП достигнутые в эксплуатации

Таблица 8.8. **Сравнение электрических свойств соединений типа $A^{I}B^{III}C_2^{IV}$**

Соединение	Ширина запрещенной зоны, эВ	Положение края поглощения, мкм	Отжиг при высоком давлении паров S или Se				Отжиг при низком давлении паров S или Se			
			Тип проводимости	ρ, Ом·см	p, $см^{-3}$	μ, $см^2/(В·с)$	Тип проводимости	ρ, Ом·см	n, $см^{-3}$	μ, $см^2/(В·с)$
$CuAlS_2$	3,3	0,37	p	10^2—10^3	$3·10^{15}$	<2	—	10^5	—	—
$CuAlSe_2$	2,7	0,5	p	10^2—10^3	$1·10^{16}$	≈ 1	—	10^5	—	—
$CuGaS_2$	2,5	0,50	p	1	$4·10^{17}$	15	—	10^5	—	—
$CuGaSe_2$	1,7	0,77	p	0,05	$5·10^{18}$	20	—	10^5	—	—
$CuInS_2$	1,5	0,81	p	5	$1·10^{17}$	15	n	1	$3·10^{16}$	200
$CuInSe_2$	0,8	1,5	—	0,5	$1·10^{18}$	10	n	0,05	$4·10^{17}$	320
$AgGaS_2$	2,7	0,46	—	10^5	—	—	—	10^5	—	—
$AgInS_2$	2,0	0,62	—	10^5	—	—	n	10	$4·10^{15}$	150
$AgGaSe_2$	1,8	0,69	—	10^5	—	—	—	10^5	—	—
$AgInSe_2$	1,2	1,0	n	10^1	$8·10^{11}$	750	—	0,02	$5·10^{17}$	6

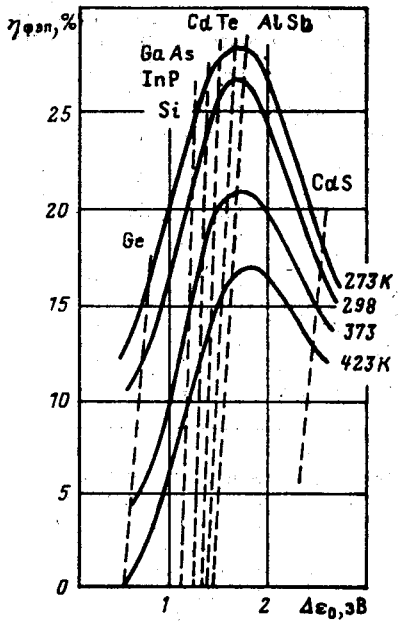


Рис. 8.20. Зависимость эффективности ФЭП от ширины запрещенной зоны полупроводника при различных значениях температуры

значения КПД составляют около 15 %. ФЭП на базе GaAs в лабораторных условиях показали КПД до 20 %. Однако сегодня ФЭП все еще очень дороги.

8.2. ГЕОТЕРМАЛЬНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

В соответствии с современными представлениями выделение теплоты в недрах Земли связано с совокупностью следующих процессов:

1. Радиоактивный распад элементов: элементы с периодом полураспада, меньшим периода формирования Земли, распались при первоначальном разогреве планетного вещества; распад долгоживущих элементов продолжается в настоящее время. Общее количество теплоты, выделившейся за счет радиоактивного распада, оценивается в $(0{,}6 \div 2{,}0) \cdot 10^{31}$ Дж.

2. Воздействие притяжения Солнца и Луны, приводящее к земным приливам и торможению Земли — за счет этого фактора за время существования Земли выделилось до 30 % теплоты радиогенного происхождения.

3. Гравитационная деформация материала Земли с образованием плотного ядра и менее плотной оболочки вызвала (по оценкам) выделение $(1{,}5 \div 2{,}0) \cdot 10^{31}$ Дж теплоты.

4. Тектонические процессы, вызывающие вертикальные и горизонтальные смещения крупных блоков земной коры и ее упругие деформации, приводят к ежегодному выделению $3 \cdot 10^{18}$ Дж теплоты.

5. Предполагается, что химические превращения в недрах Земли могли привести к выделению $1{,}2 \cdot 10^{31}$ Дж теплоты.

В центре Земли температура находится в пределах 4000—5000 К, в магматических очагах, сравнительно близких к поверхности, достигает 1200—1500 К. Плотность теплового потока из внутренних областей Земли к ее поверхности в среднем составляет $6 \cdot 10^{-3}$ Вт/м^2. Этому соответствует температурный градиент около 30 К/км. В районах молодых складчатых областей тепловой поток может доходить до 0,3 Вт/м^2 при температурном градиенте 200 К/км и более.

Геотермальные ресурсы классифицируются по четырем группам:

1) месторождения сухого пара — ресурсы сравнительно легко осваиваются, но встречаются редко;

2) месторождения влажного пара — распространены в большей степени, однако при освоении возникают проблемы, связанные с коррозией и повышенным содержанием солей;

3) горячая вода — ресурсы большие, используются главным образом для отопления и в тепличном хозяйстве;

4) теплота сухих горных пород — ресурсы большие, однако технология использования находится в ранней стадии освоения.

По характеру скопления термальные воды делят на трещинно-жильные и пластовые.

Трещинно-жильные термальные воды встречаются в горно-складчатых областях и характеризуются локальными выходами термальных источников и парогидротерм с температурой до 370 К и выше.

Пластовые термальные воды залегают в пределах континентальных платформ, краевых прогибов и межгорных впадин. Такие бассейны могут занимать площади в сотни тысяч и миллионы квадратных километров.

По степени минерализации различают: термальные воды с низкой минерализацией (до 10 г/л), которые могут использоваться без предварительной подготовки; термальные воды со средней минерализацией (10—35 г/л), требующие очистки; термальные воды с высокой минерализацией (35—200 г/л и более), которые могут использоваться только в двухконтурных схемах.

Оценка общих ресурсов геотермальной энергии приведена в кн. 1, п. 1.1.1.

Наиболее перспективными зонами с большими геотермальными ресурсами являются зоны тихоокеанского и среднеземноморского вулканического пояса, где сосре-

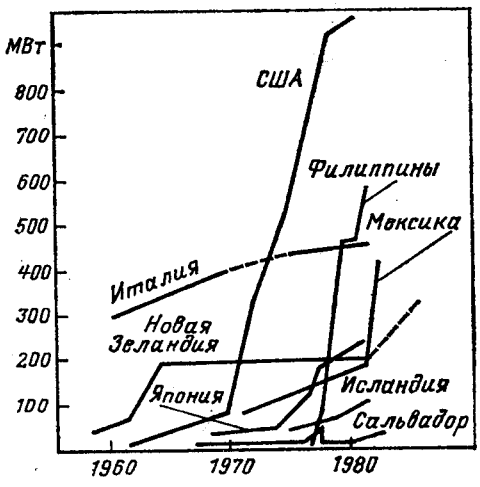


Рис. 8.21. Рост мощности ГеоТЭС в различных странах [5]

доточено до 80 % всех действующих вулканов на Земле. В отмеченных районах на глубине 1—2 км исследовано более 100 геотермальных систем, в большинстве из кото-

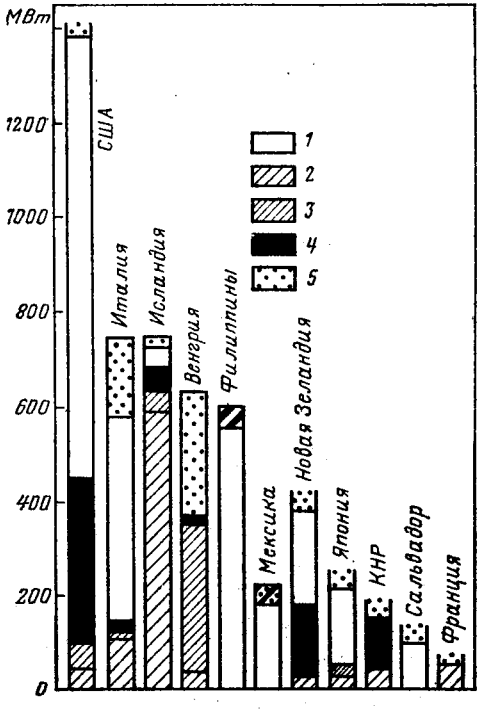


Рис. 8.22. Современное использование геотермальнных ресурсов за рубежом [5]:
1 — для выработки электроэнергии; *2* — для теплоснабжения зданий; *3* — в сельском хозяйстве; *4* — в промышленности; *5* — в бальнеологии

Таблица 8.9. Состав пара, получаемого из различных геотермальных месторождений [18]

Состав примесей	Ларлерелло (Италия)	Долина Больших Гейзеров (США)	Уайракей (Новая Зеландия)	Солтон-Си (США)
Доля неконденсирующихся газов, %	2,0	0,3	0,06	0,25
Состав неконденсирующихся газов, % *:				
CO_2	92,8	69,3	91,7	94
H_2S	2,5	2,0	4,4	0,5—2,0
HC	—	11,8	0,9	0,25—4
H_2	—	12,7	0,8	0,5—4
NH_3	1,7	1,6	0,6	**
H_3BO_3	0,45	—	0,05	—
N_2	—	—	—	0,5—2,0

* Газы, остающиеся после конденсации в потоке рассола.
** Содержание в конденсате NH_3 от 0,4 до 0,5 мг/л.

рых температура около 450 К, в 20 районах более 510 К, в 6 более 570 К, а в геотермальной системе Кампи Флегрей (Италия) — 738 К.

В относительно небольшом числе систем в парогидротермах преобладает пар с температурой более 500 К. В остальных системах преобладает вода.

Данные по геотермальным ресурсам и их практическому освоению представлены в табл. 8.9—8.12 и на рис. 8.21 и 8.22.

Активное использование геотермальных ресурсов может оказывать неблагоприятное воздействие на окружающую среду. Основными негативными факторами являются: повышенный уровень шума на выходе из скважины; загрязнение водоемов при сбросе в них термальных вод с повышенным содержанием солей; загрязнение окружающего воздуха попутными газами (H_2S, CH_4, NH_4); тепловое загрязнение окружающей среды; повышение влажности воздуха за счет испарения в градирнях.

Во многих странах проводятся исследовательские работы, направленные на уменьшение вредного воздействия на окружающую среду последствий эксплуатации геотермальных месторождений. Разрабатываются звукогасители, методы закачки использованной воды в пласт, методы предотвращения выброса вредных газов.

Типичные примеры тепловых схем действующих ГеоТЭС представлены ниже.

Схема № 1 (рис. 8.23). Сухой пар из скважин после отделения в сепараторе

Таблица 8.10. **Потенциальные запасы термальных вод СССР первоочередного освоения (минерализация до 10 г/л, температура более 50 °С) [5]**

Экономический район и подрайон	Водоносные комплексы, трещинные системы	Способы эксплуатации			
		фонтанный		насосный	
		тыс. м³/сут	млн. ГДж/год	тыс. м³/сут	млн. ГДж/год
Южный:					
Крымская область	Дат-палеоценовый, нижнемеловой	4	0,21	52	2,1
Закавказский:					
Грузинская ССР	Неокомский	36	2,10	270	22,2
Азербайджанская ССР	От апшеронского до майкопского	6,5	0,42	150	8,79
Северо-Кавказский	Чокрак-караганский, нижнемеловой	103	9,21	630	50,2
Сибирь:					
Западная Сибирь и Тюменская область	Альб-сеноманский, неокомский	102	4,60	2450	11,3
Забайкалье	Неогеновые комплексы и трещинные системы	72	4,60	50	2,09
Дальневосточный:					
Сахалинская область	Неогеновые комплексы и трещинные системы; кроме того, запасы парогидротерм	75 До 50—80 МВт	4,60	335	14,6
Камчатская область	Трещинные системы; кроме того, запасы парогидротерм	450 До 900 МВт	44,8	—	—
Казахстан:					
Западный	Альб-сеноманский, неокомский	15	0,42	135	4,18
Южный	Меловой, юрский, триасовый	210	14,6	1750	107,2
Средняя Азия:					
Узбекская ССР	Меловые комплексы	80	2,93	900	41,9

Примечание. Общие запасы термальных вод по стране: при фонтанной эксплуатации 1154 тыс. м³/сут и 84,1 МДж/год; при насосной эксплуатации 6722 тыс. м³/сут и 366,3 ГДж/год.

твердых включений направляется непосредственно в турбину, оттуда в конденсатор смешивающего типа. Конденсат охлаждается в градирне. Часть охлажденного конденсата используется для конденсации пара, вышедшего из турбины, а остальная часть закачивается обратно в пласт. Пример реализации такой схемы — блоки ГеоТЭС «Гейзеры», введенные в эксплуатацию до 1979 г.

Схема № 2 (рис. 8.24). Отличается от предыдущей тем, что пар после турбины направляется в конденсатор поверхностного типа, а сопутствующие газы отводятся эжектором и очищаются от сероводорода. По такой схеме работают блоки ГеоТЭС «Гейзеры», введенные в эксплуатацию после 1979 г.

Схема № 3 (рис. 8.25). Используется в тех случаях, когда в геотермальной среде преобладает вода. Пароводяная смесь поступает в сепаратор, в котором пар отделяется от жидкости и направляется в турбину, а рассол закачивается обратно в пласт.

Схема № 4 (рис. 8.26). Отличается от схемы № 3 наличием, кроме сепаратора, еще и расширителя. Использование расширителя усложняет схему, обусловливает необходимость использования двух паровпусков в турбины, но позволяет существенно (на 15—20 %) повысить выработку электроэнергии на единицу массы рассола, поднимаемого из скважины.

Вторая ступень расширения воды могла бы еще более увеличить степень использования рассола, однако из-за большого усложнения схемы этот вариант оказывается экономически невыгодным и практически не используется. По схеме с сепа-

Таблица 8.11. **Потенциальные эксплуатационные запасы термальных вод пластовых водонапорных систем и заключенной в них теплоты по перспективным районам СССР при разработке с поддержанием пластовых давлений (минерализация менее 35 г/л, температура более 50 °С)**

Экономический район и подрайон	Водоносный комплекс	Температура воды, °С	Общие эксплуатационные запасы		Экономически целесообразные объемы освоения		
			млн. м³/сут	млн. ГДж/сут	млн. м³/сут	млн. ГДж/сут	% от общих запасов
Южный:							
Крымская область	Дат-палеоценовый, нижнемеловой	50—100	36	$2{,}52 \cdot 10^3$	2	$1{,}26 \cdot 10^2$	5
Закавказский:							
Азербайджанская ССР	Апшеронский комплекс продуктивной толщи, майкопский	50—100	41	$2{,}67 \cdot 10^3$	2	$1{,}34 \cdot 10^2$	5
Северо-Кавказский	Чокрак-караганский, нижнемеловой	50—120	193	$1{,}47 \cdot 10^4$	10	$7{,}33 \cdot 10^2$	5
Дальневосточный:							
Сахалинская область	Неогеновый	50—65	8	$3{,}43 \cdot 10^2$	2	8,37	2
Сибирь:							
Западная Сибирь и Тюменская область	Альб-сеноманский, неокомский	50—80	5114	$2{,}63 \cdot 10^5$	51	$2{,}62 \cdot 10^3$	1
Казахстан:							
Западный	Альб-сеноманский, неокомский	50—80	99	$5{,}29 \cdot 10^3$	1	54,4	1
Южный	Меловой, юрский, триасовый	50—120	87	$4{,}80 \cdot 10^3$	2	142	2—3
Средняя Азия:							
Узбекская ССР	Турон-сенонский, альб-сеноманский, неокомский	50—80	118	$4{,}56 \cdot 10^2$	2,5	8,37	0,2
Всего	—	—	—	—	72.5	$3{,}83 \cdot 10^3$	—

Примечание. Запасы оценены в пределах глубин до 3500 м.

Таблица 8.12. **Действующие ГеоТЭС [5]**

Гидротермальная система	Средняя (максимальная) глубина скважин, м	Средняя (максимальная) температура, К	Тип флюида (фазовое состояние, преобладающие компоненты газового и солевого состава, минерализация, г/л)			Мощность ГеоТЭС, МВт
США						
Гейзеры Сонома	1500 (3120)	523 (558)	Пар (CO_2—H_2)	SO_4—Na	1,33	1237
Империал Валли	1500 (2470)	573 (633)	ПВС (CO_2)	Cl—Na	260,0	30
Филиппины						
Тиви	950 (2300)	523	ПВС (CO_2)	Cl—Na	3,7	330
Мак Бан			ПВС (CO_2)	Cl—Na	—	220
Тонгонан	305	469 (497)	ПВС (CO_2)	Cl—Na	3,2	58
Италия						
Лардерелло	650 (1600)	443—493 (513)	Пар (CO_2)	SO_4—Na	0,5	380,6
Монте Амиата	780 (1500)	413—443 (463)	Пар (CO_2)	SO_4—Na, NH_3	1,0	22

Продолжение табл. 8.12

Гидротермальная система	Средняя (максимальная) глубина скважин, м	Средняя (максимальная) температура, К	Тип флюида (фазовое состояние, преобладающие компоненты газового и солевого состава, минерализация, г/л)			Мощность ГеоТЭС, МВт
Тревале	690 (1370)	473 (537)	Пар (CO_2)	SO_4—Na	1,0	35,9
Искья	—	448	ПВС (CO_2)	Cl—Na	20,0	0,5
Новая Зеландия						
Вайракей	200—1200 (2300)	503 (533)	ПВС (CO_2)	Cl—Na	4,6	192
Каверау	800—1120 (1250)	523 (558)	ПВС (CO_2)	Cl—Na	3,0	10
Япония						
Мацукава	1000 (1500)	493 (453)	Пар (H_2S—CO_2)	SO_4—Na, Fe	0,8	22
Отаке	500 (900)	503 (523)	ПВС (CO_2—N_2)	Cl—Na	3,1	13
Хочебару	500 (800)	523 (573)	ПВС (CO_2—N_2)	Cl—Na	3,0	50
Оникобе	1000 (1350)	503 (561)	ПВС (CO_2—N_2)	Cl—Na	1,5	25
Мексика						
Сьерро-Прието	1300 (2630)	573 (661)	ПВС (CO_2)	Cl—Na	27,6	180
Лос Азуфрес	(2000)		Пар (CO_2)HCO_3	SO_4—Na	1,0	25
Сальвадор						
Ахуачапан	1000 (1400)	503 (523)	ПВС (CO_2—H_2)	Cl—Na	19,3	95
Исландия						
Наумафьядль	1000 (1400)	523 (562)	ПВС (H_2—CO_2)	HCO_3—SO_4—Na	0,9	3
Крабла	1200 (2000)	523 (623)	ПВС (H_2—CO_2)	HCO_3—SO_4—Na	0,9	30
Свартесенги	1000 (1730)	508 (513)	ПВС (H_2—CO_2)	Cl—Na	22,5	8
Кения						
Олькария	(1300)	493 (559)	ПВС (CH_4)	Cl—HCO_3—Na	—	30
Индонезия						
Кава Камоджанг	650 (761)	493 (511)	Пар(CO_2)	SO_4—Na	0,7	30
Португалия						
Сан Мигель	800—1230	433—473 (493)	ПВС	Cl—Na		3
Турция						
Кизилдере	700 (1000)	463 (473)	ПВС (CO_2)	HCO_3—Na	4,2	0,5
Китай						
Юангбейдзян	26 (600)	423 (448)	ПВС (CO_2—N_2)		—	1,0

Примечание. Пароводяная смесь с преобладанием пара (Пар) и воды (ПВС).

ратором и расширителем работает установка мощностью 50 МВт на японской ГеоТЭС Хочебару, установка мощностью 40 МВт — на станции Эль Сальвадор (Сальвадор).

Схема № 5 (рис. 8.27). Двухконтурный цикл, в котором геотермальная среда передает теплоту в промежуточном теплообменнике другому рабочему телу. Преимущества двухконтурного цикла: 1) более полное использование теплоты рассола и закачка его в пласт с меньшей температурой; 2) возможность использования геотермальных сред с пониженной температурой; 3) агрессивные компоненты геотермальной среды не попадают в турбину, конденсатор и другое оборудование, что обеспечивает более длительный срок их эксплуатации; 4) сопутствующие вредные газы не попадают в окружающую среду. Одной из проблем при использовании двухконтурных циклов является необходимость установки погружных насосов для поддавливания геотермальной среды и обеспечения ее однофазности в промежуточном теплообменнике. Продолжительность работы таких насосов невелика из-за большой агрессивности среды, в которой они находятся.

В СССР в настоящее время подземная теплота используется для выработки электроэнергии на Паужетской ГеоТЭС (Камчатка). Мощность станции 11 МВт, параметры пара в устье скважин: температура 417—473 К, давление 0,2—0,4 МПа;

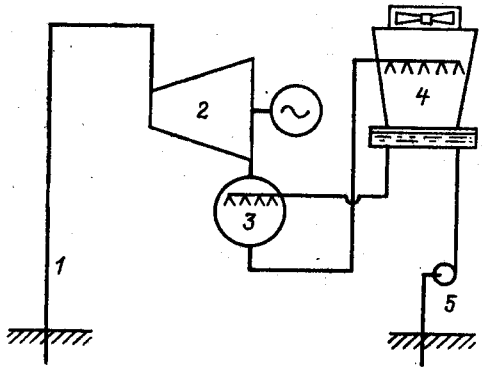


Рис. 8.23. Схема ГеоТЭС, работающей на сухом паре с конденсатором смешивающего типа:

1 — пар из скважины; *2* — турбина; *3* — смешивающий конденсатор; *4* — градирня; *5* — закачка в пласт

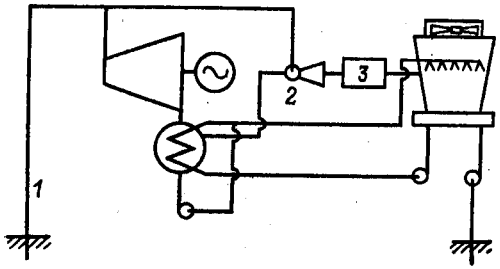


Рис. 8.24. Схема ГеоТЭС, работающей на сухом паре с конденсатором поверхностного типа:

1 — пар из скважины; *2* — эжектор; *3* — система удаления H_2S

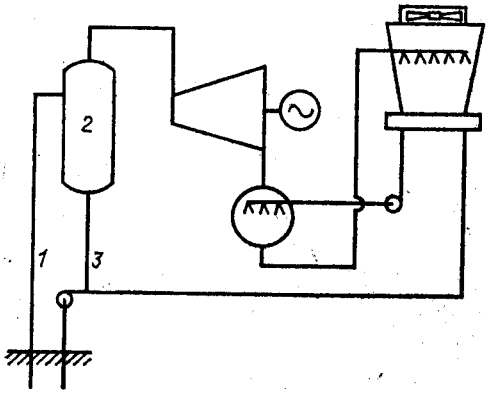


Рис. 8.25. Схема ГеоТЭС, работающей на пароводяной смеси с одноступенчатым расширением:

1 — пароводяная смесь из скважины; *2* — расширитель; *3* — закачка в пласт

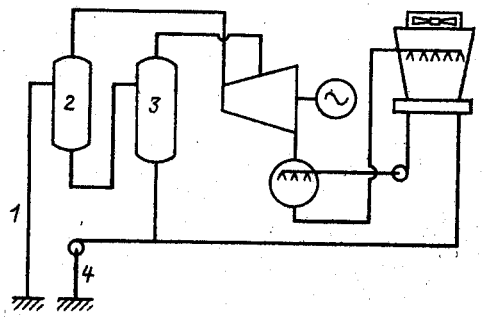


Рис. 8.26. Схема ГеоТЭС, работающей на пароводяной смеси с двухступенчатым расширением:

1 — пароводяная смесь из скважины; *2* — первая ступень расширителя; *3* — вторая ступень расширителя; *4* — закачка в пласт

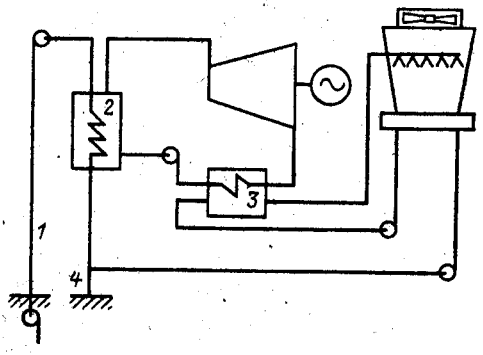


Рис. 8.27. Схема ГеоТЭС с бинарным циклом:

1 — пароводяная смесь (рассол) из скважины; *2* — парогенератор второго контура; *3* — поверхностный конденсатор; *4* — закачка в пласт

глубина скважин 220—480 м. Минерализация воды 1,0—3,4 г/л. Концентрации неконденсирующихся газов: CO_2 500 мг/кг, H_2S 25 мг/кг, NH_3 15 мг/кг. Вода после сепаратора, имеющая температуру 370—380 К, частично используется для теплоснабжения, частично сбрасывается в реку.

Более мощная ГеоТЭС проектируется в районе Мутновского месторождения. Здесь выявлено четыре перспективных участка: Дачный, Северо-Мутновский, где скважины дают сухой насыщенный пар; Жирновский и Западный, где геотермальная среда представлена пароводяной смесью. В соответствии с особенностями геотермального теплоносителя тепловые схемы блоков на этих участках различаются. Разработанный в ЭНИН им. Г. М. Кржижановского предварительный вариант тепловой схемы Мутновской ГеоТЭС на Дачном и Северо-Мутновском месторождениях предусматривает подачу сухого пара из скважин непосредственно в турбину с по-

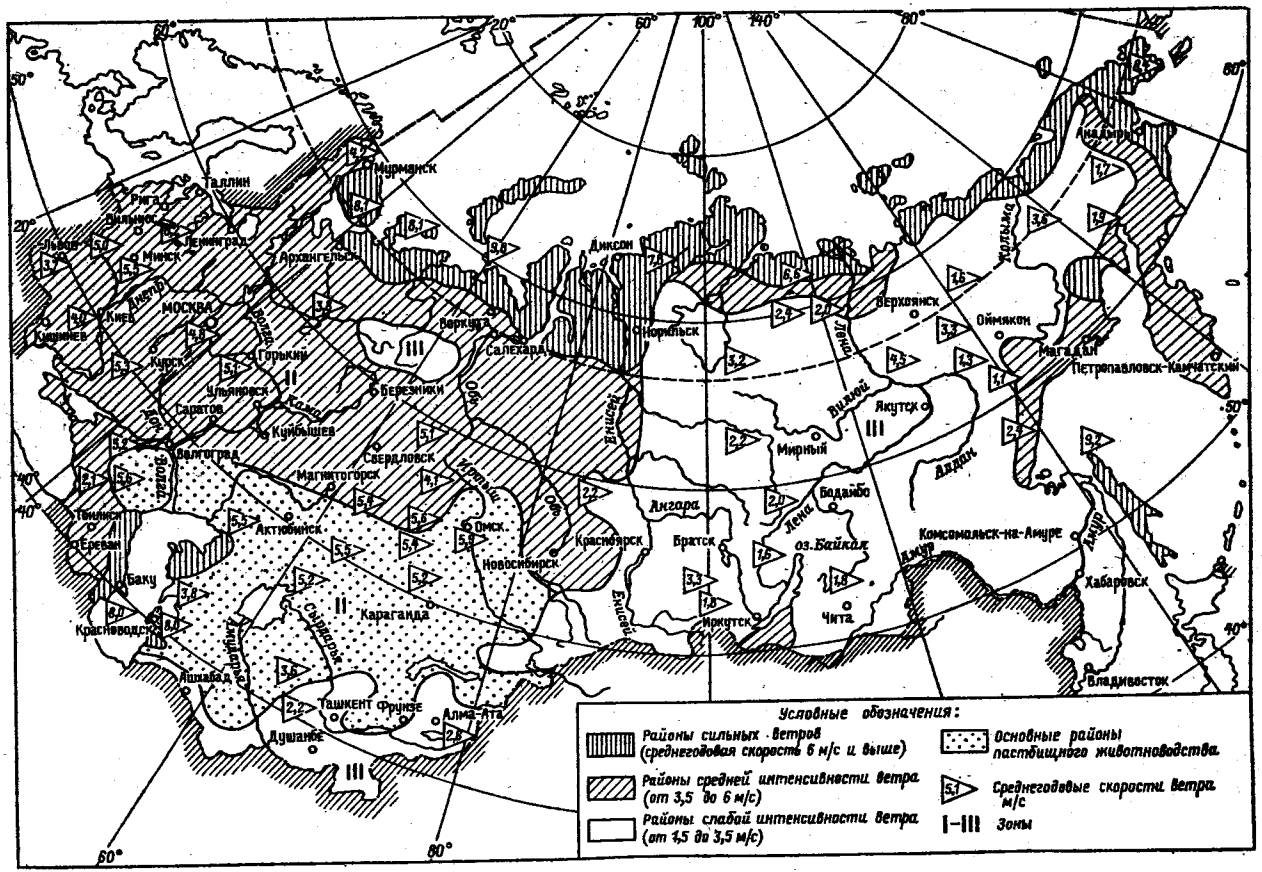


Рис. 8.28. Схема районирования ветрового режима на территории СССР

следующей закачкой части конденсата в пласт. На Западном и Жирновском участках планируется реализовать тепловую схему с сепаратором и расширителем. По данным ЭНИН им. Г. М. Кржижановского в обоих случаях предполагается использование смесительных конденсаторов и вентиляторных градирен с закачкой термальных вод в пласт. Общая мощность проектируемой Мутновской ГеоТЭС составит 200 МВт (первая очередь 50 МВт).

8.3. ВЕТРОЭНЕРГЕТИКА

Ресурсы ветровой энергии на территории СССР. Наиболее важным параметром, характеризующим энергетический потенциал ветра, является его скорость. Для расчета ветроэнергетических установок используют обычно *среднемесячные и среднегодовые скорости* ветра, характерные для данной местности.

На рис. 8.28 приведена схема районирования ветрового режима на территории СССР.

Принципы преобразования ветровой энергии. Кинетическая энергия потока воздуха, занимающего объем V, имеющего плотность ρ и движущегося со скоростью w,

$$E = \frac{1}{2}\rho V w^2.$$

Мощность ветрового потока, проходящего через площадь S,

$$N = \frac{1}{2}\rho w^3 S.$$

С помощью ветроэнергетической установки в механическую энергию может быть преобразована только часть энергии ветрового потока. Отношение кинетической энергии ветрового потока $E_в$, преобразованной с помощью ветровой турбины в механическую энергию, к кинетической энергии невозмущенного ветрового потока E называется *коэффициентом мощности*, или коэффициентом использования энергии ветра,

$$\xi_р = E_в/E.$$

С учетом коэффициента мощности мощность ветротурбины

$$N_в = \frac{1}{2}\xi\rho w^3 S.$$

В большинстве конструкций ветроэнергетических установок для преобразования кинетической энергии ветра в механическую энергию используется принцип подъемной силы крыла (рис. 8.29).

Если лопасть, имеющая профиль крыла, омывается ламинарным потоком воздуха, то за счет разной скорости воздуха над верхней и под нижней поверхностями

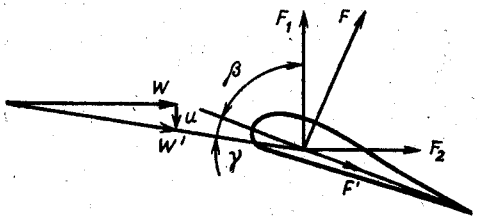


Рис. 8.29. Силы, действующие на лопасть, движущуюся в ветровом потоке

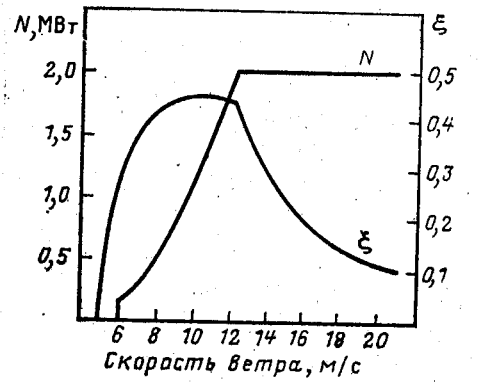


Рис. 8.30. Зависимость мощности ветровой турбины и коэффициента использования ветра от скорости ветра

лопасти возникает разность давлений и на лопасть действуют подъемная сила F и сила лобового сопротивления F'. При разработке профиля стремятся к тому, чтобы сила F была максимальной, а сила F' — минимальной. Сила F_1 обеспечивает перемещение лопасти в плоскости ее вращения, сила F_2 воспринимается опорой. Угол β ме-

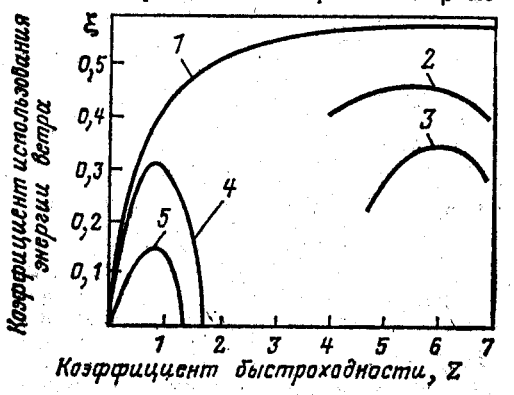


Рис. 8.31. Зависимость коэффициента использования энергии ветра от коэффициента быстроходности:

1 — идеальный ветряк пропеллерного типа; *2* — двухлопастный скоростной ротор; *3* — ротор Дарье; *4* — ротор Савониуса; *5* — многолопастный ротор

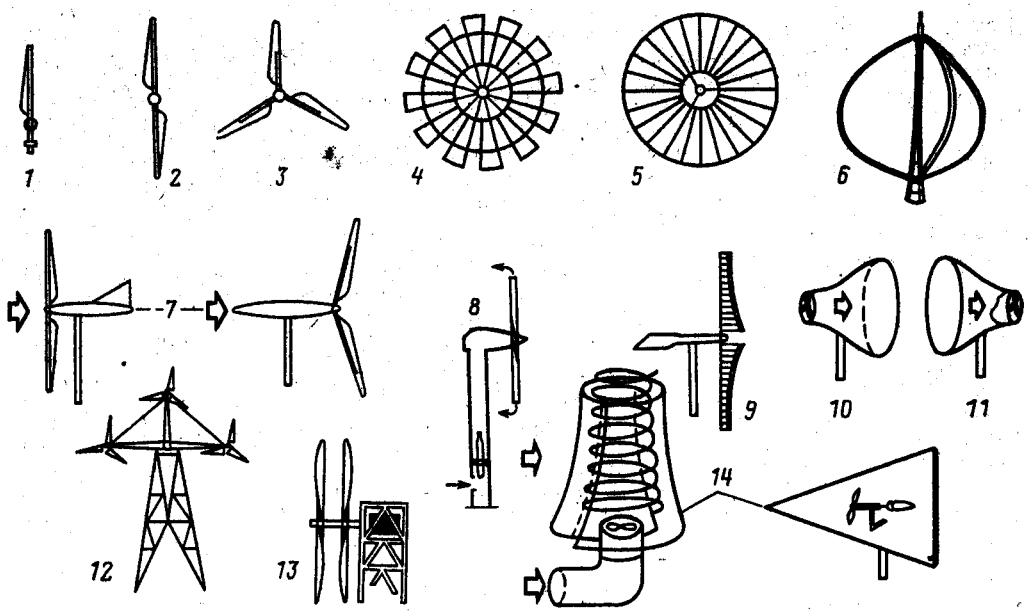


Рис. 8.32. Принципиальные конструкции основных типов ветровых турбин:
1 — однолопастный ротор; *2* — двухлопастный ротор; *3* — трехлопастный ротор; *4* — многолопастный ротор; *5* — ротор типа велосипедное колесо; *6* — ротор Дарье; *7* — с горизонтальной осью вращения; *8* — с пневмопередачей мощности; *9* — парусного типа; *10* — с диффузором; *11* — с концентратором; *12* — многороторная; *13* — двухроторная; *14* — вихревые

жду хордой лопасти и направлением движения лопасти называется углом установки, угол γ между хордой и направлением относительной скорости ветра w' — *углом атаки*. Угол β зависит только от ориентации лопасти, угол γ зависит от скорости ветра и скорости перемещения лопасти. Скорость u перемещения элемента лопасти

Таблица 8.13. **Ветроэлектрогенераторы средней и большой мощности, разработанные в США**

Основные характеристики	Тип ветроэлектрогенератора			
	МОД-0	ИОД-0А	МОД-1	МОД-2
Электрическая мощность, кВт	100	200	2 000	2 500
Частота вращения ротора, об/мин	40	40	34,7	17,5
Коэффициент использования энергии ветра	0,375	0,375	0,375	0,375
Скорость ветра, соответствующая включению генератора, м/с	4,3	5,4	7,0	6,3
Скорость ветра, соответствующая номинальной мощности, м/с	7,7	9,7	14,6	12,4
Максимальная скорость ветра, при которой генератор продолжает работать, м/с	17,9	17,9	19,0	20,1
Максимальная скорость ветра, которую выдерживает конструкция ветротурбины, м/с	66	67	66	66
Диаметр ротора, м	37,5	37,5	61	91,5
Высота вала ветротурбины над уровнем Земли, м	30	30	46	61
Площадь, ометаемая ветроколесом, м²	1 072	1 140	2 920	6 560
Профиль лопасти NACA	23 000	23 000	44XX	230XX
Масса двух лопастей, кг	2 090	2 090	16 400	33 200

Таблица 8.14. **Ветровые турбины с горизонтальной осью вращения, разработанные в разных странах**

Тип	Страна	Номинальная мощность, кВт	Скорость ветра, м/с				Ротор					
			Начало работы	Номинальный режим	Отключение	Максимально допустимая	Диаметр, м	Число лопастей	Профиль лопасти	Материал лопасти	Скорость вращения на номинальном режиме, об/мин	Высота башни, м
GROWIAN	ФРГ	3000	6,3	11,8	24	60	100,4	2	Worthmann, FX 77-W	Сталь, стеклопластик	18,5	96,6
AEROMAN 12,5/33	ФРГ	33	3,7	11,8	24	50	12,5	2	NACA, 4415-4424	Стеклопластик	100	10
ELEKTROMAT	ФРГ	20	3,5	11,0	14,0	48	10,0	3	NACA, 4415-26	То же	70	14
MONOPTEROS 20	ФРГ	25	4,5	15	19	60	12,5	1	NACA, FX 77/W/ /151A	»	100	15—18
MONOPTEROS 800	ФРГ	370	5,7	10	16	50	48	1	Worthmann, FX 77	»	39—48	50
MONOPTEROS 50	ФРГ	650—1000	5,7	—	20	50	51	1	NACA, FX-77-W	»	39—48	60
TW 45	ФРГ	45	3,0	—	12,5	60	12,5	3	NACA, 4412-24	»	72	23
VESTAS 30	Дания	30	4,5	14	20—22		10,0	3	NACA, 44 mod	»	75	22—24
VESTAS 55	Дания	55	4,5	12,5	20—22		15,3	3	NACA, 4415-24	»	50	22—24
WINDANE 9	Дания	16	4,0	17,0	25	70	9,0	2	Worthmann, FX-W-151A	»	101	18
WINDANE 12	Дания		4,0	12,5	—	70	12	2		»	83	18
AEROTECH	Дания	90	4,5	13,0	30	67,5	16	3	NACA, 4415-24	»	54	24
WINCON W 22	Дания	22	4,0	12,0	—	60,0	10	3	NACA, 44 mod	»	75	19
WINCON W-60	Дания	55	4,0	15,0	—	60,0	16,6	3	—	»	45	22
WINCON 55/11	Дания	55	4,0	17,0	—	50,0	16	3	—	»	45	22
WIND WORLD W-1960	Дания	95/110	4	14	25	67	19,6	3	NACA, 4412-26	»	42,6	23
WIND WORLD W-2300	Дания	200	4	13	25	67	23,0	3	NACA, 4412-34	Сталь	56,0	23
BONUS 100/20	Дания	100	3—4	15	28	—	19,4	3	—	Стеклопластик	—	24,5

Продолжение табл. 8.14

Тип	Страна	Номинальная мощность, кВт	Скорость ветра, м/с				Ротор					
			Начало работы	Номинальный режим	Отключение	Максимально допустимое	Диаметр, м	Число лопастей	Профиль лопасти	Материал лопасти	Скорость вращения на номинальном режиме, об/мин	Высота башни, м
RIVA CALZONI M P5	Италия	3,6	5	12	18	—	5,3	1	—	Дерево	350	9
RIVA CALZONI M 30		150—200	5,0	—	20	50	27—32,5	1	FX, 84-W-127	Стеклопластик	70—85	30
ENEL FIAT		50	5	11,3	30	—	13,5	2	NACA, 44-XX	То же	92	18,5
AIT 03		24	5	20	25	50	8,6	2	—	»	—	—
AIT 02		225	4,6	10,2	20	50	32	2	—	»	40,2	—
		150—200	5,0	—	20	50	27—32,5	1	—	»	70—85	30
LJ 312	Франция	75	5,0	—	—	60	12	3	NACA, 23021	»	153	30
AEROWATT 150-7		0,150	3,5	7,0	—	80	2	2	Gottingen, 548	Дерево, стеклопластик, легкие сплавы	575	—
AEROWATT 1000-9		1,0	3,5	9,0	—	80	3,2	2	Gottingen, 548	Алюминиевый сплав		
WTS-75	Швеция	2000	6	12,5	21	45	75	2	NACA, 64-612	Сталь стеклопластик	25	76
NEWECS-45	Голландия	1000	6	13,9	18	56	45	2	LS(1)-0417/LS (1)-0421	Стеклопластик	45	60
MS-1	Англия	250	7—8	17	27	70	20	2	NACA, 44XX	То же	44—88	16,3
MS-2		200 или 250	5	12,5 (200 кВт) 13,5 (250 кВт)	25	60	25	3	LS-1, MOD	Дерево и композиционные материалы	48	25
LS-1		3000	7	17	27	70	60	2	NACA, 44XX	Сталь и стеклопластик	34	45

Таблица 8.15. Некоторые ветроэнергетические агрегаты, разработанные в СССР [27]

Характеристика	Тип агрегата										
	ВБЛ-3	ВТЛ-3	ВБ-3Т	«Чайка»	«Вихрь»	«Ветерок»	«Беркут»	АВЭУ-2	ВИЭСХ Д-4	АВЭУ-5	«Сокол»
Диаметр ветрового колеса, м	3	3	2,8	3	4	4	4	2	4	6	12
Число лопастей	3	18	2	12	2	2	3	2	2	2	3
Частота вращения ветроколеса на расчетном режиме, об/мин	270	90	420	108	320	270	300	600	280	186	88
Расчетная (номинальная) мощность на ветровом колесе, кВт	1,0	0,8	0,7	0,75	1,7	1,7	1,7	0,15	1,6	3,4	15,2
Диапазон рабочих скоростей ветра, м/с	4—35	3,3—18	3—30	3,5—17	4—40	3,5—40	4,5—40	3—25	4—40	4—40	4,5—40
Максимальная расчетная скорость ветра, м/с	35	30	40	30	40	40	40	30	40	40	40
Общий КПД агрегата на расчетном режиме	0,17	0,15	0,31	0,6	0,16	0,55	0,16	0,65	0,5	0,15	0,7
Расстояние ветрового колеса от поверхности Земли, м	5,75	5,8	6	5,1	5,1	5,1	5,1	7—12	5—7	9	10
Масса комплектного агрегата, кг	430	445	295	490	420	470	450	51	240	1030	1900

зависит от расстояния r этого элемента от оси вращения и от частоты вращения ω:

$$u = r\omega.$$

Таким образом, при фиксированном угле установки угол атаки γ на разных участках лопасти оказывается разным. Чтобы выдержать угол атаки в пределах оптимального, прибегают к закрутке лопасти по ее длине.

В большинстве современных ветровых турбин с помощью специальных устройств (центробежных, гидравлических и других) обеспечивается возможность поворота всей лопасти или ее части, изменения за счет этого угла атаки и регулирования мощности на валу по заданному закону. При скорости ветра, меньшей номинальной, лопасть разворачивается таким образом, чтобы угол атаки был оптимальным и коэффициент использования ветра максимальным. При скорости ветра, большей номинальной, разворотом лопасти добиваются уменьшения коэффициента использования энергии ветра до значения, при котором мощность на валу соответствует номинальной. На рис. 8.30 на примере ветровой турбины номинальной мощностью 2 МВт показана зависимость мощности и коэффициента мощности от скорости ветра.

Угол атаки γ, определяющий коэффициент мощности ξ_p, зависит от скорости ветра w и частоты вращения ротора ω. В силу этого коэффициент мощности удобно выражать с помощью параметра, учитывающего и w, и ω. Таким параметром является *коэффициент быстроходности*

$$Z = \frac{r\omega}{w},$$

где r — максимальный радиус окружности, ометаемой ротором.

Ветровые турбины различных типов имеют существенно отличающиеся зависимости коэффициента использования энергии ветра от коэффициента быстроходности (рис. 8.31).

На рис. 8.32 представлены принципиальные конструкции основных типов паровых турбин.

Пример компоновки основных узлов ветроэнергетической установки с горизонтальной осью вращения показан на рис. 8.33.

Характеристики ветровых турбин приведены в табл. 8.13—8.15.

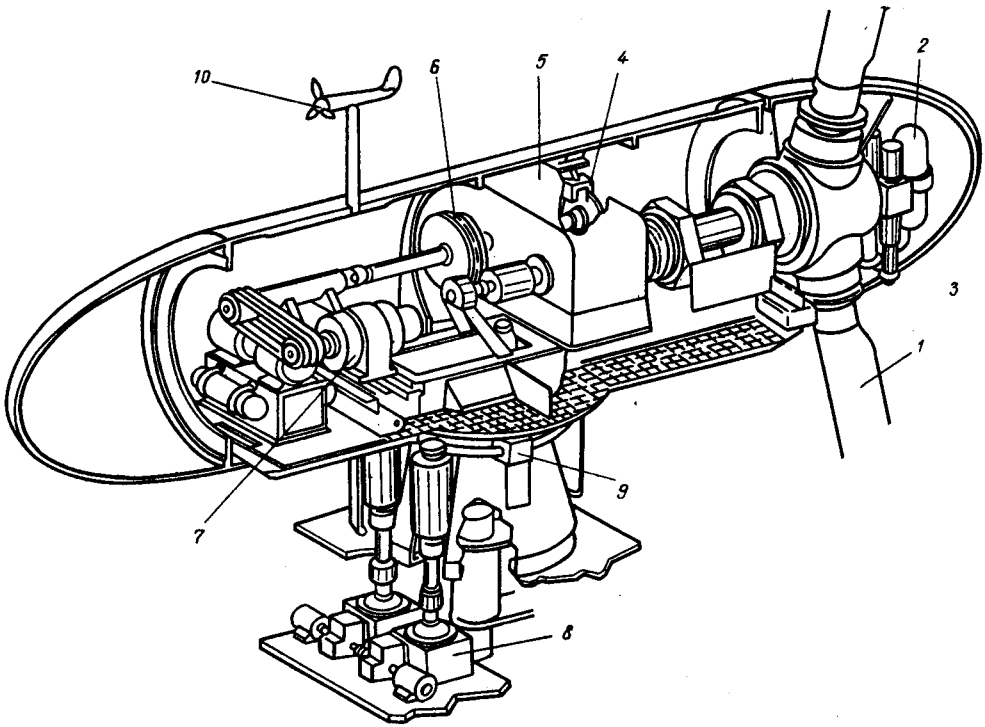


Рис. 8.33. Основные узлы ветроэнергетической установки с горизонтальной осью вращения:
1 — лопасть; *2* — система разворота лопасти; *3* — втулка; *4* — дисковый тормоз; *5* — мультипликатор; *6* — гидромуфта; *7* — генератор; *8* — механизм системы поворота; *9* — тормоз системы поворота; *10* — датчик системы поворота

8.4. ТЕРМОЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРЫ

Термодинамика термоэлектрического преобразования. В основе работы термоэлектрогенераторов (ТЭГ) лежат три термодинамически обратимых термоэлектрических эффекта — Зеебека, Пельтье и Томсона. *Термоэлектрическими явлениями* принято называть эффекты возникновения в проводящих средах электродвижущих сил и электрических токов под воздействием тепловых потоков и эффекта возникновения теплот, дополнительных к джоулевой теплоте, при протекании электрического тока.

Эффект Зеебека, обусловленный перераспределением носителей зарядов вследствие наличия температурного градиента, проявляется в том, что в электрической цепи (рис. 8.34), составленной из двух разнородных проводников (термоэлектродов *A* и *B*), если точки их спаев поддерживаются при разных температурах, возникает электродвижущая сила, называемая *термо-ЭДС* (ТЭДС):

$$\Delta E_{AB} = \alpha_{AB}(T_1 - T_2) = \alpha_{AB}\Delta T, \quad (8.22)$$

где T_1, T_2 — температуры горячего и холодного спаев; α_{AB} — коэффициент Зеебека или относительный коэффициент ТЭДС, зависящий от свойств термоэлектродов и температуры.

Эффект Пельтье, обусловленный различным распределением носителей зарядов по энергиям в проводниках *A* и *B* при одинаковой температуре, заключается в том, что при прохождении электрического тока *I* через спай *A* и *B* в этом спае выделяется или поглощается теплота $Q_п$, пропорциональная току и зависящая от типа

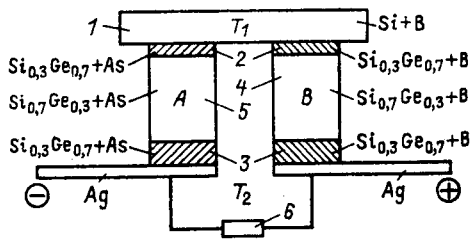


Рис. 8.34. Схема термоэлектрического элемента:
1 — соединительная шина горячего спая; *2* — коммутационный припой горячего спая; *3* — коммутационный припой холодного спая; *4* — *p*-ветвь термоэлемента; *5* — *n*-ветвь термоэлемента; *6* — нагрузка

контактирующих проводников:

$$Q_{\text{п}} = \Pi_{AB}(T)\, I,$$

где Π_{AB} — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом Пельтье, зависящий от свойств материалов и температуры спая.

При данной температуре выполняется условие $\Pi_{AB} = -\Pi_{BA}$, т. е. при изменении направления тока изменяется знак теплоты Пельтье.

Эффект Томсона, обусловленный зависящим от температуры распределением носителей заряда по энергиям в проводнике с током, проявляется в том, что при прохождении электрического тока I через проводник, вдоль которого существует градиент температуры dT/dl, в нем выделяется или поглощается теплота, пропорциональная току и градиенту температуры:

$$dQ_{\tau} = \tau I \frac{dT}{dl}\, dl, \qquad (8.23)$$

где dQ_{τ} — количество теплоты, выделяемое в единицу времени на длине проводника dl, при условии, что градиент температуры на этом участке равен dT/dl, а ток I, τ — коэффициент пропорциональности, называемый *коэффициентом Томсона*: он зависит от свойств проводника и от температуры, $\tau > 0$ при одинаковом направлении тока и градиента температур.

Соотношения между тремя термоэлектрическими коэффициентами называются *соотношениями Томсона*:

$$\alpha_{AB} = \tau_B - \tau_A + \frac{\alpha \Pi_{AB}}{\alpha T};$$

$$\Pi_{AB} = \alpha_{AB} T.$$

Термоэлектрический элемент. Простейшей моделью термоэлектрического элемента является цепь, состоящая из двух различных однородных проводящих материалов, спаи которой находятся при различных температурах T_1 и T_2.

При некоторых допущениях и с учетом основных источников необратимости процессов (передача теплоты теплопроводностью по термоэлектродам и джоулево тепловыделение в термоэлектродах) выражение для КПД реального ТЭГ можно представить в виде

$$\eta_{\text{ТЭГ}} = \frac{\dfrac{m}{m+1}}{1 + \dfrac{\lambda_0}{\alpha^2} \dfrac{R_{\text{г}}}{T_1} \dfrac{m+1}{m} - \dfrac{1}{2} \dfrac{T_1 - T_2}{T_1} \dfrac{1}{m+1}},$$

где $\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$; $m = R_{\text{н}}/R_{\text{г}}$ — коэффициент нагрузки; $R_{\text{н}}$ — сопротивление нагрузки; $R_{\text{г}}$ — внутреннее сопротивление термоэлектрического элемента; λ_0 — теплопроводность термоэлемента.

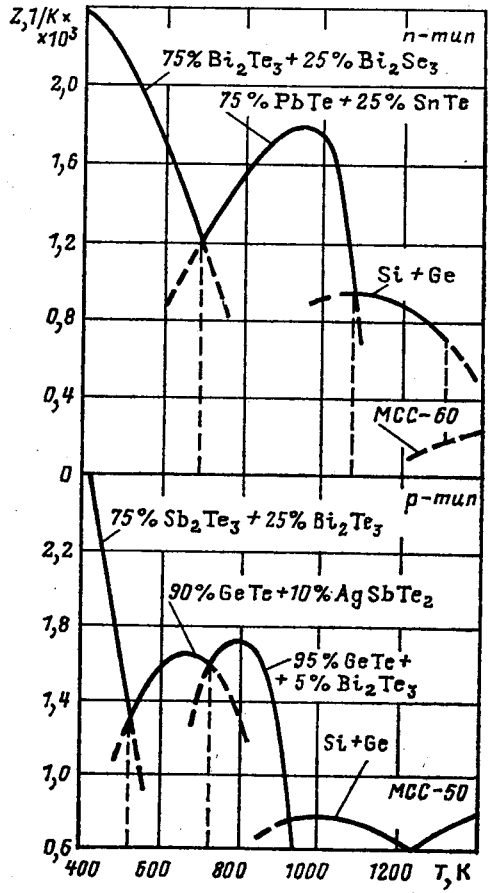


Рис. 8.35. Температурная зависимость добротности термоэлектрических материалов

Оптимальный коэффициент добротности термоэлектрического элемента

$$Z = \frac{\alpha^2}{(\sqrt{\lambda_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2})^2},$$

где λ — теплопроводность; ρ — удельное сопротивление.

Коэффициент полезного действия при максимальной электрической мощности во внешней цепи достигается при $m = 1$:

$$\eta_1 = \eta_{\text{К}} \frac{1}{\dfrac{4}{ZT_1} + 2 - \dfrac{1}{2}\eta_{\text{К}}},$$

где $\eta_{\text{К}}$ — КПД цикла Карно.

Максимальный КПД

$$\eta_{\text{макс}} = \eta_{\text{К}} \frac{m-1}{m + T_2/T_1}.$$

Таблица 8.16. **Характеристики полупроводниковых термоэлектрических материалов**

Материалы	Тип проводимости	Рабочий интервал температур, К	Коэффициент				Примечание
			$\alpha \cdot 10^6$, В/К	σ, $Ом^{-1} \cdot см^{-1}$	λ, Вт/(см·К)	$Z \cdot 10^3$, $К^{-1}$	
80 % Bi_2Te_3 + 20 % Bi_2Se_3	*n*	250—600	180—200	1 000	0,012	—	Легирование CuI, AgI
20 % Bi_2Te_3 + 80 % Sb_2Te_3	*p*	250—600	200—220	1 300	0,014	—	
$AgSbTe_2$	*p*	—	230	—	—	—	Легирование Ag, $PbCl_2$
$AgSbTe_2$ + 15% $AgBiTe_2$	*p*	—	200	170	0,008	1,12	—
$AgS_2Tl_2SeTe_3$ + (25—60) % $SbTi_3$	*p*	150—340	70	80	0,005—0,007	0,64	—
PbTe	*n*	300—900	125	2 000	0,017		Легирование PbI_2
PbS	—	300—800	85—15	560—900	0,018—0,0125		Неочищенный
TiO_2 (рутил)	—	80—1000	130—30	640—990	0,025—0,02		Очищенный методом возгонки
TbSb	—	300—1200	450 —5÷—23	13 1,8—0,4	0,104		Металлоподобное соединение, монокристалл
$BiTiO_3$ + 8 % Gd_2O_3	*n*	1 300—1 520	7 000—10 000	0,1—0,42	0,03	1,3—1,5	Коэффициент линейного расширения $5{,}3 \cdot 10^{-6}$ $К^{-1}$
$B_{14}Si$	*p*	600—2 100	500	80—300	0,02	1—3.75	Работают в вакууме или инертной среде
$Mn_{11}Si_{19}$	*p*	300—1 000	140—240	600—300	0,025	0,4—0,8	Высший силицид, легирование
CoSi	—	300—1 000	80—60	700—550	0,083	0,4—0,3	Моносилицид
CoSi	—	—	—	—	—		—
$CrSi_2$	—	—	—	100	—	0,094	—
Mn_4Si_7	—	300—750—1 100	120—235—170	150—667—286—435	0,025—0,025—0,055	0,065—0,3—0,6—0,2	—
$CuGaSe_2$	*p*	300—1 200	80—470	—	—		—
$CuInSe_2$	*n*	400—1 200	450—220	2,6	—	—	—
$CuAsSe_2$	*p*	300—650	22—30	10—45	—	—	—
$AgTlSe_2$	*p*	150—580	620—520	200—60	—	—	—
$CuTlSe_2$	*p*	200—700	30—70	4—3	0,02—0,008	—	—
Cu_3AsS_4	—	300—800	120—180	12 000	—	—	—
Mg_2Si	*n*	250—600	505	100	—	—	—
$Mg_2Ge_{0,2}Si_{0,8}$	*n*	250—600	370	16,7	0,79	—	—
$Mg_2Ge_{0,4}Si_{0,6}$	*n*	250—600	570	87,7	0,036	—	—
$Mg_2Ge_{0,6}Si_{0,4}$	*n*	250—600	500	38,5	0,029	0,67	—

Таблица 8.17. **Характеристики коммутационных материалов [23]**

Материал	Температура плавления, К	Температура коммутации, К	Способ коммутации
BiSn (90 % Bi)	433	473	Обслуживание под флюсом (стеарин)
BiSb (5 % Sb)	593	623—723	То же
BiSb (40 % Sb)	703	—	» »
InGa (85 % Ga)	289,4	290	Облуживание при комнатной температуре
PbGe (2 % Ge)	603	643	Облуживание под флюсом
Fe	1808	673—873	Прессовка
Ni	1726	773—873	Диффузионное сращивание
Mo	2898	1173—1273	То же
W	3653	1173—1273	» »
WC	3300	1123—1173	» »
Графит	3300	1373—1473	» »
AgSb (89 % Ag)	—	923	Пайка в атмосфере Ar или N
AgSb (81 % Ag)	—	853	То же

Материалы термоэлектродов. На эффективность работы ТЭГ влияют значения α, λ, ρ, входящие в коэффициент добротности. Эти величины связаны друг с другом через концентрацию носителей зарядов и транспортные свойства.

Электропроводимость σ и электронная часть теплопроводности $\lambda_э$ связаны между собой по закону Видемана — Франца:

$$\frac{\lambda_э}{\sigma} = \frac{\pi^2}{3}\left(\frac{K}{e}\right)^2 T = LT,$$

где $K = 1{,}38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К — постоянная Больцмана; e — заряд электрона; $L = 2{,}45 \times 10^{-8}$ Вт/(Ом·К^2) — число Лоренца.

В связи с этой зависимостью и малостью коэффициента термо-ЭДС Z и η металлических ТЭГ низки и практически не могут быть улучшены независимо от применения любого сочетания металлических пар.

Значительно лучшими термоэлектрическими свойствами обладают полупроводниковые материалы, которые и используются сегодня для создания ТЭГ (табл. 8.16).

Схемы термоэлектрогенераторов. Температурная зависимость добротности некоторых материалов *n*- и *p*-типа показана на рис. 8.35.

В единую электрическую цепь ветви термоэлементов соединяются специальными

Таблица 8.18. **Термические сопротивления некоторых теплопереходов**

Теплопереход	Интервал температур, К	Термическое сопротивление $R \cdot 10^4$, м^2/(Вт·К)	Примечание
Слюдопласт	300—850	18—12	Пластинка слюдопласта, сжатая между пластинами из нержавеющей стали с усилием $20 \cdot 10^4$ Па. Среда — аргон
Пленка СТАМ	340—550	1,8—1,3	Среда — воздух
Покрытие MgO	300—740	4—4,2	Наносится осаждением из водного раствора
Покрытие алундом	—	8	Алмазное напыление Al_2O_3
Пластина Al_2O_3, соединенная с образцами полимером У-2-28	300—340	5,5—2,5	Среда — аргон и гелий
Пластина Al_2O_3, соединенная с образцами полимером ТЭС-1	400—800	11,7—8,7	Среда — аргон и гелий
Покрытый алундом образец, соединенный с другим образцом полимером У-2-28	300—600	2—1,1	Плазменное напыление Al_2O_3. Среда — гелий
Алунд-кремнийорганический лак — герметик У-1-18	300—520	2,5—3,1	Среда — вакуум, аргон, воздух

шинами (см. рис. 8.34) с использованием коммутационных материалов.

Полупроводниковые материалы в условиях эксплуатации обладают высокой физико-химической активностью. Контактирование металлической коммутационной шины и материала ветвей термоэлементов сопровождается взаимной диффузией материалов, что ведет к отравлению и оксидированию полупроводникового материала.

В настоящее время известно довольно много коммутационных материалов и методов коммутации (табл. 8.17) [23].

На эффективность ТЭГ существенное влияние оказывают также термические сопротивления на горячей и холодной поверхностях.

В табл. 8.18 [14] приведены термические сопротивления некоторых разновидностей теплопереходов.

Термоэлемент, работающий в широком интервале температур, должен иметь переменную концентрацию носителей тока по длине. Такой термоэлемент создается из отдельных частей — каскадов с оптимальной концентрацией носителей тока, соответствующей средней температуре. Используют каскады из различных материалов, помещая каждый из них в наивыгоднейший для него температурный диапазон. Это можно сделать двумя путями — сегментированием или каскадированием.

Стоимость установленной мощности ТЭГ в среднем равна 20 000 руб/кВт. Общий КПД ТЭГ колеблется от 2 до 10 % в зависимости от типа, мощности и условий его эксплуатации. В лучших лабораторных образцах эта величина достигает 15 %, и есть предположение, что она может быть увеличена до 20—25 %.

Из-за высокой стоимости ТЭГ не используются в крупной стационарной энергетике. Область их применения — сравнительно мелкие автономные источники электроэнергии. По-видимому, и в перспективе они будут применяться только в автономных установках небольшой мощности.

8.5. ТЕРМОЭМИССИОННЫЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

Коэффициент полезного действия термоэмиссионного преобразователя. Термоэмиссионное преобразование энергии основано на использовании двух физических явлений — термоэлектронной эмиссии и контактной разности потенциалов, возникающей между поверхностями двух разнородных тел, электрически связанных друг с другом и имеющих разные работы выхода электрона.

Максимально возможная при данной температуре поверхности и отсутствии электрических полей плотность тока эмиссии

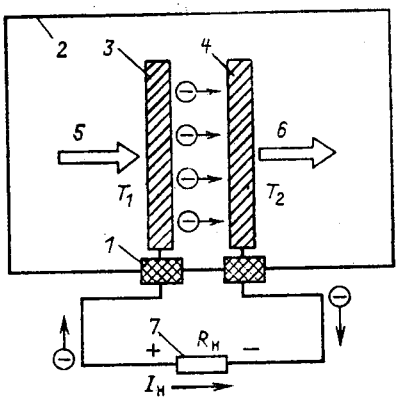


Рис. 8.36. Принципиальная схема термоэмиссионного преобразователя:

1 — вакуумно-плотный узел; *2* — герметичный корпус; *3* — эмиттер; *4* — коллектор; *5* — подводимая теплота; *6* — отводимая теплота; *7* — нагрузка

определяется по уравнению Ричардсона — Дешмана:

$$j_s = AT^2 \exp(-\varphi/kT), \qquad (8.24)$$

где $A = 4\pi mek^2h^{-3} = 120{,}4$ А/(см²·К²) — универсальная постоянная Ричардсона; m, e — масса и заряд электрона; k — постоянная Больцмана; T — абсолютная температура поверхности; h — постоянная Планка; φ — истинная работа выхода однородной поверхности, эВ, представляющая собой разность между энергией электронов в точке минимального удаления[1] и химическим потенциалом электронов в проводнике. Для электронного газа внутри металла химический потенциал равен энергии Ферми.

Теоретическая формула (8.24) дает лишь качественно правильные значения тока эмиссии. Поэтому на практике пользуются формулой, в которой φ_R представляет ричардсоновскую работу выхода, а константа $A = A_R$ определяется экспериментально.

Принципиальная схема простейшего термоэмиссионного преобразователя энергии (ТЭП) приведена на рис. 8.36. Важнейшими характеристиками ТЭП являются работы выхода *эмиттера и коллектора.*

В табл. 8.19 и 8.20 приведены свойства эмиттеров и эмиссионные характеристики некоторых соединений.

Идеальным ТЭП называется вакуумный диод, в котором электроны, покидающие эмиттер, беспрепятственно достигают

[1] Точка вблизи поверхности, в которой относительно слабое внешнее поле, перестает влиять на энергетическую диаграмму для электронов.

Таблица 8.19. **Характеристики материалов чистых эмиттеров**

Материал	Работа выхода $\varphi_э$, эВ	Температура плавления, К	Температура, К, при $\varphi_k = 1{,}8$ эВ; $\varepsilon_s = 0{,}25$		Испаряемость при $j_{sэ} = 10$ А/см², мм/год	$F_a/\varphi_э$
			оптимальная	при $j_{sэ} = 10$ А/см²		
Mo	4,3	2890	3400	2750	1000	0,6
Re	4,9	3450	3800	3050	100	0,8
W	4,54	3680	3600	2900	5	1,0
Ta	4,2	3270	3200	2700	5	1,0
ZrC	3,8	3690	3000	2450	5	1,0
UC	3,3	2750	2600	2150	0,86	1,1
$ZrC_{0,8}$—$UC_{0,2}$	3,3	—	2600	2100	0,15	1,2
LaB_6	2,7	—	2000	1900	0,15	1,2

Примечание. ε_s — эффективный коэффициент излучения металла; $j_{sэ}$ — плотность тока насыщения эмиттера, А/см²; F_a — энергия испарения, эВ.

Таблица 8.20. **Эмиссионные характеристики карбидов**

Материал	A_R, А/(см²·К²)	φ_R, эВ
$TaC_{0,8}$—$ZrC_{0,2}$	2	3,4
TaC	40	4,0
$ZrC_{0,5}$—$UC_{0,5}$	40	3,5
ZrC	45	4,2
TiC	90	4,1
UC	33	2,94
$ZrC_{0,8}$—$UC_{0,2}$	12	3,1

коллектора, отсутствуют джоулевы потери энергии в электродах и токовводах, эмиттер является изотермическим, а температура коллектора настолько низка, что эмиссионным током с его поверхности можно пренебречь.

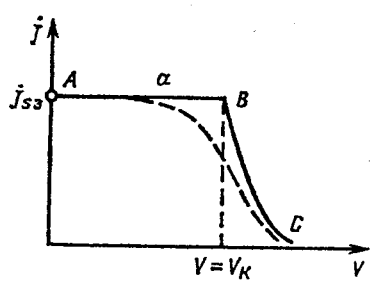


Рис. 8.37. Вольт-амперная характеристика ТЭП

Вольт-амперная характеристика (ВАХ) (рис. 8.37) идеального диода определяется распределением электрического потенциала в межэлектродном зазоре (рис. 8.38).

Увеличение сопротивления нагрузки и возрастание V (рис. 8.37, участок BC; рис. 8.38, *в*) приводит к тому, что ток с эмиттера уменьшается в соответствии с формулой

$$j = j_{sэ} \exp\left(-\frac{(V - V_k)^e}{kT}\right).$$

Коэффициент полезного действия идеального диода в режиме максимальной мощности

$$\eta_{макс} = \frac{j_s(\varphi_э - \varphi_k)\frac{1}{e}}{j_s\left(\frac{\varphi_э}{e} + \frac{2kT_э}{e}\right) + \varepsilon\sigma\left(T_э^4 - T_k^4\right)},$$

где ε — эффективный коэффициент излучения металла в системе эмиттер — коллектор; $\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) — постоянная Стефана — Больцмана; e — заряд электрона.

Протекание тока через ТЭП связано с наличием в зазоре между эмиттером и коллектором большого количества электронов. Эти электроны создают в зазоре так называемый отрицательный пространственный заряд, приводящий при достаточной его плотности к возникновению в зазоре потенциального барьера высотой δ, как это

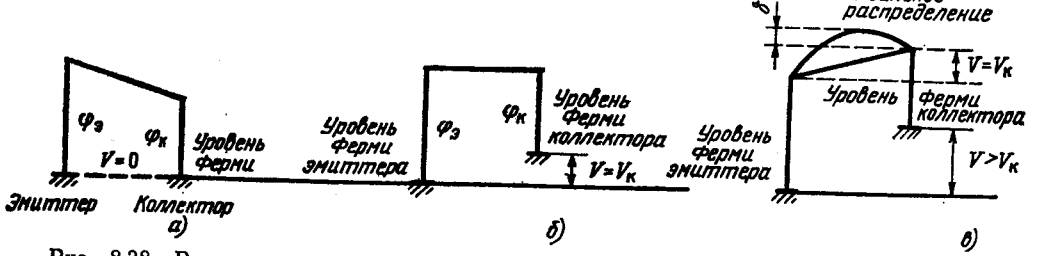


Рис. 8.38. Распределение электрического потенциала в межэлектронном зазоре: *а* — режим короткого замыкания $V = 0$; *б* — режим максимальной мощности; *в* — режим с $j < j_{sэ}$

показано на рис. 8.38, *в* (реальное распределение).

Для получения высокого КПД ТЭП необходимо устранить или скомпенсировать пространственный заряд в межэлектродной области, для чего используют ряд методов. Наиболее простой метод заключается в уменьшении расстояния между эмиттером и коллектором: для получения приемлемой мощности (несколько ватт на квадратный сантиметр) необходимо иметь зазор d не более 0,01 мм.

При высоких $T_э$ вследствие коробления или разбухания поверхности выдерживать такой малый зазор в течение длительного времени очень трудно. Кроме того, в настоящее время отсутствуют материалы, пригодные для работы в вакуумном режиме достаточно длительное время. Материалы с высокой эмиссией (около 10 А/см²) при $T \approx 2300$ К имеют недопустимо высокую скорость испарения. Скорость испарения металлов в вакууме пропорциональна $e^{-F_а/kT_э}$, эмиссионная способность пропорциональна $e^{-\varphi_э/kT_э}$. Поэтому чем больше отношение $F_а/\varphi_э$, тем более пригоден материал для эмиттера ТЭП.

Другой метод заключается в увеличении скорости частиц, движущихся между электродами. Он основан на принципе работы магнетрона в запертом режиме.

В отдельную группу выделяются методы, где используется компенсация отрицательного объемного заряда положительными ионами, каким-либо способом полученными в зазоре. В зависимости от способа образования ионов различаются режимы с поверхностной и объемной ионизацией. В первом случае в межэлектродном промежутке создается атмосфера паров Cs. За счет высокой работы выхода тугоплавких металлов (для W, $\varphi > 4$ эВ) каждый атом цезия, попадающий на его поверхность, ионизируется. Пары цезия играют в ТЭП троякую роль. Во-первых, из атомов Cs создаются ионы Cs, компенсирующие отрицательный объемный заряд электронов. Во-вторых, атомы Cs, адсорбируясь на поверхности коллектора, понижают их работу выхода и смещают ВАХ влево. В-третьих, при больших давлениях паров Cs атомы его могут адсорбироваться и на поверхности горячего эмиттера, также снижая работу выхода (табл. 8.21) [26].

Возможны три основных режима работы ТЭП с парами цезия: 1) квазивакуумный; 2) диффузионный; 3) дуговой.

Зависимость термоэмиссионного тока от температуры поверхности при различных давлениях пара цезия представлена на рис. 8.39.

Для практических расчетов эффективную работу выхода тугоплавких металлов в парах цезия удобно представить в виде зависимости $\varphi(T/T_{Cs})$, где T — температура

Таблица 8.21. **Эффективные работы выхода тугоплавких металлов в парах цезия**

Металл	Работа выхода в вакууме, эВ	Чистая (до напуска цезия) работа выхода, эВ	Минимальная работа выхода, эВ	Работа выхода при полном покрытии цезием, эВ
Nb	4,18	4,1	1,44	1,63
Mo	4,0—4,3	4,3—4,4	1,61	1,77
Ta	4,25	4,25	1,69	1,70
W	4,52	4,50	1,60	1,64
Re	4,90	4,80	1,51	1,56
Os	4,83	4,6—5,0	1,44	1,44
Ir	5,27	5,20	1,79	1,86
Pt	5,6—5,8	5,1	1,59	1,66
Ti	3,65—4,3	3,7	1,32	1,44
Cr	3,9	3,57	1,71	1,82
Fe	4,2—4,6	3,50	1,82	1,84
Ni	4,4—4,86	—	1,6—2,4	1,6—2,4
Cu	4,42	4,42	1,64	1,64
Нержавеющая сталь	4,2—4,3	3,5	1,52	1,60

поверхности. Для значения $T/T_{Cs} > 2{,}7$ можно использовать эмпирическую формулу

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 \left\{1 + \exp\left[\left(\beta \frac{T_{Cs}}{T}\right) - \alpha\right]\right\}^{-1}. \quad (8.25)$$

Значения констант в формуле (8.16) для ряда металлов приведены в табл. 8.22 [28].

При высоких значениях T_k (космические установки) необходимо учитывать эмиссионный ток с коллектора, что приво-

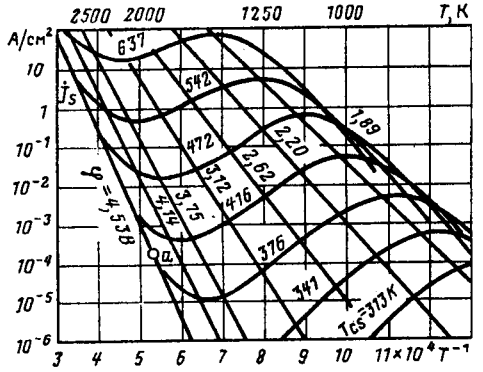


Рис. 8.39. Эмиссионный ток насыщения с поверхности вольфрама при различных значениях температуры эмиттера и давления паров Cs

Таблица 8.22. **Значения констант в формуле (8.25) для некоторых материалов эмиттеров**

Константа	Ir	Re	W	Mo	Ta
φ_1, эВ	1,99	1,57	2,08	2,15	1,86
φ_2, эВ	3,19	3,57	2,48	2,35	2 44
α	3,96	5,63	11,76	10,76	11,15
β	40,93	20,83	40,77	37,83	36,75

дит к появлению еще одной переменной величины, относительно которой нужно проводить оптимизацию КПД — работы коллектора φ_k [28].

На рис. 8.40 представлена ВАХ дугового режимаТЭП и для различных точек характеристики показан характер распределения потенциала по зазору.

Вакуумный, квазивакуумный и диффузионный режимы в настоящее время хорошо изучены, и теоретическое описание их согласуется с экспериментом. В дуговом режиме много неясных вопросов и пока отсутствует теоретическая модель, достаточно хорошо согласующаяся с экспериментом.

Хотя этот режим является одним из наиболее перспективных, при расчете генератора приходится основываться больше на экспериментальных данных, чем на теоретических характеристиках.

При разработке реального ТЭП важнейшими проблемами являются:

1) создание электродов с определенной работой выхода, минимальной испаряемостью и малым сопротивлением;

2) регулирование и поддержание необходимого вакуума и давления паров наполнителя (Cs, Cs + K, Cs + Ba, Cs + Sr);

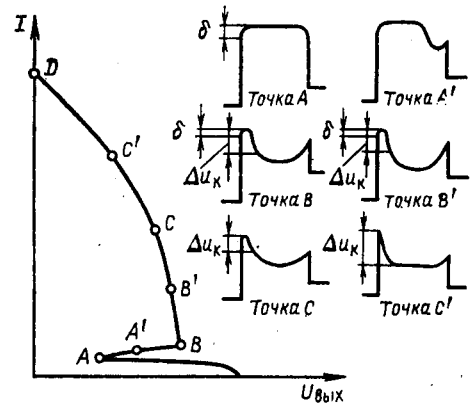


Рис. 8.40. Вольт-амперная характеристика дугового режима ТЭП:
$\Delta u_к$ — прикатодный скачок потенциала; $U_{вых}$ — выходное напряжение ТЭП

3) разработка коррозионно-стойкой оболочки корпуса ТЭП, надежного и экономического соединения различных частей преобразователя;

4) подвод к эмиттеру теплового потока 10—20 Вт/см^2 и отвод его с коллектора ТЭП.

Эмиттерный узел ТЭП обычно состоит из эмиттера и токоввода, с помощью которого эмиттер присоединяется либо к токоведущей шине и гермовводу, либо к коллектору соседнего ТЭП.

Рабочие температуры эмиттера обычно лежат в диапазоне 1600—2100 К. Токоввод эмиттера обеспечивает перепад температур до 1500 К. Эмиттерный узел в большинстве случаев находится в среде паров цезия при P_{Cs} до $2 \cdot 10^3$ Па. Через эмиттер могут проходить токи порядка 50—100 А. Материал эмиссионного покрытия должен иметь температуру плавления 2000 К, а материал оболочки — не менее 2700 К.

Скорость испарения материала эмиттера не должна превышать 10 мкм/год, что соответствует давлению паров эмиттера не более 10^{-6} Па. В качестве материалов эмиттерного узла используются тугоплавкие металлы, сплавы, соединения [28]: W, Re, Ta, Mo, Nb, UC, ZrC, UN.

Коллекторный узел ТЭП обычно включает в себя коллектор и защитный чехол, герметично отделяющий межэлектродную полость ТЭП от внешней полости, которая может быть вакуумирована или заполнена газами или охлаждающими жидкостями. Рабочие температуры коллекторного узла составляют обычно 700—1300 К. Через коллектор и защитный чехол могут проходить электрические токи до 500 А. Температура плавления материалов коллектора и защитного чехла должна быть не ниже 1300 К, работа выхода коллектора должна быть примерно 1,6 эВ, испаряемость — около 10^{-12} м/с, давление пара — приблизительно 10^{-6} Па.

Результаты экспериментов показывают [26], что в качестве материалов коллектора можно использовать: нержавеющую сталь, медь и медь, покрытую никелем, Mo, Nb и сплав ниобия с 1 % циркония, никель, рений.

В качестве конструкционных материалов может использоваться медь и ее сплавы, никель и его сплавы, нержавеющие стали, хромоникелевые аустенитные стали [26].

Для связывания выделяющихся в процессе работы ТЭП газов во внутреннем объеме ТЭП размещаются газопоглотители-геттеры. В качестве геттеров обычно используют активные металлы, такие как Nb, Ti, Zr, Ba, Th, а также сплавы Zr—Al, Zr—Al—Ni, Zr—Ti и др. [26].

В качестве изоляционных материалов в ТЭП используются чаще всего материалы на основе оксидов Al_2O_3, BeO, ThO_2, V_2O_2, MgO [26].

Термоэмиссионные преобразователи удачно сочетаются с атомным реактором. Многочисленные расчеты показали, что масса и габаритные размеры такой атомной электростанции открывают благоприятные перспективы применения ее на космических объектах для питания бортовой аппаратуры и электрических двигателей [28, 25].

Первым в мире (1970 г.) термоэмиссионным реактором-преобразователем стал советский реактор «Топаз» [25]. Аналогичные реакторы-преобразователи разрабатываются и в других странах. Так, в частности, достигнута стабильная работа ТЭП в лабораторных испытаниях с вольфрамовым эмиттером и ниобиевым коллектором (КПД 17 %, удельная электрическая мощность 8 Вт/см²) в течение 46 000 ч [25].

Основная цель термоэмиссионного преобразования энергии состоит в генерации электричества для использования в удаленных полярных районах, под водой и в космосе. Исчисляются также возможности использования ТЭП в качестве надстройки к обычным ТЭС.

8.6. МГД-ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

8.6.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МГД-ГЕНЕРАТОРА

Магнитогидродинамический генератор (рис. 8.41) представляет собой устройство, преобразующее кинетическую энергию электропроводящего потока, движущегося в поперечном магнитном поле, в электроэнергию. В потоке индуцируется электрическое поле с напряженностью $E_{инд} = [\bar{u}\bar{B}]$, где $\bar{u}$ — скорость потока; $\bar{B}$ — магнитная индукция.

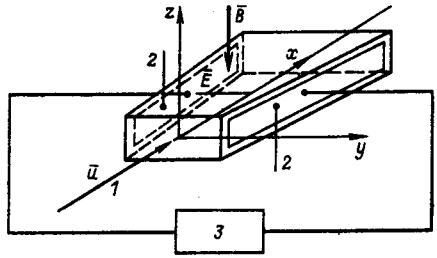


Рис. 8.41. Схема МГД-генерирования энергии:

1 — вход в канал; *2* — электроды; *3* — нагрузка

Если канал имеет ширину b, то на стенках канала, параллельных направлению магнитного поля (электродных стенках), возникает ЭДС $E = uBb$. До тех пор, пока электроды не замкнуты на нагрузку, электромагнитные силы на поток не действуют. При замыкании цепи в потоке рабочего тела (жидкости или газа) потечет ток $I = E(1-k)/R_г$, где $R_г$ — внутреннее сопротивление генератора; σ — электропроводимость рабочего тела; $k = U/E$ — коэффициент нагрузки; U — напряжение на нагрузке (напряжение на электродах при замыкании цепи на нагрузку).

В соответствии с законами электродинамики на единицу длины проводника с

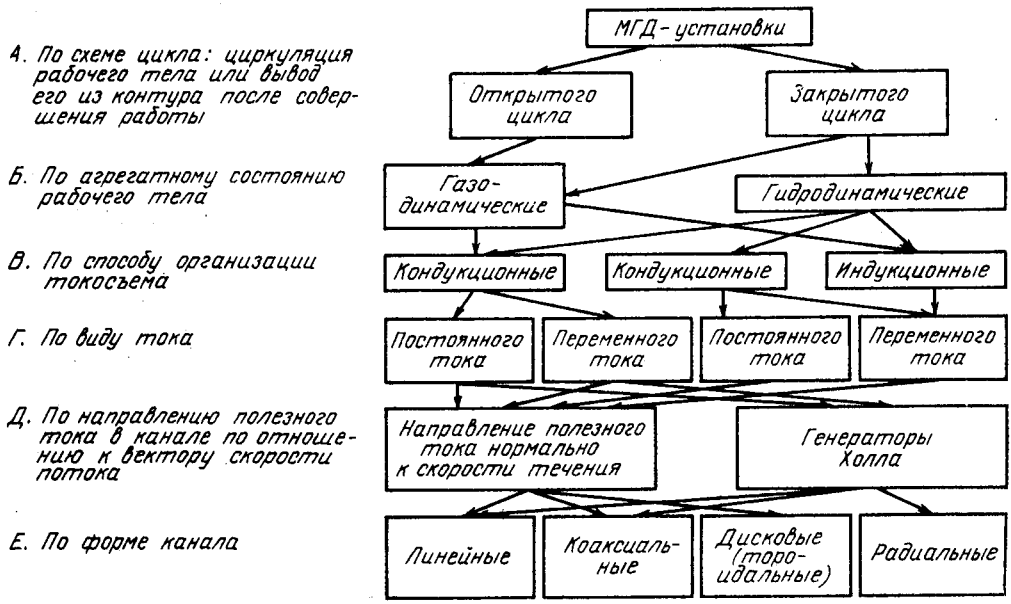


Рис 8.42. Классификация МГД-установок

током I, находящегося в поперечном магнитном поле B, действует сила $F = I\bar{B}$, которая тормозит поток и преобразует его кинетическую энергию в электрическую энергию протекающего тока.

Электрическая мощность N, вырабатываемая в канале такого генератора, может быть определена либо как произведение тормозящей силы на скорость потока:

$$N = bIBu = u^2B^2(1-k)\sigma byl,$$

либо как произведение ЭДС на ток:

$$N = EI = u^2B^2(1-k)\sigma byl,$$

где y и l — высота и длина электродной стенки.

Полезная, выделяемая на нагрузке удельная мощность N_V, генерируемая в единице объема канала (объем канала равен byl), определяется формулой

$$N_V = \frac{Nk}{V} = u^2B^2k(1-k)\sigma. \quad (8.26)$$

Классификация МГД-установок, предназначенных для выработки электроэнергии, представлена схемой на рис. 8.42.

8.6.2. ПЛАЗМЕННЫЕ МГД-ГЕНЕРАТОРЫ

Рабочим телом в МГД-установках может быть электропроводный газ — плазма, представляющая собой квазинейтральную совокупность ионов, электронов, нейтральных атомов или молекул. Газ превращается в плазму при его ионизации. Если ионизация достигается за счет высоких температур, она называется *термической*. Термическая ионизация подчиняется закону действующих масс подобно любой химической реакции.

Теплота реакции ионизации, выраженная в электрон-вольтах, называется *потенциалом ионизации*. Закон действующих масс (уравнение Саха) для термической ионизации имеет вид:

$$\frac{n_e n_i}{n_0} = \frac{(2\pi mekT)^{3/2}}{h^3}\frac{2g_i}{g_0}\exp\left(-\frac{e\vartheta_i}{kT}\right), \quad (8.27)$$

где n_e, n_i, n_0 — концентрации соответственно электронов, ионов, нейтральных атомов или молекул в плазме; h — постоянная Планка, ϑ_i — потенциал ионизации атома; g_i, g_0 — статистические веса основного состояния иона и основного состояния нейтрального атома.

Потенциалы ионизации и статистические веса ряда веществ, которые представляют интерес для МГД-установок различных типов, приведены в табл. 8.23.

В МГД-установках открытого цикла рабочим телом является плазма продуктов сгорания органических топлив. Теоретическая температура горения большинства органических топлив в атмосферном воздухе не превышает 2300 К, что явно недостаточно для термической ионизации. Поднять температуру горения позволяет предварительный подогрев воздуха и обогащение воздуха кислородом.

Для того чтобы получить плазму с электрической проводимостью не ниже 10 См/м (это нижний технико-экономический предел для электрической проводимости рабочего тела в МГД-генераторе), в продукты сгорания вводят вещества (обычно щелочные металлы) с возможно более низким потенциалом ионизации, так называемую ионизирующуюся присадку. Наименьший потенциал ионизации имеет цезий. Однако в реальных условиях учитываются и другие обстоятельства.

Присадка должна быть по возможности дешевой, ибо несмотря на то, что в схемах МГД-установок открытого цикла ее

Таблица 8.23. **Ионизационные потенциалы и статистические веса различных атомов и молекул**

Атом или молекула	Потенциал ионизации ϑ_i, эВ	Статистические веса	
		g_i	g_0
Li	5,36	2	1
Na	5,14	2	1
K	4,34	2	1
Cs	3,89	2	1
He	24,58	1	2
Ne	21,56	1	6
Ar	15,76	1	6
H_2	15,6	1	6
O_2	12,05	3	4
O	13,61	9	4
N_2	15,6	1	2
NO	9,25	8	1
CO	14,1	1	2

Таблица 8.24. **Транспортные сечения рассеяния электронов в интервале температур 2000—3000 К**

Частица	Сечение, 10^{-16} см^2	Частица	Сечение, 10^{-16} см^2
Ar	0,35	N	18
He	5,4	Воздух	8
Hg	40	H_2O	75
K	400	CO_2	15
Cs	300	CO	8
H_2	13,8	Продукты	40
O_2	3,0	сгорания	
O	20	керосина в	
N_2	6,5	02	

Таблица 8.25. **Свойства продуктов сгорания природного газа в воздухе с присадкой K_2CO_3 (сухой) в количестве, обеспечивающем 1 % K**

Величина	T=2000 K				T=2200 K				T=2400 K			
	p·10, МПа				p·10, МПа				p·10, МПа			
	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0
c_p, кДж/(кг·К)	1,86	1,79	1,66	1,62	2,32	2,16	1,89	1,82	3,01	2,72	2,25	2,11
R, кДж/(кг·К)	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
ρ, кг/м^3	0,821	0,1644	0,8234	1,648	0,0741	0,1487	0,7464	1,494	0,0672	0,1350	0,6803	1,364
a, м/с	849,5	851,4	855,1	856,4	882,7	885,0	890,0	891,9	917,7	819,1	923,5	925,5
σ, См/м	0,4798	0,2663	0,0547	0,0253	2,200	1,300	0,3082	0,1506	7,335	4,581	1,241	0,6394

Продолжение табл. 8.25

Величина	T=2600 K				T=2800 K				T=3000 K			
	p·10, МПа				p·10, МПа				p·10, МПа			
	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0
c_p, кДж/(кг·К)	3,96	3,48	2,73	2,50	5,15	4,42	3,30	2,98	6,58	5,55	3,95	3,51
R, кДж/(кг·К)	0,31	0,31	0,31	0,31	0,32	0,32	0,31	0,31	0,33	0,33	0,32	0,31
ρ, кг/м^3	0,0608	0,1227	0,6219	1,249	0,0548	0,1112	0,5691	1,146	0,0490	0,1004	0,5204	1,052
a, м/с	958,2	957,4	958,5	969,8	1006	1002	997,1	996,7	1063	1053	1040	1037
σ, См/м	19,28	12,64	3,877	2,103	42,02	28,86	9,930	5,666	78,41	56,51	21,72	13,02

Продолжение табл. 8.25

Величина	T=3200 K				T=3400 K			
	p·10, МПа				p·10, МПа			
	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0
c_p, кДж/(кг·К)	7,86	6,74	4,67	4,07	8,19	7,56	5,43	4,68
R, кДж/(кг·К)	0,35	0,34	0,32	0,32	0,37	0,36	0,33	0,33
ρ, кг/м^3	0,0435	0,0899	0,4748	0,9648	0,0385	0,0802	0,4320	0,8834
a, м/с	1131	1131	1088	1082	1207	1182	1142	1131
σ, См/м	128,0	97,12	41,76	26,26	186,8	149,1	71,94	47,48

Таблица 8.26. Свойства продуктов сгорания донецкого угля марки АШ в воздухе с присадкой K_2CO_3 (сухой) в количестве, обеспечивающем 1 % K. Теплота сгорания $Q_P^H = 25\,100$ кДж/кг, $A^P = 16{,}7$ %, $W^P = 7$ %

Величина	$T=2000$ K				$T=2200$ K				$T=2400$ K			
	$p\cdot10$, МПа				$p\cdot10$, МПа				$p\cdot10$, МПа			
	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0
c_p, кДж/(кг·К)	1,74	1,66	1,53	1,49	2,26	2,06	1,77	1,69	3,96	3,03	2,18	2,01
R, кДж/(кг·К)	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,27	0,26	0,26	0,27	0,27	0,27	0,26
ρ, кг/м^3	0,0928	0,1860	0,9322	1,865	0,0838	0,681	0,8443	1,691	0,0754	0,1522	0,7686	1,541
a, м/с	795,5	797,3	800,8	802,0	825,9	828,4	833,3	835,1	855,8	858,5	864,5	866,7
σ, См/м	1,026	0,6049	0,1269	0,0517	4,199	2,662	0,7191	0,3473	12,45	8,342	2,666	1,425

Продолжение табл. 8.26

Величина	$T=2600$ K				$T=2800$ K				$T=3000$ K			
	$p\cdot10$, МПа				$p\cdot10$, МПа				$p\cdot10$, МПа			
	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0
c_p, кДж/(кг·К)	3,56	4,95	3,13	2,51	4,19	4,06	3,05	2,86	5,29	5,20	3,45	3,17
R, кДж/(кг·К)	0,28	0,27	0,27	0,27	0,29	0,28	0,27	0,27	0,29	0,29	0,28	0,28
ρ, кг/м^3	0,0682	0,1575	0,6997	1,408	0,0616	0,1248	0,6375	1,284	0,556	0,1132	0,5830	1,178
a, м/с	904,3	903,0	895,7	898,0	950,3	946,2	940,7	938,9	1001	994,3	982,6	979,4
σ, См/м	29,48	20,59	7,472	4,316	58,35	42,60	17,25	10,53	100,0	76,20	34,30	22,11

Продолжение табл. 8.26

Величина	$T=3200$ K				$T=3400$ K			
	$p\cdot10$, МПа				$p\cdot10$, МПа			
	0,5	1,0	5,0	10,0	0,5	1,0	5,0	10,0
c_p, кДж/(кг·К)	5,37	4,62	3,72	3,44	4,35	4,35	3,96	3,62
R, кДж/(кг·К)	0,31	0,30	0,29	0,28	0,32	0,31	0,29	0,29
ρ, кг/м^3	0,0502	0,1027	0,5338	1,082	0,0455	0,0930	0,4895	0,9951
a, м/с	1054	1045	1028	1022	1119	1105	1075	1068
σ, См/м	152,9	121,4	60,26	40,78	214,4	175,9	95,70	67,64

извлекают из продуктов сгорания, регенерируют и вновь пускают в дело, некоторое количество ее неминуемо теряется. Те количества присадки, которые все же выбрасываются с дымовыми газами, не должны оказывать вредного воздействия на окружающую среду. Присадка не должна воздействовать на элементы конструкции МГД-установки, она должна быть технологичной — ввод и вывод ее должны быть достаточно простыми.

Исходя из приведенных причин для МГД-установок открытого цикла чаще всего в качестве присадки применяются соединения калия: K_2CO_3, KOH.

Электрическая проводимость плазмы определяется концентрацией электронов и их рассеянием на частицах, составляющих плазму,

$$\sigma = \frac{0{,}532e^2n_e}{(m_ekT)^{1/2}\left[\sum Q_{ea}n_a + \sum Q_{ei}n_i\right]}, \quad (8.28)$$

где Q_{ea}, Q_{ei} — сечения рассеяния электронов на атомах и ионах; суммирование ведется по всем компонентам плазмы (табл. 8.24).

В табл. 8.25 и 8.26 приведены электрическая проводимость и некоторые другие свойства продуктов сгорания, необходимые для расчета процессов в МГД-генераторе [19].

8.6.3. МГД-УСТАНОВКИ ОТКРЫТОГО ЦИКЛА

МГД-генератор в установке открытого цикла может работать эффективно лишь при достаточно высокой электрической проводимости. В частности, температура на выходе из МГД-генератора не должна быть ниже 2300 К.

Газы с такой температурой представляют еще бо́льшую энергетическую ценность и должны быть использованы. Поэтому энергетическая МГД-установка открытого цикла мыслится как бинарная.

Схемы МГД-генератора могут быть различными. На рис. 8.41 изображен МГД-генератор с так называемыми сплошными электродами. Для реального плазменного МГД-генератора такая схема в большинстве случаев оказывается неприемлемой из-за наличия эффекта Холла, который возникает в проводнике с током, находящимся в магнитном поле. По законам электродинамики в таком проводнике возникает электрическое поле, вектор которого перпендикулярен вектору тока в проводнике и вектору магнитного поля. Иными словами, в случае МГД-генератора вектор этого электрического поля параллелен оси канала. В результате на всей длине канала возникает ЭДС Холла. Из-за большой длины канала ЭДС Холла может достигать нескольких, а иногда и десятков киловольт.

Наличие эффекта Холла приводит к тому, что закон Ома для канала МГД-генератора в его простейшей форме становится несправедливым. Вместо этого следует использовать уравнение обобщенного закона Ома, которое в векторной форме имеет вид

$$\bar{j} = \sigma\{[\bar{u}\bar{B}] + \bar{E}\} - \frac{\beta}{B}[\bar{j}\bar{B}], \quad (8.29)$$

где $\bar{j}$ — вектор плотности тока; $\bar{E}$ — вектор напряженности электрического поля, создаваемого нагрузкой; $\beta = e\tau B/m_e$ — параметр Холла; m_e, e — масса и заряд электрона; τ — время между столкновениями.

Для координатной системы, показанной на рис. 8.41, из уравнения (8.29) при некоторых упрощающих предположениях получаются следующие уравнения для проекций тока:

$$j_y = \frac{\sigma}{1+\beta^2}[uB - Ey + \beta E_x]; \quad (8.30)$$

$$j_x = \frac{\sigma}{1+\beta^2}[\beta(uB - E_y) + E_x]. \quad (8.31)$$

Из этих уравнений следует, что наличие эффекта Холла приводит к тому, что ток в МГД-генераторе течет не только в направлении оси y, как это предполагается при элементарном рассмотрении, но и вдоль оси x. Направление результирующего тока существенно зависит от параметра Холла β. В зависимости от параметра β целесообразно применить одну из схем включения МГД-генератора, изображенных на рис. 8.43. При малом β целесообразно использовать фарадеевский МГД-генератор (рис. 8.43, *а*), в котором каждая пара электродов *э* генератора присоединена на самостоятельную нагрузку H. При средних значениях β используется схема с диагональным соединением электродов и с небольшим числом нагрузок H (рис. 8.43, *б*). Смысл такого диагонального соединения электродов заключается в том, что за счет существования холловской и фарадеевской ЭДС результирующий вектор напряженности электрического поля направлен под некоторым углом к оси канала. Направление, перпендикулярное этому вектору, оказывает эквипотенциальным. Так, электроды a_1 и $б_3$, a_2 и $б_4$ и т. п. окажутся лежащими на эквипотенциалях и могут быть замкнуты накоротко.

Наконец, при больших β предпочтителен так называемый холловский канал (рис. 8.43, *в*), в котором противоположные электроды лежат на эквипотенциале и могут быть попарно коротко замкнуты, а единственная нагрузка H присоединена к крайним парам электродов.

Параметр Холла зависит от физических свойств плазмы, прежде всего от сечений взаимодействия электронов с другими частицами; кроме того, он пропорционален индукции магнитного поля B. При постоян-

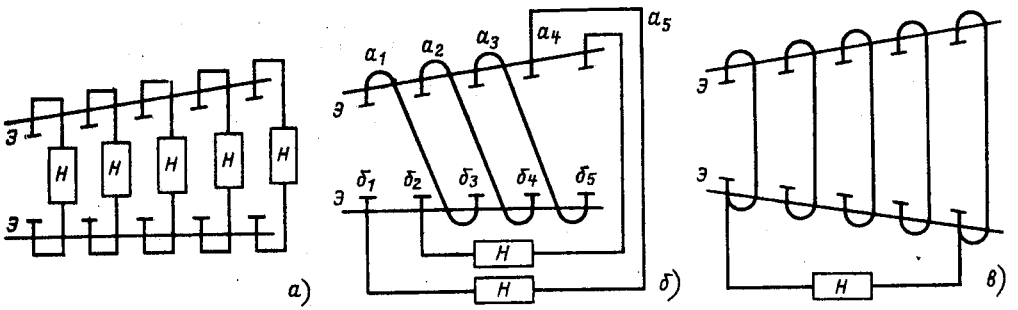


Рис. 8.43. Схемы включения МГД-генератора:
а — секционированный МГД-генератор; *б* — диагональное соединение; *в* — МГД-генератор Холла

Таблица 8.27. **Некоторые характеристики**

Страна, установка	Время непрерывной работы	Расход продуктов сгорания, кг/с	Тепловая мощность, МВт	Электрическая мощность, МВт	Топливо
Австралия, Сиднейский университет	4 ч	0,5	2	0,01	Уголь + спирт
Индия, BHEL	Длительно	1,0	5	—	Водяной газ
КНР, IEE, Марк I	10 ч	1,5	5	0,02	Уголь
КНР, IEE, Марк II	Кратковременно	9	90	2	Мазут
КНР, SPERI, SM-3	1 ч	3,6	—	0,1	»
КНР, SPERI, SM-4	150 ч	1,0		0,02 + 0,5 турбина	»
КНР, NIT, JS-1	140 ч	0,75	—	0,01	»
КНР, NIT, JS-2	—	0,9	4	—	Уголь
ПНР, INR	Длительно	1,0	4	0,01	»
СРР, ICSITEE, GMHD-02	200 ч	0,3	1	0,0002	Газ
СССР, ИВТАН, У-25	в сумме 250 ч	50	300	20	»
СССР, У-02	Длительно	1,0	5	0,08	Газ + зола угля
СССР, ИПМЭ, К-1	1 ч	3	30	0,2	Газ
СССР, Кохтла-Ярве, М-10	250 ч	2	10	—	»
США, MSE, CDIF	в сумме Длительно	8	50	2,2	Мазут + зола
США, VTSI, CFFF	»	4	30	—	Уголь
США, AVCO, Mark VI	»	3	20	0,2	Уголь; мазут + зола
США, AVCO, Mark VII	1 ч	2	14	0,05	Мазут + зола
США, AEDC, HPDE	15 с	60	300	36	Этанол
США, Стенфордский университет, М-2	—	—	2	—	»
США, Стенфордский университет, диск	—	0,24	—	0,001	Спирт + уголь
Япония, ETL, Mark VII	430	—	15	0,15	Керосин
Япония, ETL, ECFTF	в сумме 50 ч	—	1,5	—	Мазут + уголь

ной температуре β растет с уменьшением давления.

На основании экспериментов и расчетов размер электрода в направлении оси x следует выбирать таким, чтобы за счет холловской напряженности электрического поля разность потенциалов между соседними электродами не превышала 30—40 В. При более протяженных электродах эта разность возрастает и возможен дуговой пробой промежутка между электродами.

Существенной характеристикой МГД-генератора является скорость плазмы на входе в генератор и ее изменение по длине. Увеличение скорости плазмы может быть достигнуто за счет увеличения отношения давлений в сопле. Статическое давление в самом МГД-генераторе обычно принимается близким к атмосферному. Аргументы при выборе этого давления следующие:

давление после диффузора должно быть достаточным для того, чтобы протолкнуть продукты сгорания через все элементы газодинамического тракта МГД-установки, во всяком случае до дымососа, стоящего перед дымовой трубой;

снижение статического давления в МГД-генераторе позволяет повысить электропроводимость плазмы;

снижение статического давления увеличивает параметр Холла.

По значению скорости в канале МГД-генераторы различаются на дозвуковые и сверхзвуковые. Если оптимизировать МГД-генератор по значению удельной мощности, следует при заданном B обеспечивать мак-

действующих МГД-установок открытого цикла

Окислитель	Материал электродов	Тип канала	Присадка	M	B, $T_л$
$O_2 + N_2$	—	Фарадеевский	KOH	< 1	2,7
Воздух + O_2, подогрев 1770 K	—	»	K_2CO_3 в воде	< 1	2
Воздух + O_2, подогрев 1740 K	$LaCaCrO_3$	Фарадеевский диагональный	То же	< 1	1,9
O_2	—	Холловский	KOH в воде	$\leqslant 1$	2,1
O_2	—	»	KOH в спирте	—	1,6
Воздух, подогрев 1720 K	Керамика	Фарадеевский	KOH	< 1	1,8
Воздух, подогрев 1870 K	—	»	—	0,9	1,9
Воздух + O_2, подогрев 1670 K	—	Диагональный	—	—	—
Воздух + O_2	SiC, Cu	Фарадеевский	K_2CO_3	< 1	2,0
Воздух + O_2, подогрев 1100 K	Керамика + металл	Фарадеевский диагональный	K_2CO_3 в воде	1	1,6
Воздух + O_2, подогрев 1470 K	$ZrO_2 + Cu$	Фарадеевский	K_2CO_3 в воде	< 1	2
Воздух + O_2, подогрев 1370 K	$ZrO_2 + Cu$	»	K_2CO_3 в воде	< 1	1,7
Воздух + O_2	$ZrO_2 + Cu$	»	K_2CO_3 в воде	< 1	2
Воздух + O_2, подогрев 1570 K	Сталь, Cu	Холловскнй	K_2CO_3 сухой и в воде	—	—
Воздух + O_2	То же	Диагональный	K_2CO_3	1,2	3
То же	Металл	Фарадеевский диагональный	K_2CO_3	> 1	6
» »	Cu	Фарадеевский	K_2CO_3	1,2	3
$O_2 + N_2$	C	»	K_2CO_3 сухой	1,4	2,2
$O_2 + N_2$	C + C	»	KOH	> 1	4
$O_2 + N_2$	Металл	»	KOH	< 1	2,6
$O_2 + N_2$	»	Дисковый	KOH	< 1	2,8
Воздух + O_2	»	Фарадеевский	KOH в воде	< 1	2,6
O_2	Керамика	»	KOH в воде	—	1,8

симум σu^2. При заданном состоянии плазмы в камере сгорания (заданных параметрах торможения) σ и u оказываются связанными друг с другом, поскольку увеличение u достигается более глубоким расширением, а значит, снижением температуры, что уменьшает σ. Для продуктов сгорания оптимальные σu^2 соответствуют существенно сверхзвуковому течению ($M \approx 2 \div 3$). Однако сложности, связанные со сверхзвуковым потоком, приводят к тому, что на практике скорость плазмы в МГД-генераторе принимают около звуковой ($M \approx 0{,}9$). При температурах, характерных для МГД-генераторов открытого цикла, эта скорость составляет около 1000 м/с.

Из соображений безотрывного течения в канале принимается, что скорость на выходе из канала должна быть не менее 0,8 скорости входа в канал.

Магнитная система. Для МГД-генераторов могут быть применены все типы электромагнитов: с железным сердечником, безжелезные, криорезистивные, сверхпроводящие.

Электромагнит с железным сердечником может обеспечить значения B до 2—2,5 Тл, что определяется магнитным насыщением материала сердечника. Этот тип магнитов наиболее освоен, прост в изготовлении и эксплуатации, хотя и требует значительных затрат мощности на поддержание магнитного поля (5—6 % номинальной мощности МГД-генератора). Рассеиваемая в магните мощность должна отводиться системой охлаждения, чаще всего водяного.

Безжелезный электромагнит может обеспечить индукции бóльшие, чем магнит с железом, поскольку в этом случае нет ограничений по насыщению. Однако для создания этих бóльших индукций безжелезный магнит требует значительно бóльших затрат мощности. Такой магнит нецелесообразно применять в стационарных МГД-установках длительного действия, но он может оказаться выгодным для импульсных установок.

В ряде случаев он может оказаться приемлемым для автономных транспортабельных МГД-установок, использующих принцип самовозбуждения.

Характеристики безжелезного магнита существенно улучшаются при охлаждении его обмотки до температур жидкого азота (77К) или еще лучше — жидкого водорода (21К). Сопротивление обмотки такого криорезистивного магнита, выполненной из сверхчистого проводника (например, чистый алюминий), снижается по сравнению с сопротивлением при комнатных температурах в 100 раз и более. В этих условиях в обмотке допустимы значительно бóльшие плотности тока, чем в теплом магните. Применение такого магнита для стационарных МГД-установок должно определяться технико-экономическим анализом с учетом затрат энергии и капитальных затрат на установки глубокого охлаждения.

Сверхпроводящие магнитные системы (СПМС) наиболее перспективны для стационарных энергетических МГД-установок. СПМС позволяют получить индукции в 5 Тл и более. Эксплуатационные затраты энергии на работу СПМС связаны лишь с компенсацией потерь испаряющегося жидкого гелия, охлаждающего сверхпроводящую обмотку магнита. Эти затраты составляют менее 1 % полезной мощности, вырабатываемой МГД-генератором. Вклад ее стоимости в общую стоимость установленного киловатта на МГД-электростанции составляет 40—50 руб/кВт.

Большинство разработанных и построенных сегодня МГД-установок открытого цикла работает на «чистом» газомазутном топливе. Расчетный КПД МГД-электростанции на таком топливе составляет около 50 %.

Некоторые характеристики существующих МГД-установок приведены в табл. 8.27 [31].

8.6.4. МГД-УСТАНОВКИ ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА

В МГД-установках замкнутого цикла рабочим телом может служить либо плазма инертных газов (аргон или гелий), либо жидкие металлы.

В случае плазменных МГД-установок замкнутого цикла с ядерными реакторами начальный нагрев газа не может быть особенно высоким. Температура газов не будет превосходить 1500 К или в лучшем случае 1700—1900 К. Такие температуры недостаточно высоки, чтобы обеспечить термическую ионизацию даже ионизирующейся присадки. Однако в плазме инертных газов можно обеспечить неравновесную ионизацию, при которой основной газ, состоящий из ионов и нейтральных атомов, имеет сравнительно низкую температуру, а электроны — более высокую. Эта более высокая температура электронов поддерживается за счет их разгона в электрическом поле.

Наиболее экономичным и эффективным методом повышения электронной температуры и получения неравновесной ионизации является нагрев электронного газа за счет использования индуцированного электрического поля. При протекании тока через плазму вначале электроны разгоняются и приобретают более высокую температуру, а затем отдают свою энергию в виде джоулевой теплоты при столкновениях с молекулами. Из-за большого различия в массе при каждом упругом столкновении с атомом или молекулой электрон теряет лишь небольшую часть энергии. Для полной потери начальной энергии электрону необходимо совершить около 10^4 упругих

Таблица 8.28. **Параметры плазмы в МГД-генераторах замкнутого цикла**

Страна	Газ + присадка	Температура торможения, K	Давление торможения, бар	Расход, кг/с	Мощность, МВт	Число Маха (вдох)	Максимальная индукция B, Тл
Италия	He + 0,3 % Cs	1760	1,7	0,075	0,7	0,8	3,7
Япония	He + 0,1 % K	2800	1	0,046	0,35	2	2
Голландия	Ar + 0,05 % Cs	3500	7,9	2,3	4,2	1,8	3,37
Голландия	Ar + 0,05 % Cs	3300	7,2	3,4	5,9	1,6	3,57
США	Ne + 1,2 % Cs	2150	2,2	1,6	5,2	1,6	1,3
США	Ne + 1,4 % Cs	3400	4,4	2,4	8,0	1,5	2,7

столкновений. За это время электронам будет сообщена гораздо бóльшая энергия, в результате чего их полная энергия возрастет, а значит, температура повысится. При электрон-электронных столкновениях возможный избыток энергии расходуется при первом же столкновении, так что электроны быстро достигают между собой равновесия, вследствие чего им и можно приписывать определенную температуру. Если обозначить через $\delta m_e/M_a$ относительные потери энергии в столкновениях между электронами (массы m_e) и атомами (массы M_a), а другими процессами, приводящими к потерям энергии, пренебречь, то средняя кинетическая энергия электронов определяется выражением $kT_e = kT + \frac{2M_a}{3\delta}\frac{j}{n_e e}$, где j — плотность тока, проходящего через плазму. Для упругих столкновений значение $\delta \approx 1 \div 2$, поэтому можно получить гораздо более высокие значения электронной температуры, плотности и электрической проводимости, чем в равновесной плазме.

В одноатомных инертных газах, кроме ионизационных, возможны только упругие столкновения с малой потерей энергии ($\delta = 1 \div 2$), поэтому повышение электронной температуры и электрической проводимости вполне возможно.

В молекулярных газах, напротив, имеют место колебательные и вращательные состояния с энергиями, более близкими к тепловым, поэтому неупругие столкновения происходят чаще и потери энергии электронов гораздо выше ($\delta \approx 50 \div 100$). При этом электронная температура увеличивается незначительно. Для того чтобы связать электронную температуру и параметры, определяемые ею, с характеристиками МГД-генератора, используются уравнения баланса энергии для электронов и джоулевой диссипации в канале МГД-генератора

$$\frac{T_e}{T} = 1 + \frac{k}{3\delta} M^2\beta^2 (1 - \eta_э)^2,$$

где k — показатель адиабаты для газа; T — температура плазмы; M — число Маха; β — параметр Холла; $\eta_э$ — электрический КПД МГД-генератора, равный отношению полезной электрической энергии, выделенной на рабочей нагрузке, ко всей электроэнергии, вырабатываемой в МГД-генераторе.

Электрическая проводимость неравновесной плазмы может быть в первом приближении определена по тому же уравнению, что и для равновесной, но концентрацию электронов в это уравнение следует подставлять, определяя его из формулы Саха для электронной температуры.

В большинстве случаев неравновесная проводимость, а отсюда и энергетические показатели МГД-генераторов не столь высоки, как можно было ожидать из расчетов. Причинами этого являются разного рода неоднородности в плазме, которые приводят к неустойчивости и снижению эффективной электрической проводимости.

В табл. 8.28 [31] представлены основные характеристики некоторых существующих МГД-генераторов и параметры неравновесной плазмы, получаемой в МГД-установках замкнутого цикла.

Жидкометаллические МГД-установки пока не вышли из стадии лабораторных исследований. Наибольшая трудность состоит в разгоне жидкого металла. Различные разгонные устройства, предложенные для этой цели — сепарационные и инжекторные, имеют КПД, составляющий в лучшем случае около 10 %.

8.7. ТЕРМОЯДЕРНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ТЕРМОЯДЕРНЫЕ РЕАКТОРЫ

8.7.1. ТЕРМОЯДЕРНЫЕ РЕАКЦИИ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При достаточно высоких температурах столкновения ядер в плазме (см. кн. 1, п. 6.3.6) приводят к протеканию *термоядерных реакций* — реакций синтеза ядер легких изотопов [9].

Энергия связи нуклонов в легких ядрах растет с увеличением их массового числа, и энергетический выход *реакции синтеза* $E_{синт}$ определяется конкретным составом реагирующих частиц и конечных продуктов реакции (см. п. 6.7.5 кн. 1). Температура в плазме поддерживается за счет энергии E_c заряженных частиц, образующихся в результате реакции синтеза:

$$E_c = E_{синт} - E_н,$$

где $E_н$ — энергия нейтронов — продуктов реакции синтеза.

Удельная мощность энерговыделения в плазме

$$W_c = n^2 \varepsilon_1 \varepsilon_2 < \sigma_{12} v > E_c,$$

где n — плотность частиц; индексы 1 и 2 относятся к исходным реагирующим изотопам; $\langle \sigma_{12} v \rangle$ — осредненное по скоростям v значение сечения реакции взаимодействия между изотопами 1 и 2; $n = n_1 + n_2$; $\varepsilon_1 = n_1/n$; $\varepsilon_2 = n_2/n$.

Условие поддержания реакции синтеза по балансу мощности:

$$W_c \geqslant W_{т.и} + W_{ц.и} + W_{к.т}, \qquad (8.32)$$

где $W_{т.и}$ — излучение электронов, тормозящихся в кулоновском поле:

$$W_{т.и} \approx$$

$$\approx n^2 \left(\varepsilon_1 Z_1 + \varepsilon_2 Z_2\right)\left(\varepsilon_1 Z_1^2 + \varepsilon_2 Z_2^2\right)\left(\frac{T}{mc^2}\right)^{1/2};$$

$W_{ц.и}$ — циклотронное излучение электронов в магнитном поле:

$$W_{ц.и} \approx n^2 (\varepsilon_1 Z_1 + \varepsilon_2 Z_2) \times$$

$$\times [\varepsilon_1 (Z_1 + 1) + \varepsilon_2 (Z_2 + 1)] \times$$

$$\times \frac{K(\Lambda)}{\beta}\left(\frac{T}{mc^2}\right)^2;$$

$W_{к.т}$ — энергетические потери за счет теплопроводности и конвекции плазмы:

$$W_{к.т} \approx \frac{3}{2}\frac{E[\varepsilon_1 (Z_1+1) + \varepsilon_2 (Z_2+1)]nT}{\tau_E(a)};$$

β — отношение газокинетического давления плазмы к давлению магнитного поля ($\beta \leqslant 1$):

$$\beta = \frac{P}{B^2/8};$$

(для тора давление магнитного поля примерно равно $B^2/8$); B — индукция магнитного поля, Тл (см. п. 6.4.1, кн. 1); P — газокинетическое давление плазмы, Н/м²:

$$P = nT[\varepsilon_1 (Z_1 + 1) + \varepsilon_2 (Z_2 + 1)];$$

Z_1, Z_2 — заряды реагирующих частиц; $K(\Lambda)$ — оптическая толщина плазмы, учитывает частичное поглощение циклотронного излучения плазмой, $K(\Lambda) \approx 0{,}1$; $\tau_E(a)$ — время удержания энергии (соответствует времени остывания горячей плазмы без подвода энергии извне); a — характерный размер плазмы (для тора — малый радиус).

Если конечным продуктом реакции являются нейтроны, то их энергия выносится из объемов плазмы. Основные потери $W_{к.т}$ обусловлены накоплением примесей плазмы (ионы металла со стенок конструкций).

При невыполнении условия (8.32) для поддержания реакции синтеза требуется дополнительная мощность

$$W_{доп} \approx W_c - (W_{т.и} + W_{ц.и} + W_{к.т}). \qquad (8.33)$$

В энергетическом реакторе в результате реакции синтеза получаемая мощность превышает подводимую в $Q_{пл}$ раз — коэффициент усиления плазмы:

$$Q_{пл} = \frac{(E_{синт}/E_c) W_c n\tau_E}{(W_c - W_{т.и} - W_{ц.и})[(n\tau_E)_0 - n\tau_E]}, \qquad (8.34)$$

где $n\tau_E$ — число Лоусона (см. кн. 1, п. 6.7.5); $(n\tau_E)_0$ — минимально необходимое для осуществления термоядерной реакции число Лоусона:

$$(n\tau_E)_0 = \frac{\frac{3}{2}[\varepsilon_1 (Z_1 + 1) + \varepsilon_2 (Z_2 + 1)]nT}{\varepsilon_1 \varepsilon_2 \langle \sigma_{12} v \rangle E_c - \frac{1}{n^2}(W_{т.и} + W_{ц.и})}. \qquad (8.35)$$

Условие поддержания реакции синтеза по числу Лоусона (см. кн. 1, п. 6.7.5)

$$n\tau_E \geqslant (n\tau_E)_0 \qquad (8.36)$$

или по параметру удержания

$$p\tau_E \geqslant (p\tau_E)_0. \qquad (8.37)$$

Связь между числом Лоусона и параметром удержания

$$p\tau_E = [\varepsilon_1 (Z_1 + 1) + \varepsilon (Z_2 + 1)] Tn\tau_E.$$

Скорость реакции синтеза, $с^{-1} \cdot см^{-3}$, вычисляется по формуле

$$R_{синт} = n_1 n_2 \langle \sigma_{12} \rangle.$$

Полная удельная мощность, выделяемая в плазме,

$$W_{синт} = R_{синт} E_{синт}.$$

8.7.2. ТИПЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОЯДЕРНЫХ РЕАКЦИЙ

Реакции управляемого термоядерного синтеза классифицируются по исходным реагирующим ядрам, например, дейтерия и трития (см. кн. 1, п. 6.7.5) — дейтроном и тритоном (*dt*-реакция), дейтерия и дейтерия (*dd*-реакция) и т. д. По признаку наличия нейтронов в конечных продуктах

среди реакций выделяют «чистые» (безнейтронные) реакции синтеза, например дейтерия — гелия-три и др.

Термоядерные реакции реализуются в термоядерных реакторах разных классов, учитывающих специфику реакции.

Реакция дейтерия и трития (см. кн. 1, п. 6.7.5)

$$ {}_1^2\mathrm{D} + {}_1^3\mathrm{T} \to {}_2^4\mathrm{He} + {}_0^1\mathrm{n}; \qquad (8.38) $$

$E_\alpha = 3{,}52$; $E_н = 14{,}06$ МэВ; $T_0 \approx 15$ кэВ; $(n\tau_E)_0 = 2 \cdot 10^{14}$ см$^{-3}$·с; $(p\tau_E)_0 = 6 \times 10^{15}$ кэВ·с·см$^{-3}$; $E_{синт} = 17{,}58$ МэВ.

Реакция *dd* протекает двумя путями (с образованием тритона и протона или нейтрона и легкого изотопа гелия):

$$ {}_1^2\mathrm{D} + {}_1^2\mathrm{D} \nearrow {}_1^3\mathrm{T} + {}_1^1\mathrm{H}; \qquad (8.39а) $$

$$ {}_1^2\mathrm{D} + {}_1^2\mathrm{D} \searrow {}_2^3\mathrm{He} + {}_0^1\mathrm{n}; \qquad (8.39б) $$

$E_{синт} = 3{,}75$ МэВ; $T_0 = 40$ кэВ; $(n\tau_E)_0 = 1{,}2 \cdot 10^{15}$ см$^{-3}$·с; $(p\tau_E)_0 = 10^{17}$ кэВ·с·см$^{-3}$; $E_{\alpha_3} = 0{,}82$ МэВ; $E_н = 2{,}45$ МэВ; $E_t = 1{,}01$ МэВ; $E_p = 3{,}03$ МэВ.

Реакция дейтерия и легкого изотопа гелия:

$$ {}_1^2\mathrm{D} + {}_2^3\mathrm{He} \to {}_2^4\mathrm{He} + {}_1^1\mathrm{H}; \qquad (8.40) $$

$E_\alpha = 3{,}67$ МэВ; $E_p = 14{,}67$ МэВ; $E_{синт} = 18{,}33$ МэВ.

Число Лоусона $n\tau_E$ и сечения реакций (8.38) и (8.40) показаны соответственно на рис. 8.44 и 8.45.

Реакция легкого изотопа водорода — протия с изотопом бора протекает по схемам:

$$ {}_1^1\mathrm{H} + {}_5^{11}\mathrm{B} \nearrow 3\,{}_2^4\mathrm{He}; \qquad (8.41а) $$

$$ {}_1^1\mathrm{H} + {}_5^{11}\mathrm{B} \searrow {}_0^1\mathrm{n} + {}_6^{11}\mathrm{C}. \qquad (8.41б) $$

При отсутствии магнитного поля ($B=0$) характеристики реакции (8,41): $T_0 = 200$ кэВ;

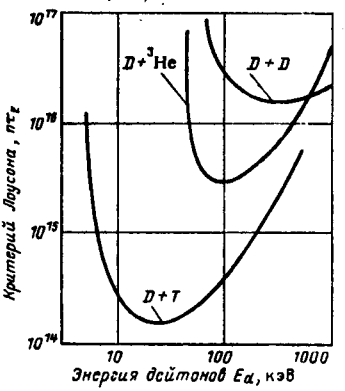


Рис. 8.44. Зависимость числа Лоусона от энергии дейтонов

$(n\tau_E)_0 = 6 \cdot 10^{15}$ см$^{-3}$·с; $(p\tau_E)_0 = 3 \times 10^{18}$ кэВ·с·см$^{-3}$; $E_{синт} = 8{,}9$ МэВ.

Синтез ядер изотопа бора и гелия осуществляется по двум направлениям:

$$ {}_5^{11}\mathrm{B} + {}_2^4\mathrm{He} \nearrow {}_7^{14}\mathrm{N} + {}_0^1\mathrm{n}; \qquad (8.42а) $$

$$ {}_5^{11}\mathrm{B} + {}_2^4\mathrm{He} \searrow {}_6^{11}\mathrm{C} + {}_1^1\mathrm{H}. \qquad (8.42б) $$

Тяжелый изотоп лития с протием реагируют с образованием двух α-частиц:

$$ {}_3^7\mathrm{Li} + {}_1^1\mathrm{H} \to 2\,{}_2^4\mathrm{He}. \qquad (8.43) $$

Дейтрон реагирует с легким изотопом лития по трем каналам:

$$ {}_1^2\mathrm{D} + {}_3^6\mathrm{Li} \to {}_4^7\mathrm{Be} + {}_0^1\mathrm{n},\ E_{синт} = 3{,}38\ \text{МэВ}; \qquad (8.44а) $$

$$ {}_1^2\mathrm{D} + {}_3^6\mathrm{Li} \to 2 \cdot {}_2^4\mathrm{He},\ E_{синт} = 22{,}35\ \text{МэВ}; \qquad (8.44б) $$

$$ {}_1^2\mathrm{D} + {}_3^6\mathrm{Li} \to {}_3^7\mathrm{Li} + {}_1^1\mathrm{H},\ E_{синт} = 5{,}02\ \text{МэВ}. \qquad (8.44в) $$

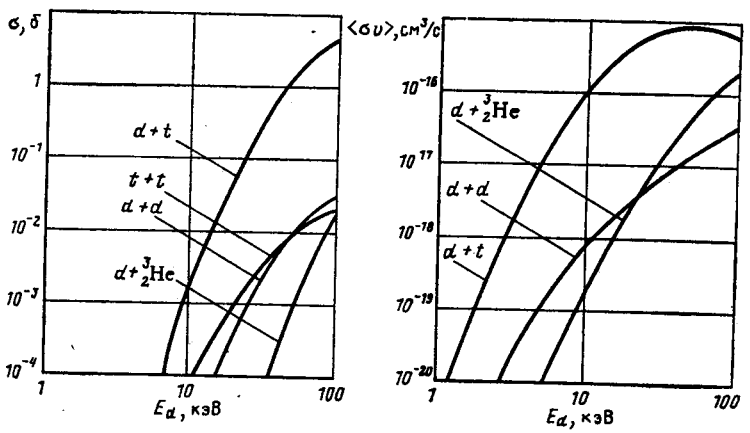


Рис. 8.45. Микроскопические сечения реакций синтеза

Скорости реакций ($см^{-3} \cdot с^{-1}$) (8.38) и (8.39) при $T_0 \leqslant 10^8$ K; ($T_0 \leqslant 10^4$ эВ) вычисляются по формулам:

$$R_{dt} = 1{,}6 \cdot 10^{-7} \frac{n_d n_t}{T^{3/2}} \exp\left\{-\frac{4{,}52 \cdot 10^3}{T^{1/3}}\right\};$$

$$R_{dd} = 7{,}5 \cdot 10^{-10} \frac{n_d^2}{T^{2/3}} \exp\left\{-\frac{4{,}52 \cdot 10^3}{T^{1/3}}\right\}.$$

Энергетический выход на один акт синтеза реакций (8.38), (8.41)—(8.43) приведен на рис. 8.46 (1 эВ эквивалентен $\approx$ $\approx 11\,600$ К).

Тритий претерпевает β^--распад:

$$^3_1\mathrm{T} \xrightarrow[12{,}6\ \text{лет}]{\beta^-} {}^3_2\mathrm{He} + 0{,}018.$$

Поэтому воспроизводство трития для (8.38) идет по схеме литий-нейтронных реакций (см. п. 6.7.5, кн. 1):

$$\mathrm{Li}\,(7{,}5\%\ (\text{мас})\ {}^6_3\mathrm{Li} + 92{,}5\%\ (\text{мас})\ {}^7_3\mathrm{Li});$$

$${}^6_3\mathrm{Li} + {}^1_0\mathrm{n} \longrightarrow {}^3_1\mathrm{T} + {}^4_2\mathrm{He};\ E_{\text{синт}} = 4{,}8\ \text{МэВ}; \qquad (8.45а)$$

$${}^7_3\mathrm{Li} + {}^1_0\mathrm{n} \longrightarrow {}^3_1\mathrm{T} + {}^1_0\mathrm{n} + {}^4_2\mathrm{He};\ E_{\text{синт}} = -2{,}47\ \text{МэВ}. \qquad (8.45б)$$

С учетом потерь нейтронов (утечка, радиационный захват) и компенсации потерь на «трение» частиц в плазме (радиационный распад, адсорбция) самоподдерживающаяся реакция (8.38) осуществляется лишь при условии превышения коэффициента воспроизводства трития над единицей:

$$KB_t > 1.$$

Нейтрон синтеза с энергией $E_н = 14{,}06$ МэВ способен в среднем произвести 0,8 реакций типа (8.45а) без учета потерь на поглощение. При этом идеальный $KB_t^{\text{ид}} = 1{,}9$.

Компенсация потерь на поглощение нейтронов осуществляется использованием приема размножения по схеме нейтронных реакций (n, $2n$; n, $3n$ и т. д.) на бериллии ${}^9_4\mathrm{Be}$ или, например, на свинце ${}^{208}_{82}\mathrm{Pb}$:

$${}^{209}_{82}\mathrm{Pb} + {}^1_0\mathrm{n} \longrightarrow {}^{207}_{82}\mathrm{Pb} + {}^1_0\mathrm{n} - 9\ \text{МэВ}.$$

При поглощении нейтрона в литий-свинцовой смеси $({}^6_3\mathrm{Li} + {}^{208}_{82}\mathrm{Pb})$ $KB_t^{\text{ид}} = 1{,}8$, а в случае литий-бериллиевой смеси $({}^6_3\mathrm{Li} + {}^9_4\mathrm{Be})$ $KB_t^{\text{ид}} = 2{,}7$.

В проектах термоядерных реакторов KB_t составляет 1,1—1,2.

8.7.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕРМОЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ

Реакции управляемого термоядерного синтеза (УТС) могут быть осуществлены в термоядерных реакторах, классифицируемых по некоторым отличительным признакам:

По способу удержания плазмы в ограниченном объеме и термоизоляции стенок сосуда, содержащего плазму: с магнитным удержанием, с инерционным удержанием.

По условиям нагрева плазмы, ввода в плазму дополнительной мощности и инициирования термоядерной реакции: с омическим нагревом; с дополнительным корпускулярным нагревом; с дополнительным волновым нагревом; с нагревом инициированием лазерным лучом; с нагревом и инициированием корпускулярными потоками электронов или ионов (положительно или отрицательно заряженных).

По конечному продукту: чистые, гибридные (наработчики изотопов ${}^{239}_{94}\mathrm{Pu}$ или ${}^{233}_{92}\mathrm{U}$).

В свою очередь реакторы УТС с магнитным удержанием подразделяются на подклассы:

по конфигурации удерживающего плазму магнитного поля: токамаки, стеллараторы, установки на основе пинч-эффекта, магнитные ловушки — ловушки с магнитными пробками (ЛПМ) — открытые, замкнутые, с вращающейся плазмой, многопробочные, амбиполярные, газодинамические;

по особенностям протекания реакции УТС во времени: стационарные, импульсные, квазистационарные.

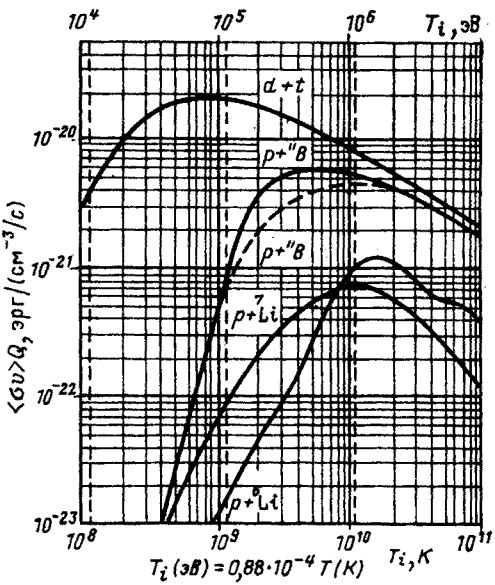


Рис. 8.46. Энергетический выход на акт синтеза

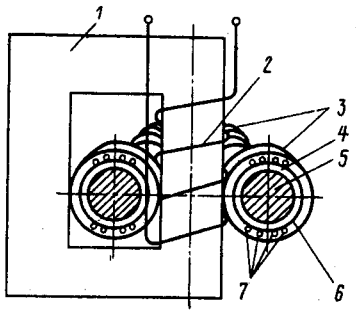


Рис. 8.47. Токамак:

1 — магнитопровод; *2* — индуктор; *3* — обмотки тороидального магнитного поля; *4* — вакуумный зазор; *5* — плазма; *6* — стенка разрядной камеры; *7* — обмотки поперечного магнитного поля

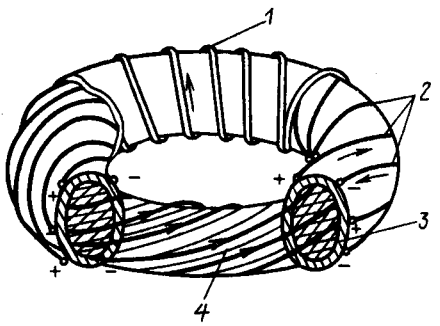


Рис. 8.48. Стелларатор:

1 — обмотки аксиального поля; *2* — винтовая обмотка; *3* — стальная труба; *4* — плазма; → — направление тока; ± — полярность проводников

Магнитная термоизоляция и магнитное удержание плазмы основывается на эффекте взаимодействия движущейся заряженной частицы с магнитным полем под действием силы Лоренца (см. п. 6.4.1, кн. 1).

Токамаки представляют собой квазистационарные замкнутые системы (рис. 8.47). Вдоль оси сильного магнитного поля, создаваемого обмотками тороидального поля (ОТП), в течение некоторого времени индуктором возбуждается электрический ток — направленное движение частиц плазмы, который служит для предварительного омического нагрева и создания вакуумного зазора термоизоляции стенок разрядной камеры.

Обмотки поперечного магнитного поля служат для управления положением плазменного шнура, расширяющегося и смещающегося во время разогрева. В токамаке первичная обмотка индуктора и вторичная обмотка — плазма объединены магнитопроводом.

Омическим нагревом создается только начальная плазма. Для достижения требуемых температур T_0 омический подогрев недостаточен и необходимо использование специальных систем дополнительного подогрева.

Время удержания энергии плазмы в токамаке, т. е. время, с, в течение которого плазма сохраняется в объеме удержания, рассчитывается по формуле

$$\tau_E = 0{,}5 n a_2 \cdot 10^{-18}.$$

Одновременно должно выполняться «критическое условие» устойчивости плазмы (см. п. 6.3.6) — произведение магнитного давления на квадрат поперечного размера: $^2ap = 6 \cdot 10^{17}$ кэВ·см^2.

Рабочий импульс сменяется паузой продолжительностью $\tau_п$. Для токамаков $\tau_{имп} > \tau_п$. Цикл характеризуется «скважностью»:

$$\tau_{скв} = \tau_п/(\tau_{имп} + \tau_п).$$

Во время паузы перемагничивается индуктор, заменяется топливная смесь в объеме разрядной камеры.

Стеллараторы — тороидальная (замкнутая) магнитная ловушка, в которой круговое движение заряженных частиц плазмы создается системой внешних проводников, охватывающих тороидальную плазму (рис .8.48). Плазма в стеллараторе создается и предварительно нагревается разрядом в газообразной топливной смеси (ионизация составляет несколько процентов).

Классические магнитные *адиабатные ловушки* — открытые системы, в которых плазма удерживается нарастающим к периферии магнитным полем (рис. 8.49).

Эффект отражения заряженной частицы зонами с более сильным магнитным полем обусловлен тем, что при некоторых условиях ее поперечная скорость $v_\perp$ возрастает, увеличивается доля кинетической энергии частицы, определяемая $v_\perp$. Но полная энергия частицы не изменяется, так как сила Лоренца, ориентированная перпендикулярно скорости, работы не производит. Увеличение $v_\perp$ приводит к уменьшению продольной составляющей скорости $v_\parallel$, и в некоторой точке $v_\parallel = 0$, т. е. происходит отражение частицы от «магнитного зеркала».

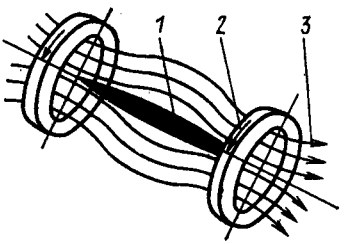


Рис. 8.49. Классическая магнитная ловушка:

1 — плазма; *2* — ток в катушке; *3* — магнитные силовые линии

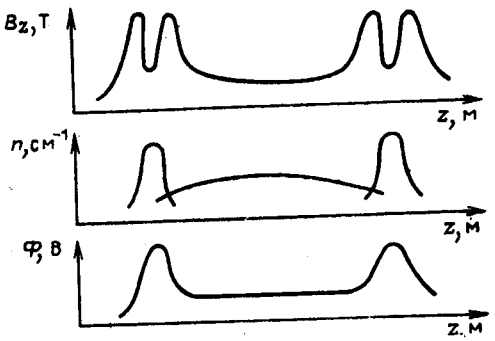


Рис. 8.50. Распределение магнитного поля B_z, плотности частиц в плазме n и электрического потенциала Φ вдоль оси амбиполярной ловушки

«Магнитные зеркала» (пробки) формируются двумя одинаковыми катушками с током, протекающим в одинаковых направлениях.

Амбиполярные ловушки — открытые системы с улучшенными характеристиками продольного удержания плазмы—представляют собой длинный цилиндр с продольным магнитным полем и двумя относительно небольшими ловушками по торцам (рис. 8.50). Термоядерная плазма создается в центральной ловушке. Периферийные ловушки служат для создания амбиполярного потенциала, удерживающего центральную термоядерную плазму. Амбиполярный потенциал формируется за счет повышенной плотности инжектируемых в периферийные ловушки частиц.

Эффективность продольного удержания плазмы многопробочных ловушек определяется условием

$$l \simeq \lambda_0 k \ll L,$$

где λ — длина свободного пробега частиц в плазме; L — конструктивная длина установки; l — длина отдельной ловушки; k — пробочное отношение: отношение наибольшей напряженности магнитного поля в «пробке» к напряженности магитного поля в центральной части ловушки.

Реакторы УТС с инерционным удержанием плазмы относятся к взрывоимпульсным системам. В отличие от стабильного протекания реакции синтеза и непрерывного выделения энергии в стационарных установках выделение термоядерной энергии в инерционных системах происходит непродолжительными импульсами. Прерывистость обусловлена тем, что в установке производятся термоядерные микровзрывы относительно небольшой мощности. В системах с инерционным удержанием «условия критичности» (8.36) и (8.37) выполняются при значительно более высоких плотностях плазмы ($n \geqslant 10^{22}$ см$^{-3}$), но при значительно меньших временах удержания ($\tau_E \geqslant 10^{-9}$ с). За этот промежуток времени при тепловой скорости частиц $v_{пл} = 10^{-8}$ см/с успеет сформироваться область радиусом $r_{пл} = 2 \cdot 10^{-1}$ см, в которой выполняется условие (8.36). Осуществить передачу мишени необходимого количества дополнительной энергии за $\tau = 10^{-9}$ с можно путем одновременного облучения малоразмерной мишени (дейтерий-тритиевая таблетка) с разных сторон: лазерными лучами, пучками релятивистских электронов, пучками ионов. При этом происходит сжатие мишени за счет испарения с поверхности частиц и плотность плазмы в центре мишени достигает $n = 10^{26}$ см$^{-3}$.

В лазерных системах дополнительная энергия составляет 10^5 Дж, сжатие происходит до $n = 10^{26}$ см$^{-3}$. Используются твердотельные лазеры (на неодимовом стекле) и газовые (на CO_2).

В системах с пучками релятивистских электронов необходимая добавочная энергия $\dot{W}_{доп}$ оценивается в 10^7 Дж в мишень с радиусом $r = 0{,}5$ мм при плотности потока энергии 10^{16}—10^{17} Вт/см^2.

В системах с ионными пучками ионы эмиттируются с поверхности анода, на котором формируется плазма поверхностным разрядом (плотная) $n = 10^{17} \div 10^{18}$ см$^{-3}$. Ионы ускоряются, фокусируются и с энергией $E_i = 200$ кэВ направляются на мишень. Плотность потока энергии на поверхности облучаемой мишени оценивается в 10^{16}—10^{17} Вт/см^2.

8.7.4. ГИБРИДНЫЙ ТЕРМОЯДЕРНЫЙ РЕАКТОР

Термоядерные реакторы, в которых, кроме реакции синтеза легких ядер, происходит деление тяжелых изотопов и накопление искусственного ядерного топлива, называются *гибридными*.

Осуществление реакции (8.38) сопровождается выходом нейтронов. Вероятность деления изотопа $^{238}_{92}$U нейтронами при $E_н = 14{,}06$ МэВ очень велика, что позволяет получить большие абсолютные значения теплового потока в урановой зоне бланкета, охватывающего разрядную камеру термоядерного реактора.

Выгорание изотопа $^{238}_{92}$U (в естественном или отвальном виде) происходит по схеме реакций (n, 2n); (n, 3n) или (n, 4n). Часть нейтронов поглощается в литиевой зоне бланкета для образования трития согласно (8.45), необходимого для подпитки термоядерного реактора топливом. Поглощение добавочного числа замедленных нейтронов изотопами $^{238}_{92}$U приводит к образованию искусственных изотопов ядерного топлива $^{239}_{94}$Pu для обычных реакторов деления

$$^{238}_{92}\mathrm{U} + {}^{1}_{0}\mathrm{n} \longrightarrow {}^{239}_{92}\mathrm{U} \longrightarrow {}^{239}_{93}\mathrm{Np} \longrightarrow {}^{239}_{94}\mathrm{Pu},$$

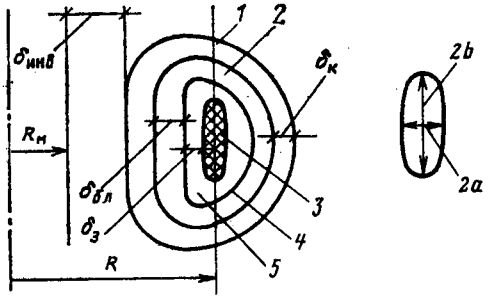


Рис. 8.51. Геометрические характеристики реактора токамака:

1 — катушка тороидального магнитного поля; *2* — бланкет с радиационной защитой; *3* — плазма; *4* — первая стенка; *5* — вакуумный термоизоляционный зазор; $\delta_к$ — толщина катушки тороидального магнитного поля; $\delta_{бл}$ — толщина бланкета; *a* — малый; *b* — большой радиусы сечения плазменного шнура; $\delta_э$ — толщина вакуумного зазора; *R* — большой радиус плазменного тора, $R_м$ — полутолщина магнитопровода; $\delta_{инд}$ — толщина обмотки индуктора

Гибридный реактор синтеза — деления представляет собой двухкаскадный усилитель мощности: мощность, подведенная для подогрева плазмы и инициирования реакции синтеза усиливается в разрядной камере с коэффициентом усиления $Q_{пл}$ (первая ступень усиления), а мощность, уносимая нейтронами за пределы разрядной камеры, усиливается в бланкете при коэффициенте усиления в бланкете $Q_{бл}$. Гибридный термоядерный реактор предназначен главным образом для наработки искусственного ядерного топлива для реакторов деления на тепловых и быстрых нейтронах, поэтому гибридная термоядерная электростанция не является альтернативой электростанциям с реакторами деления.

К настоящему времени наиболее изучены реакторы-токамаки. Геометрические характеристики поперечного сечения реактора-токамака с D-образной разрядной камерой показаны на рис. 8.51.

Элементы конструкции разрядной камеры, обращенные поверхностью к плазме, называются *первой стенкой*. Корпускулярные потоки на первую стенку вызывают радиационные повреждения конструкционных материалов. В результате взаимодействия потока частиц из плазмы с конструкционным материалом происходит распыление атомов поверхности первой стенки. Эти атомы переходят в плазму, ионизируются и увеличивают потери с тормозным излучением.

Плотность потоков частиц на первую стенку уменьшается за счет специальных устройств — *диверторов* (рис. 8.52).

Квадрупольные магнитные поля, формирующие D-образное сечение плазменного

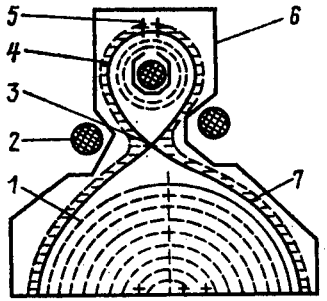


Рис. 8.52. Схема дивертора:

1 — плазменный шнур; *2* — мультипольные обмотки; *3* — нулевая точка сепаратрисы; *4* — дивертор ный слой плазмы; *5* — контактная пластина дивертора; *6* — дивертор ная камера; *7* — сепаратриса

шнура, и токи, расположенные симметрично относительно эквивалентного сечения реактора дивертор ных обмоток, образуют естественную сепаратрису полоидального поля с двумя (одной) симметричными нулевыми точками.

Поток заряженных частиц, набегающих на первую стенку, отводится сепаратрисой — магнитной силовой линией особой конфигурации — в дивертор ную камеру и высаживается на контактных устройствах (пластинах, жидких пленках, каплях, газовых струях). Дивертор также выполняет задачу по очистке плазмы от примесей.

Дополнительный нагрев плазмы и инициирование термоядерной реакции производится *инжектором*, который состоит из ус-

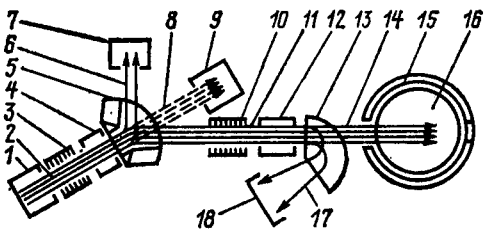


Рис. 8.53. Схема инжектора отрицательных ионов:

1 — источник положительных ионов дейтерия; *2* — пучок дейтронов; *3* — начальный ускоритель; *4* — преобразователь D^+ в D^-; *5* — отклоняющий магнит выведения D^+; *6* — пучок дейтронов D^+; *7* — преобразователь энергии дейтронов D^+; *8* — пучок атомов электронейтрального дейтерия *D*; *10* — конечный ускоритель отрицательных ионов; *11* — пучок ускоренных ионов D^-; *12* — нейтрализатор быстрых ионов D^-; *13* — отклоняющий магнит для выведения быстрых ионов D^- из электронейтрального пучка; *14* — пучок электронейтральных быстрых атомов дейтерия; *15* — бланкет; *16* — плазма; *17* — пучок отсепарированных быстрых ионов D^-; *18* — преобразователь энергии быстрых D^-

корителя и фокусирующих устройств, устройства для нейтрализации быстрых ядер дейтерия и сепаратора ненейтрализовавшихся частиц. Инжекция на базе отрицательных ионов более эффективна (рис. 8.53).

Дополнительный нагрев плазмы, инициирование реакции синтеза и поддержание этой реакции в период паузы возможны также с помощью генераторов высокочастотных магнитных полей.

Вакуумный комплекс термоядерного реактора обеспечивает: откачку газов в период рабочего импульса при соблюдении условий динамического равновесия между потоком инжектируемых быстрых нейтральных атомов дейтерия и потоком газов, выводимых из плазмы; откачку газов из разрядной камеры в период энергетической паузы; рабочий режим инжекторов электронейтральных атомов дейтерия и устройств дополнительного подогрева плазмы.

8.7.5. ОЦЕНКА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИБРИДНОГО ТОКАМАКА

Исходными величинами при оценке характеристик гибридного термоядерного реактора являются следующие варьируемые независимые переменные [24]:

Геометрические (см. рис. 8.51): a, b, R, $\delta_{бл}$, $\delta_к$, $\delta_{див}$, $\delta_з$, $S_{ст}$, $V_{пл}$, A, $\varkappa$.

Для D-образного сечения плазменного шнура:

$$A = a/R; \quad \varkappa = b/a; \tag{8.46}$$

$$S_{ст} = 2\pi^2 [(a + \delta_3) + (b + \delta_3)] R; \tag{8.47}$$

$$V_{пл} = 2\pi^2 abR. \tag{8.48}$$

Плазменные: $I_{пл}$ — ток; z — заряд ядра примеси; $dI_{пл}/d\tau$ — скорость нарастания тока плазмы в начальный период; $\Delta\tau_0$ — продолжительность начального периода; τ_c — корпускулярное время жизни плазмы; τ_α — продолжительность жизни α-частиц в плазме.

Электромагнитные: $B_к$ — индукция магнитного поля на поверхности сверхпроводящей катушки тороидального магнитного поля; $B_{инд}$ — индукция магнитного поля, создаваемого индуктором.

Искомыми величинами являются $T_{пл}$, n_t, n_d, n_t, n_α, $\bar{n}_d$, $\bar{n}_\alpha$, $B_{тор}$, $\tau_{имп}$, W, $Q_{пл}$, $Q_{бл}$, $\varphi_п$ — удельный поток термоядерных нейтронов на первую стенку.

Оценки абсолютных значений искомых величин для гибридного термоядерного реактора производятся при решении системы уравнений с допущениями и ограничениями, соответствующими «нуль-мерной» модели расчета [24].

Условие квазинейтральности (равенство суммарных зарядов противоположно заряженных частиц)

$$n_e = n_\alpha + n_t + 2n_\alpha + Zn_z = n_d(1 + \varepsilon_t + \varepsilon_\alpha)\frac{Z-1}{Z - Z_{эф}}, \tag{8.49}$$

где n_z — число ядер примеси с зарядовым числом Z в 1 см^3 плазмы;

$$Z_{эф} = (n_d + n_t + Z^2 n_z)/n_e; \quad \varepsilon_t = n_t/n_d;$$

$$\varepsilon_\alpha = 2n\alpha/n_d; \quad n_z = n_e \frac{Z_{эф} - 1}{(Z-1)Z}.$$

Условие баланса частиц в плазме;

$$\left.\begin{aligned} &\tau_c = \tau_\alpha; \\ &\frac{d(n_\alpha)}{d\tau} + \frac{n_d}{\tau_c} = \frac{I_{ин}}{V_{пл}} - \frac{W_\alpha}{kE_\alpha}; \\ &\frac{d(n_\alpha)}{d\tau} + \frac{n_\alpha}{\tau_\alpha} = \frac{W_\alpha}{kE_\alpha}; \\ &\frac{d(\bar{n}_\alpha)}{d\tau} + \frac{\bar{n}_\alpha}{\tau_\alpha} = \frac{I_{ин}}{V_{пл}}, \end{aligned}\right\} \tag{8.50}$$

где τ_d — время торможения быстрого дейтрона в плазме:

$$\left.\begin{aligned} &\tau_d = 8 \cdot 10^{17} \frac{T^{3/2}}{n_e} \ln\left[1 + \left(\frac{E_{ин}}{\nu_*}\right)\right]^{3/2}; \\ &\nu_* \simeq \frac{29{,}4}{(\bar{m})^{2/3}} T_e; \\ &m = 2\frac{2 \cdot 3\varepsilon_t + 2\varepsilon_\alpha}{2 + 2\varepsilon_t + \varepsilon_\alpha}. \end{aligned}\right\} \tag{8.51}$$

Баланс частиц в плазме обеспечивается динамическим равновесием между инжекцией быстрых атомов дейтерия и медленного трития, с одной стороны, и отводом непрореагировавшей топливной смеси и α-частиц в дивертор, — с другой.

Условие баланса мощностей

$$\frac{3d(n_e kT)}{d\tau} + \frac{3n_e kT}{\tau_E} = W_{ин} + W_{дж} + W_\alpha - W_{рад}, \tag{8.52}$$

где k — постоянная Больцмана, $k = 1{,}38 \times 10^{-23}$ Дж/К; T — в К; τ — в с; n_e — в м$^{-3}$;

$$(\tau_E)^{-1} = (\tau_E^k)^{-1} + (\tau_E^r)^{-1}; \tag{8.53}$$

$\tau_E^k = 1{,}1 \cdot 10^2 \dfrac{B_{тор}^2}{T^{3/2} A^2 q} \xi(T)$; $\xi(T)$ — коэффициент, $\xi(T < 5$ кэВ$) = 1$; $\xi(T \geqslant 5$ кэВ$) > 1$; $\xi(T < 58 \cdot 10^6$ К$) = 1$; $\xi(T \geqslant 58 \cdot 10^6$ К$) > 1$; q — коэффициент запаса устойчивости плазмы на периферии плазменного шнура: $q = 5\dfrac{abB_{тор}}{RI_{пл}}$; $B_{тор}$ — индукция тороидального поля на оси плазмы, Тл; τ_E^r — энергетическое время, определяемое гофрировкой

тороидального магнитного поля при относительной амплитуде гофрировки, равной $(\delta_r/a) < 1$ %: $\tau_E^r \gg \tau_E^к$; $W_{ин}$ — мощность, вводимая в плазму инжектируемым пучком дейтерия, Вт/м³:

$$W_{ин} = kI_{ин}E_{ин}/V_{пл}; \qquad (8.54)$$

$I_{ин}$ — ток инжекции дейтронов, с$^{-1}$, захваченных в плазме; $E_{ин}$ — энергия инжектируемого атома дейтерия, кэВ; $I_{пл}$ — ток в плазме, мА; $W_{дж}$ — потери мощности на джоулев (омический) нагрев плазмы, Вт/м³:

$$W_{дж} = 10^{11}\frac{I_{пл}^2}{\rho_{пл}a^2b^2}; \qquad (8.55)$$

$\rho_{пл}$ — электрическая проводимость плазмы, Ом$^{-1}\cdot$м$^{-1}$:

$$\rho_{пл} = 10^7\frac{T_e^{3/2}}{Z_{эф}};$$

W_α — мощность α-частиц, выделяющаяся в термоядерных реакциях:

$$W_\alpha = k\left(n_d n_t \langle\sigma_{dt}v\rangle E_\alpha + f\frac{I_{ин}E_\alpha}{V_{пл}}\right.;$$

$$E_\alpha = 3{,}52\cdot 10^3 \text{ кэВ}; \quad f = f_0\frac{n_t}{n_e};$$

f_0 — вероятность события реакции быстрого дейтрона с начальной энергией $E_{ин}$ с ядром трития за время торможения:

$$f_0 = 3{,}1\cdot 10^{-5}\cdot E_{ин}T^{3/2}F(E_{ин}, T_e);$$

$$F(E_{ин}, T_e) = \int_0^1 \frac{\sigma_я(X)\,X\,dX}{X^{3/2} + \left(14{,}2\frac{T_e}{E_{ин}}\right) - 1{,}5\frac{T_e}{E_{ин}}X^{1/2}};$$

$$X = E/E_{ин};$$

$$\sigma_я(X) = 10^{24}\sigma_{dt}(E).$$

Предполагается, что вся энергия α-частиц идет на нагрев плазмы.

Потери мощности с радиационным излучением плазмы

$$W_{рад} = W_{т.и} + W_п + W_{ц.и},$$

где $W_{т.и}$ — потери мощности, обусловленные тормозным излучением плазмы, Вт/м³.

$$W_{т.и} = 5{,}35\cdot 10^{-37}n_e^2T_e^{1/2};$$

$W_п$ — потери мощности с излучением, обусловленные примесями плазмы, Вт/м³:

$$W_п = n_e n_z\frac{6{,}6\cdot 10^{-35}Z^4}{1 + 8{,}5\cdot 10^{-3}Z^2},$$

$W_{ц.и}$ — потери мощности с циклотронным излучением, Вт/м³:

$$W_{ц.и} = 4\cdot 10^{20}n_eB_{тор}T_e^{5/2}\times$$
$$\times\sqrt{\left(1 + \frac{22{,}6a}{R\sqrt{T_e}}\right)\frac{B_{тор}\cdot 10^{18}}{n_e a}}.$$

Условие равновесия

$$2n_e kT(1+\Gamma) = \beta_0\frac{10^7}{8\pi}\frac{B}{q^2A}, \qquad (8.56)$$

где

$$\Gamma = \frac{\bar{n}_d\bar{E} + n_\alpha E_\alpha}{3n_eT};$$

$\bar{E}$, $\bar{E}_\alpha$ — средняя энергия быстрых дейтронов и α-частиц: $\bar{E} = E_{ин}/2$; $\bar{E}_\alpha = E_\alpha/2$; $n_\alpha = \bar{\tau}_\alpha W_\alpha/kE_\alpha$; $\bar{\tau}_\alpha = 2\tau_d$; $\bar{\tau}_\alpha$ — время кулоновского торможения α-частиц в плазме; β_0 — параметр, характеризующий предельное давление плазмы:

$$\beta_0 \leqslant \frac{b}{a}\frac{R}{a}.$$

Индукция тороидального магнитного поля, Тл,

$$B_{тор} = B_k\left(1 - \frac{a}{k} - \frac{\delta_{див}}{R} - \frac{\delta_{бл}}{R}\right). \qquad (8.57)$$

Выражение для оценки продолжительности рабочего импульса, с,

$$\tau_{имп} = \frac{\Delta\Phi_{имп}}{2\pi R(j/\rho_{эф})}. \qquad (8.58)$$

где $\Delta\Phi$ — магнитный поток, В · с:

$$\left.\begin{array}{c}\Delta\Phi = 2\pi R^2\times\\ \times\left(1 - \frac{a}{R} - \frac{\delta_{див}}{R} - \frac{\delta_{бл}}{R} - \frac{\delta_k}{R}\right)B_{инд};\\ \Delta\Phi = \Delta\Phi_0 + \Delta\Phi_{имп};\end{array}\right\} \qquad (8.59)$$

$\Delta\Phi_0$, $\Delta\Phi_{имп}$ — расход магнитного потока на начальный разогрев и рабочий импульс плазмы; $\rho_{эф}$ — проводимость плазмы с учетом $Z_{эф}$, Ом$^{-1}\cdot$м$^{-1}$:

$$\rho_{эф} = 10^7\frac{T_e^{3/2}}{Z_{эф}};$$

j — плотность тока разряда, А/м².

Поток нейтронов на первую стенку

$$\varphi_н = \frac{W_\alpha}{kE_\alpha S_{ст}}. \qquad (8.60)$$

Для инициирования реакции пробоя в газе необходимо создать по контуру тока электрическое поле напряженностью $E_{эл} \approx$ $\approx 0{,}5$ В/см и скорость нарастания тока плазмы $dI_{пл}/d\tau = 10^7$ А/с:

$$\Delta\Phi_0 = 0{,}2LI_{пл},$$

где L — полная индуктивность плазменного шнура, Гн:

$$L = 4\pi R\left(\ln\frac{20R}{a+b} - 1{,}75\right).$$

Полная термоядерная мощность реактора

$$W = W_\alpha W_{пл}\frac{E_{синт}}{E_{ин}}. \qquad (8.61)$$

Таблица 8.29. **Сравнительные характеристики проектов термоядерных реакторов**

Параметр	Реакторы			
	ГТРТ	«Старфайер»	«Интор»	Опытный термоядерный реактор
Большой радиус плазмы R, м	6,4	7,7	5,0	6,2
Малый радиус плазмы a, м	1,5	2,14	1,2	1,5
Коэффициент вытянутости плазмы по вертикали $\varkappa$	2	1,6	1,6	1,5
Магнитное поле на оси плазмы $B_{тор}$, Тл	6,0	5,8	5,5	5,8
Максимальное поле на ОТП $B_к$, Тл	12,0	11,1	11	11
Ток плазмы $I_{пл}$, МА	4,0	10,1	8,0	8,1
Продолжительность рабочего импульса $\tau_{имп}$, с	900	Стационарный режим	150	600
Пауза $\tau_п$, с	50	0	45	60
Средняя плотность плазмы, n, $см^{-3}$	$6 \cdot 10^{13}$	$8 \cdot 10^{13}$	$1{,}4 \cdot 10^{14}$	$1{,}4 \cdot 10^{14}$
Параметр удержания pa^2, кэВ·$см^2$	$6 \cdot 10^{13}$	$2{,}9 \cdot 10^{14}$	$2 \cdot 10^{14}$	$2{,}5 \cdot 10^{14}$
Мощность инжекции $W_{ин}$, МВт	200	ВЧ-нагрев, 90	ВЧ-нагрев, 50	ВЧ-нагрев, 60
Энергия инжектируемых дейтронов $(E_d)_{ин}$, кэВ	500	—	—	—
Коэффициент усиления мощности в плазме $Q_{пл}$	4,4	—	—	—
То же в урановой зоне бланкета $Q_{бл}$	8	—	—	—
Материал ОТП (сверхпроводники, матрица)	—	Nb_3Sn/NbTi Cu/нержавеющая сталь	—	Nb_3Sn/NbTi Cu/нержавеющая сталь
Полная тепловая мощность W, МВт	6650	4000	620	650
Наработка плутония, т/год	4,2	Нет	—	Опытная проверка
Капитальные вложения, млн. руб.	930	2400	—	—

Примечание. Концептуальные проекты ГТРТ (СССР), «Старфайер» (США), установки физической демонстрации УТС — «ИНТОР» (МАГАТЭ) и опытный термоядерный реактор ОТР (СССР).

Решение системы (8.49)—(8.61) дает возможность вычислить температуру плазмы:

$$T_{пл} = \frac{E_{ин}}{3(1 + n_t/n_d)} \frac{\tau_E}{\tau_c}; \qquad (8.62)$$

$$\tau_E = 0{,}02\varepsilon^2 \frac{B_{тор} R^3}{\left(\frac{3}{2} T\right)^{3/2} A^2 q} \xi(T). \qquad (8.63)$$

Коэффициент усиления мощности в плазме

$$Q_{пл} = \frac{n_t/n_d}{(1 + n_t/n_d)} (f_0 + n_e \tau_c \langle \sigma_{dt} v \rangle) \times \times \frac{E_{синт}}{E_{ин}}.$$

При $E_{ин} = 400$ кэВ, $T_e = 12$ кэВ: $\xi(T) = 4$; $f_0 = 4{,}1 \cdot 10^{-2}$; $\langle \sigma_{dt} v \rangle = 1{,}7 \cdot 10^{-16}$ см/с. Ток в плазме приближенно можно оценить по формуле

$$I_{пл} = \beta_\varphi (\pi ab)/2\pi R. \qquad (8.64)$$

Эквивалентный ток $I_{ин}$, экв кА, инжектируемых атомов дейтерия вычисляется по формуле

$$I_{ин} = \frac{nV_{пл}}{\tau_c (1 + n_t/n_e)} \cdot 10^6. \qquad (8.65)$$

Мощность, вводимая инжектируемым дейтерием $W_{ин}$, МВт,

$$W_{ин} = 1{,}6 \cdot 10^{-19} I_{ин} E_{ин}. \qquad (8.66)$$

Плотность потока нейтронов dt-синтеза, $см^{-2} \cdot с^{-1}$, на первую стенку можно оце-

нить

$$\varphi_н = \frac{n_t/n_d}{(1+n_t/n_d)}\left(\frac{f_0}{n\tau_c}+\langle\sigma_{dt}\rangle\right)\frac{n^2V_{пл}}{S_{ст}}. \quad (8.67)$$

Коэффициент усиления мощности в урановой зоне бланкета

$$Q_{бл} = E_{бл}/E_{синт},$$

где $E_{бл}$ — энергия, выделяемая при делении термоядерным нейтроном ^{238}U (в зависимости от доли потока нейтронов, участвующих в делении ^{238}U, $Q_{бл}$ лежит в пределах 8—12).

Полная тепловая мощность гибридного термоядерного реактора

$$W = W_{ин}Q_{пл}Q_{бл}. \quad (8.68)$$

При $a = 1{,}5$ м, $b = 3$ м, $R = 6$ м, $\delta_з = 0{,}2$ м, $B_{тор} = 6$ Тл, $q = 3$, $E_{ин} = 400$ кэВ, $n = 8\cdot10^{-13}$ см$^{-3}$, $\beta_ф = 9$ и в предположении, что корпускулярное время жизни примерно втрое превышает энергетическое время ($\tau_c = 3\tau_E$), вычисления по (8.49) — (8.68) дают: $I_{пл} = 3{,}4$ МА; $\varphi_п = 5\cdot10^{13}$ быстрых нейтронов на 1 см^2 в 1 с; $W_{ин} = 400$ МВт; $W_{пл} = 800$ МВт; $Q_{пл} = 2$; $Q_{бл} = 8$; $W = 6400$ МВт.

Характеристики некоторых проектов термоядерных реакторов даны в табл. 8.29.

8.7.6. ГИБРИДНАЯ ТЕРМОЯДЕРНАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ

Основные системы гибридной термоядерной электростанции с реактором-токамаком (ГТЭСТ) и их взаимосвязь показаны на (рис. 8.54). Она включает в себя: *1* — разрядную камеру, в которой осуществляется нагрев плазмы и реакция синтеза; *2* — сверхпроводящую электромагнитную систему, обеспечивающую образование плазмы с помощью вихревого электрического поля, удержание этой плазмы в вакуумном объеме, теплоизоляцию ее от стенок, а также создающую диверторную конфигурацию магнитного поля; *3* — бланкет, окружающий вакуумную камеру и состоящий из вакуумной стенки (*3а*) и зон преобразования нейтронной энергии в теплоту (*3б*), воспроизводства ядерного топлива (*3в*) и радиационной защиты (*3г*); *4* — систему питания сверхпроводящих электромагнитных обмоток; *5* — систему извлечения трития (*5а*), подготовки (*5б*) и инжекции (*5в*) вещества; *6* — вакуумную систему, поддерживающую необходимый вакуум в вакуумной камере (*6а*), инжекторах (*6б*) и криостатах сверхпроводящих электромагнитных обмоток (*6в*); *7* — криогенную систему, обеспечивающую необходимым количеством хладагента сверхпроводящие электромагнитные системы, криопанели инжекторов нейтральных атомов в вакуумные системы, а также

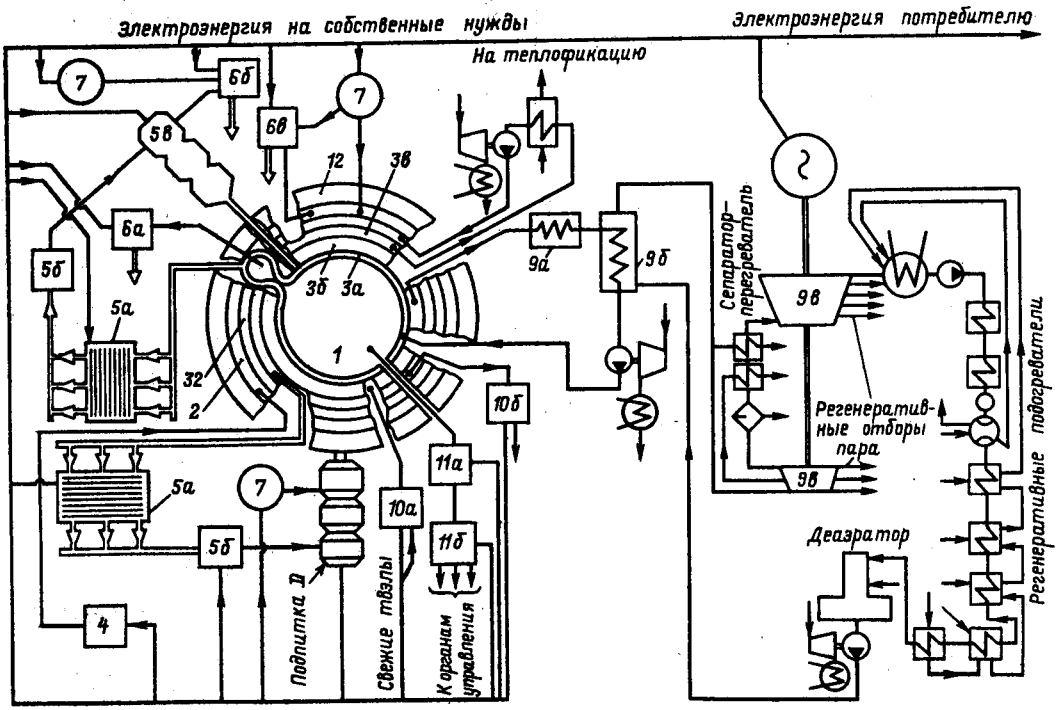


Рис. 8.54. Структурная схема гибридной термоядерной электростанции

другие устройства, работающие при криогенных температурах; *8* — систему инжекции нейтральных атомов, осуществляющую нагрев плазмы до температуры 12 кэВ (по условиям зажигания); *9* — систему преобразования теплоты в электрическую энергию, включая тепловые аккумуляторы (*9а*), парогенераторы (*9б*), турбины (*9в*), электрогенератор (*9г*) и другое оборудование; *10* — систему загрузки (*10а*) и извлечения (*10б*) ядерного топлива; *11* — систему управления, контроля, защиты, которая, используя набор ЭВМ различных уровней (*11б*), вместе с устройствами диагностики (*11а*) обеспечивает управление всеми технологическими системами электростанции; *12* — биологическую защиту, предотвращающую проникновение различного рода излучений в окружающую среду.

Электромагнитная система (ЭМС) гибридного термоядерного реактора состоит из обмоток: тороидального поля (ОТП), индуктора (ОИ), дивертора (ОД).

Обмотка тороидального поля (ОТП) состоит из катушек, между которыми имеется пространство для проводки каналов инжекции. Катушки ОТП имеют модифицированную D-образную форму. Индуктор гибридного термоядерного реактора включает насыщенный ферромагнитный сердечник и сверхпроводящие обмотки индуктора. Нагрузки, создаваемые ОТП, воспринимаются силовыми опорными кольцами и передаются на стальной сердечник.

Внешний радиус центральной части ОИ до 18 м, что соответствует индукции в сердечнике $B_{инд} = 5{,}7$ Тл, максимальной индукции на обмотке индуктора $B^{ои}_{инд} = 3{,}6$ Тл.

8.8. ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ И ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

8.8.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТОПЛИВНОМ ЭЛЕМЕНТЕ И ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКЕ

Принцип действия. *Топливным элементом* (ТЭ) называется устройство, в котором происходит преобразование химической энергии окислителя и топлива (восстановителя), непрерывно поступающих извне к электродам, в электрическую энергию [6, 12, 13, 16]. Суммарная химическая реакция, протекающая в ТЭ, называется *токообразующей реакцией*

$$mB + n\text{Ок} = \text{B}_m\text{Ок}_n, \qquad (8.69)$$

где В — молекула восстановителя (топлива); Ок — молекула окислителя; $\text{B}_m\text{Ок}_n$ — молекула продукта реакции; m и n — стехиометрические коэффициенты.

В топливном элементе не происходит прямого взаимодействия молекул окислителя и восстановителя, а реакция (8.69) осуществляется в виде двух сопряженных процессов:

1) электрохимического окисления топлива с отдачей электронов (e^-)

$$\text{B} \longrightarrow B^{n+} + ne^-; \qquad (8.70)$$

2) электрохимического восстановления окислителя:

$$n\,\text{Ок} + mB^{n+} + ne^- \longrightarrow \text{B}_m\,\text{Ок}_n. \qquad (8.71)$$

Из исходных веществ В и Ок получается тот же продукт $\text{B}_m\text{Ок}_n$, что и при химической реакции горения, однако в ТЭ возникает электрический ток, т. е. химическая энергия превращается в электрическую. Для осуществления процессов суммарной реакции (8.69) необходимо отделить окислитель от восстановителя, обеспечить направленное движение ионов и электронов. Эти функции выполняет ТЭ: на одном из электродов ТЭ — аноде — происходит электрохимическое окисление топлива (рис. 8.55), на втором — катоде — электрохимическое восстановление окислителя.

Реагенты. Реагенты, применяемые в ТЭ, должны удовлетворять требованиям высокой электрохимической активности, возможности непрерывного их подвода в ТЭ и отвода продуктов реакции из ТЭ, невысокой стоимости [13]. К числу недорогих восстановителей относятся природные виды топлива: уголь, нефтепродукты и природный газ. Однако скорость их электроокисления даже на активных катализаторах слишком мала, чтобы можно было создать экономически приемлемую конструкцию ТЭ. Лишь при температуре 500 °С и выше в ТЭ с расплавленными и твердыми электролитами углеводороды могут окисляться с приемлемой скоростью; однако и в этом случае необходимо использование катализаторов.

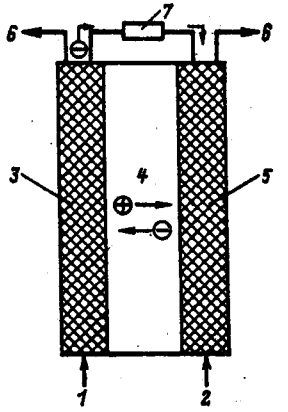


Рис. 8.55. Схема топливного элемента:
1 — подвод топлива; *2* — подача окислителя; *3* — анод; *4* — ионный проводник; *5* — катод; *6* — отвод продуктов реакции; *7* — нагрузка

В разработанных в настоящее время топливных элементах нашли практическое применение лишь два восстановителя: водород и гидразин. При использовании природных видов топлива их предварительно подвергают конверсии с целью получения водорода, например:

$$CH_4 + 2H_2O \rightleftarrows CO_2 + 4H_2. \quad (8.72)$$

Основным окислителем в ТЭ служит кислород воздуха или чистый кислород и лишь в некоторых ТЭ — пероксид водорода.

При использовании в качестве окислителя воздуха эффективность реакции на катоде ухудшается из-за уменьшения парциального давления кислорода. Для предотвращения взаимодействия диоксида углерода со щелочью (карбонизация электролита) необходима очистка воздуха от CO_2.

Ионный проводник. Он обеспечивает движение ионов и разделение окислителя и восстановителя [13]. В качестве ионных проводников ТЭ нашли применение водные растворы электролитов, ионообменные мембраны, расплавленные и твердые электролиты. Наиболее высокую электрическую проводимость в водных растворах имеют щелочи и кислоты. Поэтому в качестве ионного проводника применяются растворы KOH, H_2SO_4 и H_3PO_4. Недостатком раствора KOH является его взаимодействие с диоксидом углерода, недостатком кислотных электролитов — высокая коррозионная активность.

При необходимости работать при высоких температурах применяют расплавленную смесь солей (Li_2CO_3, Na_2CO_3, K_2CO_3) или твердый электролит на основе диоксида циркония ZrO_2, стабилизированного оксидами кальция, магния, иттрия и др.

В кислородно(воздушно)-водородном ТЭ (см. 8.8.4) ионным проводником часто служит либо раствор KOH (*свободный* электролит), либо диафрагма, пропитанная раствором KOH (*матричный* электролит).

Электроды. В связи с тем, что в разрабатываемых сегодня ТЭ и восстановитель, и окислитель в подавляющем большинстве случаев газообразны, электроды должны обеспечивать трехфазную зону (проводник первого рода — газовый реагент — ионный проводник), в которой реализуется реакция (8.70) или (8.71). Часто в качестве электродов в ТЭ используются пористые никелевые или угольные (графитовые) электроды.

Капиллярное равновесие в трехфазной зоне можно регулировать, изменяя размеры пор. В этом случае применяют *гидрофильные* (*смачиваемые водой*) *пористые электроды*, состоящие из двух или более слоев. В слое с узкими порами капиллярное давление выше, чем в других слоях. Этот слой обращен к раствору электролита (рис. 8.56), заполнен им и является газозапорным. В слое с широкими порами находится газ и жидкость. Этот слой называется активным слоем, так как в нем протекают электрохимические реакции.

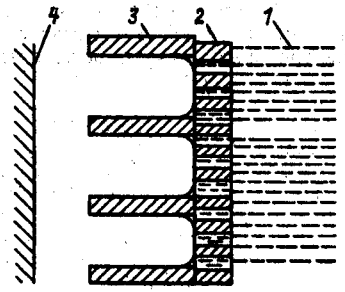


Рис. 8.56. Схема гидрофильного двухслойного пористого электрода:

1 — раствор; *2* — слой с узкими порами (запорный слой); *3* — слой с широкими порами; *4* — газовая камера

Капиллярное давление жидкости уменьшается, если использовать вещества, не смачиваемые водой (гидрофобные вещества). Электроды, содержащие гидрофобные вещества (обычно фторопласт), получили название *гидрофобных* (см. § 1.12, кн. 2 настоящей справочной серии).

В электродах с матричными электролитами применяют однослойные электроды, так как матричный электролит выполняет роль газозапорного слоя. В качестве матриц используются диафрагмы из асбеста или титаната калия. Элементы с матричными электролитами могут быть очень тонкими, но от них сложнее отводить образующиеся в результате реакции воду и теплоту.

Если анод и катод ТЭ замкнуты проводником первого рода, то по нему электроны движутся от анода к катоду и на своем пути совершают работу. Хотя процесс превращения химической энергии в электрическую происходит непосредственно в ТЭ, одного ТЭ недостаточно для непрерывного получения электрической энергии. Напряжение ТЭ обычно не превышает 1 В. Электрический ток одного элемента также невелик. Поэтому для увеличения напряжения или тока отдельные ТЭ соединяют в батарею.

Электрохимический генератор (ЭХГ). Он состоит из батареи топливных элементов и систем, обеспечивающих ее работу.

Батарея ТЭ, кроме электродов с анодной и катодной камерами и ионных проводников, имеет также токоотводы, уплотнительные прокладки, устройства ввода реагентов и вывода продуктов реакции.

Система подвода реагентов состоит из редукторов (в случае газовых реагентов), насосов, датчиков давления и других устройств.

Система отвода продуктов реакции (воды либо азота, CO_2 и др.) может вклю-

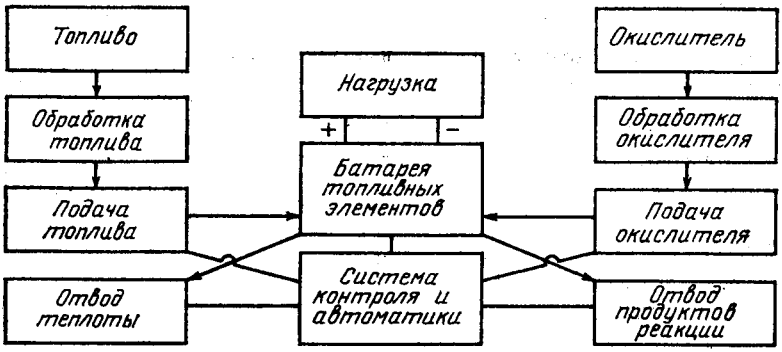


Рис. 8.57. Структурная схема электрохимической установки

чать контур циркуляции электролита или газовых реагентов, специальный испаритель или устройство для конденсации воды из этих газов. Кроме *динамического* (*циркуляционного*) *способа* может применяться *статический*, при котором вода удаляется за счет капиллярных сил, например с помощью фитилей.

Отвод теплоты. Реальный КПД ТЭ не равен единице, так как часть химической энергии выделяется в виде теплоты

$$Q = -\Delta H - nFU,$$

где ΔH — изменение энтальпии реакции; n — число моль-эквивалентов, участвующих в электрохимическом превращении одного моля вещества; F — число Фарадея (см. п. 8.8.2); U — напряжение батареи ТЭ.

Кроме того, теплота может генерироваться в результате побочных химических реакций.

Теплота от батареи ТЭ отводится либо с помощью циркулирующего раствора электролита, либо специального теплоносителя. Кроме того, часть теплоты отводится циркулирующим газовым реагентом и теплопроводностью через внешнюю стенку батареи.

Система автоматики. Она обеспечивает регулирование и поддержание температуры, концентрации раствора электролита, давления реагентов и напряжения ТЭ. Наиболее эффективны системы автоматического регулирования с использованием микропроцессоров.

Электрохимический генератор входит в состав *электрохимической энергоустановки* (ЭЭУ), которая включает систему хранения и обработки топлива и окислителя, устройства для преобразования (например, инвертор) и регулирования тока и напряжения, а иногда и общую систему терморегулирования и автоматики. Простейшая структурная схема электрохимической энергоустановки приведена на рис. 8.57.

Система хранения реагентов. Она определяется видом реагентов (жидкие, твердые, газообразные под давлением) и временем работы установки между заправками. Для уменьшения массы объема системы хранения используют облегченные (из прочных материалов) баллоны, криогенное хранение или хранение газов в связанном состоянии, например водорода в виде гидридов.

Система переработки реагентов. Она может включать устройства, для конверсии природного топлива, для отделения водорода или очистки топлива от серы и других вредных примесей.

8.8.2. ТЕРМОДИНАМИКА ПРОЦЕССОВ В ТОПЛИВНОМ ЭЛЕМЕНТЕ

Максимальная работа L, которая может быть получена от системы (см. кн. 2, разд. 2) при постоянном давлении равна энергии Гиббса химической реакции ΔG:

$$L = -\Delta G. \qquad (8.73)$$

С другой стороны, максимальная электрическая энергия, получаемая в ТЭ, равна произведению ЭДС $E_э$ на количество прошедшего электричества nF:

$$L = E_э nF, \qquad (8.74)$$

где n — число молей-эквивалентов в 1 моле вещества; $F = 96\,500$ Кл/моль-экв — постоянная Фарадея.

Из уравнений (8.73) и (8.74) следует

$$E_э = -\Delta G/nF. \qquad (8.75)$$

В соответствии с уравнением Вант-Гоффа для реакции (8.69)

$$\Delta G = \Delta G^0 + RT \ln\left(a_{B_m Ок_n}/a_B^m a_{Ок}^n\right), \qquad (8.76)$$

где $a_{B_m Ок_n}$, a_B, $a_{Ок}$ — активности соответствующих веществ (см. кн. 1. § 7.1); ΔG^0—

Таблица 8.30. **Термодинамические данные некоторых реакций ТЭ при 298,15 К**

Реакция	$E^0_э$, В	$\frac{\partial E_э}{\partial T}$, мВ/К	η_T	η'_e
$2H_2 + O_2 = 2H_2O$ (ж)	1,23	−0,85	0,85	0,98
$2H_2 + O_2 = 2H_2O$ (г)	1,19	−0,23	0,94	0,97
$2CO + O_2 = 2CO_2$	1,33	−0,45	0,91	0,93
$C + O_2 = CO_2$	1,02	+0,01	1,00	0,95
$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$ (г)	1,04	−0,01	1,00	0,95
N_2H_4 (ж) $+ O_2 = N_2 + 2H_2O$ (ж)	1 61	+0,01	1,00	0,99

Примечание. ж — жидкость; г — газ.

стандартная энергия Гиббса химической реакции — см. кн. 1. § 7.1; $R = 8{,}31$ Дж/(моль·К) — универсальная газовая постоянная; T — температура.

Подстановка (8.76) в (8.75) дает уравнение для расчета ЭДС любого ТЭ по значениям термодинамических функций (табл. 8.30):

$$E_э = E^0_э + (RT/nF) \ln \left(a^m_B a^n_{Ок} / a_{B_m Ок_n}\right), \quad (8.77)$$

где $E^0_э = -\Delta G^0/nF$ — стандартная ЭДС элемента, равная $E_э$ при $a_B = a_{Ок} = a_{B_m Ок_n} = 1$ моль/л.

Существуют два подхода к расчету КПД топливного элемента. По одному из них под КПД понимают отношение максимальной работы, полученной в ТЭ, к подведенной к нему энергии, т. е. к тепловому эффекту химической реакции. Такой КПД называют термическим

$$\eta_T = \Delta G/\Delta H = 1 - T\Delta S/\Delta H, \quad (8.78)$$

где ΔH и ΔS — изменения энтальпии и энтропии в реакции.

Как следует из табл. 8.30, при 298,15 К для многих реакций $\eta_T \approx 1$.

При втором подходе рассчитывают *эксергетический* КПД, т. е. отношение эксергии $e_{пол}$, полученной в ТЭ, к эксергии $e_{под}$, подведенной к ТЭ,

$$\eta_e = e_{пол}/e_{под}. \quad (8.79)$$

Для идеального эксергетического КПД, т. е. без учета изменений механических и тепловых потоков эксергии и эксергии продуктов реакции, справедлива формула

$$\eta'_e = nFE_э/(e_B + e_{Ок}), \quad (8.80)$$

где e_B и $e_{Ок}$ — эксергии окислителя и восстановителя (см. разд. 2 кн. 2 настоящей справочной серии).

8.8.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И ЭХГ

Топливные элементы. ТЭ характеризуются напряжением, мощностью, КПД и сроком службы. При прохождении тока напряжение элемента U уменьшается по сравнению с ЭДС:

$$U = E_э - \Delta E_{ом} - \Delta E_a - \Delta E_k. \quad (8.81)$$

Изменение напряжения элемента при прохождении тока получило название *поляризации*. Поляризация элемента ΔE есть сумма поляризаций *анода* ΔE_a, *катода* $\Delta E_к$ и *омической* поляризации $\Delta E_{ом}$. Последняя пропорциональна омическому сопротивлению проводников в элементе $R_{ом}$ и току I. Так как сопротивление ионного проводника значительно выше, чем сопротивление электронного проводника, то обычно учитывают омическое падение напряжения в ионном проводнике:

$$\Delta E_{ом} = IR_{ом} = Il/S\sigma = Jl/\sigma. \quad (8.82)$$

где J — плотность тока; l — расстояние между электродами; S — площадь внешней поверхности электрода; σ — удельная электрическая проводимость ионного проводника.

Катодная и анодная поляризация обусловлена замедленностью тех или иных процессов на электроде. Если процесс лимитируется стадией подвода реагентов к электроду или отвода продуктов реакции от электрода, то возникает *диффузионная поляризация*

$$\Delta E_{диф} = RT \ln (1 - J/J_{пр})/nF, \quad (8.83)$$

где $J_{пр} = nFDC/\delta$ — предельная плотность тока; D — коэффициент диффузии (см. разд. 3 кн. 3), который увеличивается при увеличении температуры; δ — толщина диффузионного слоя, ее можно уменьшить перемешиванием; C — концентрация реагирующих веществ в объеме газа или раствора.

Химическая поляризация обусловлена замедленностью химической, а *электрохи-*

мическая поляризация — электрохимической стадией процесса. Электрохимическую поляризацию можно представить уравнением

$$\Delta E_{эх} = a + b \lg I, \qquad (8.84)$$

где a и b — коэффициенты, определяемые природой реакции, электрода и температурой (a лежит в пределах 0,3—1,3 В, b — в пределах 0,06—0,12 В).

Значения электрохимической и химической поляризаций уменьшаются в случае применения катализаторов, а также при увеличении температуры.

Все виды поляризаций возрастают, а напряжение ТЭ падает с увеличением тока и плотности тока. Графическая зависимость напряжения ТЭ от тока или плотности тока называется вольт-амперной характеристикой ТЭ; она, как правило, нелинейна. С целью уменьшения поляризации применяют электроды с высокоразвитой поверхностью (пористые электроды), в которые вводят активные катализаторы. Катализаторами водородных электродов служат платина (1—10 г/м² или 1,5—15 г/кВт), никель. Катализаторами кислородных электродов служат платина, серебро, активированный уголь, оксиды никеля и кобальта и некоторые органические соединения, например полимерные порфирины.

Кривая зависимости мощности топливного элемента N от тока нагрузки I проходит через максимум, причем напряжение, при котором $N = N_{макс}$, равно $E_э/2$. Важной характеристикой ТЭ является мощность, отнесенная к площади внешней поверхности электродов $N_S = N/S$ (*плотность мощности*), к массе $N_m = N/m$ или объему $N_V = N/V$ ТЭ (*удельная мощность*).

Эффективный КПД ТЭ определяется произведением идеального термодинамического КПД $\eta_т$ (8.78), фарадеевского КПД η_F и КПД по напряжению η_U:

$$\eta_{эф} = \eta_т \eta_F \eta_U, \qquad (8.85)$$

где $\eta_U = U/E_э$ характеризует кинетику процесса; $\eta_F = q_{э.р}/nF$ определяет полноту использования реагентов; $q_{э.р}$ — реальное количество электричества, полученного при превращении одного моля вещества.

Срок службы (*ресурс*) ТЭ определяется в первую очередь способностью электродов сохранять свои характеристики во времени и химической стойкостью ионного проводника. Ухудшение характеристик электродов может быть следствием отравления их каталитическими ядами (соединениями серы, мышьяка, ртути и др.), попадающими в ТЭ с реагентами и из конструкционных материалов. В течение времени может изменяться и площадь активной поверхности электродов из-за их рекристаллизации или растворения, а также образования оксидных пассивирующих слоев. Для повышения срока службы проводят очистку реагентов от вредных компонентов, поддерживают температуру и концентрацию электролита в оптимальных пределах, обеспечивающих длительную и эффективную работу, применяют коррозионно-стойкие конструкционные материалы и химически стойкие прокладки.

К основным параметрам (характеристикам) ЭХГ относятся напряжение, мощность, масса, объем, КПД, ресурс, экономические показатели.

Напряжение ЭХГ определяется числом последовательно соединенных ТЭ в батарее и числом последовательно соединенных батарей ТЭ. При наличии соединений элементов по электролиту возможны токи утечки, вызывающие уменьшение напряжения батареи ТЭ.

Мощность ЭХГ на внешнюю нагрузку меньше мощности брутто батарей ТЭ из-за расхода части мощности на собственные нужды.

Реальный КПД электрохимической энергоустановки ниже КПД топливного элемента из-за потерь энергии на токи утечки в батарее ТЭ (если они существуют), из-за расходов на собственные нужды ЭХГ и на переработку и подготовку топлива и окислителя. Электрохимические установки наряду с электроэнергией генерируют теплоту, которую можно использовать для теплофикации зданий и теплоснабжения предприятий. Благодаря этому суммарный КПД энергоустановок возрастает. При генерации высокотемпературной теплоты в состав электрохимических энергоустановок могут дополнительно включаться паро- или газотурбинные электрогенераторы.

8.8.4. КИСЛОРОДНО(ВОЗДУШНО)-ВОДОРОДНЫЕ И ГИДРАЗИННЫЕ ЭХГ

ЭХГ и ЭЭУ на основе ТЭ со свободным электролитом [12, 13, 16, 32]. Разработано несколько типов ЭХГ на основе ТЭ со свободным электролитом. В элементах фирмы «Юнион Карбайд» (США) используются ТЭ с гидрофобными угольными и платиновыми катализаторами (менее 10 г/м²) на аноде и оксидными катализаторами на катоде. Запорным слоем у электродов служит слой пористого никеля. Электролитом служит раствор КОН. Воздушно-водородные ЭХГ мощностью 32—90 кВт входили в состав энергоустановки для автофургона. Запас водорода и кислорода в жидком состоянии обеспечивал пробег 160—240 км. Общая масса ЭЭУ 1480 кг. Характеристики ТЭ, ЭХГ, ЭЭУ приведены в табл. 8.31. Кислородно-водородный ЭХГ входил в состав ЭЭУ для четырехместного легкового автомобиля. Водород хранился в баллонах и обеспечивал 33 кВт·ч электроэнергии (пробег 320 км). Кроме ЭХГ и системы хранения водорода, ЭЭУ имела блок свин-

Таблица 8.31. **Параметры некоторых ТЭ, ЭХГ, ЭЭУ [11—13, 16, 32]**

Реагенты	Фирма-разработчик	ТЭ			ЭХГ					ЭЭУ	
		Температура, °С	J, А/м²	U, В	N, кВт	U, В	N_m, Вт/кг	NV, кВт/м³	Ресурс, ч	КПД, %	Расход реагентов, кг/(кВт·ч)
O_2—H_2	«Юнион Карбайд»	65	500—2 000	0,9—0,8	32—96	400—260	40—60	50—70	8 000	47	0,55
Воздух — H_2	То же	65	500	0,8	6—9	90—60	30—45	—	5 000	45—50	0,04—0,05
O_2—H_2	«Пратт-Уитни»	180—260	2 000	0,9	0,55—2,3	31—21	10—20	15—30	2 000	45—50	0,36
O_2—H_2	ЮТК	80—85	2 000	0,85	7—21	120—110	100—200	75—200	5 000	45—50	0,39
Воздух—H_2*	ЮТК	170—190	2 000	0,7	12,5; 40 и 4 800	—	—	—	18 000—40 000	35—40	—
Воздух — —$N_2H_4 \cdot H_2O$	«Монсанто»	60—70	1 000	0,8	5; 20 и 40	220	80—85	—	3 000	—	1,1—1,5
H_2O_2** — —$N_2H_4 \cdot H_2O$	«Альстом»	40—60	1 000—2 000	0,9—0,8	2 и 30	24	100—200	140—300	1 000	—	4,5

* Продукт конверсии углеводородов.
** 35 %-ный раствор.

цовых аккумуляторов емкостью 4 кВт·ч (табл. 8.31).

Фирма «Пратт-Уитни» [позднее «Юнайтед текнолоджи корпорейшен» — ЮТК (США)] разработала ЭХГ и ЭЭУ на основе ТЭ с гидрофильными пористыми никелевыми электродами с платиновым катализатором. Электролитом служил 85 %-ный раствор КОН. Вода отводилась циркуляцией водорода (рис. 8.58). На основе этих ТЭ разработан кислородно-водородный ЭХГ мощностью 0,55—2,3 кВт (см. табл. 8.31). Три таких ЭХГ входили в ЭЭУ космического корабля «Аполлон», водород и кислород хранились в жидком состоянии (400 ч работы). За 13 полетов «Аполлона» было генерировано 4369 кВт·ч электроэнергии и 1400 кг воды.

ЭХГ и ЭЭУ на основе ТЭ с матричным электролитом [12, 13, 16, 32]. Они разработаны фирмой «Аллис Чалмерс» (США). Матрицей служила асбестовая диафрагма, пропитанная 30 %-ным раствором КОН, электродами — пористые никелевые пластины с платиновым и серебряным катализаторами. Отвод воды — статический с помощью дополнительных пористых никелевых пластин. Элементы имели высокие характеристики при температуре 90 °С: $J_г$ = = 2500 А/м² и U = 0,92 В. Фирма ЮТК (США) усовершенствовала ТЭ с матричным электролитом, применив Pt—Pd-катализаторы. На их основе созданы ЭХГ мощностью 7—21 кВт, которые входят в состав ЭЭУ космического корабля «Шаттл» (см. табл. 8.31).

Энергоустановки с органическим топливом. Органическое топливо предварительно перерабатывают с целью получения водорода с помощью конверсии, пиролиза и т. п. Например, при конверсии метана водяным

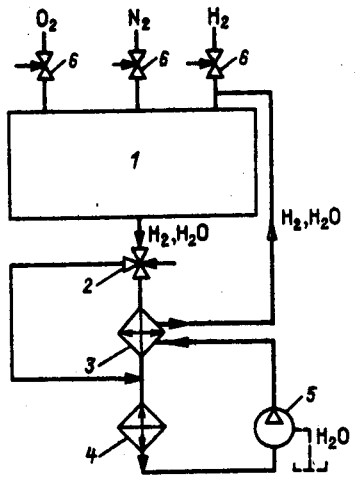


Рис. 8.58. Схема циркуляции водорода в ЭХГ фирмы «Пратт-Уитни»:

1 — батарея; *2* — клапаны; *3* — промежуточный теплообменник; *4* — конденсатор; *5* — насос-сепаратор; *6* — регулятор давления

паром получают водород и диоксид углерода — уравнение (8.72). Продукт конверсии затем направляют в ТЭ. При взаимодействии CO_2 с раствором щелочи происходит карбонизация последней

$$CO_2 + 2OH^- \rightleftarrows CO_3^{2-} + H_2O.$$

Поэтому применение ТЭ с щелочным электролитом в данной схеме возможно при удалении CO_2 из продуктов переработки топлива и воздуха. Это усложняет энергоустановку, поэтому для ЭЭУ с органическим топливом нашли применение ТЭ с кислотным, расплавленным и твердым электролитом.

Энергоустановки на основе ТЭ с фосфорнокислым электролитом [12, 32]. Для ускорения анодных и катодных реакций повышают рабочую температуру ТЭ. При температурах выше 100 °С растворы многих кислот (HCl, H_2SO_4) неустойчивы, поэтому фирма ЮТК (США) применила 98 %-ный раствор фосфорной кислоты (H_3PO_4) и графитизированные электроды с платиновым катализатором (4—5 г/кВт). Энергоустановка включает в себя три блока: 1) блок подготовки топлива; 2) ЭХГ; 3) инвертор (для преобразования постоянного тока в переменный). Установка мощностью 12,5 кВт имеет объем 0,35 м³, выходное напряжение переменного тока 220 В и КПД около 35 %. Установки мощностью 40 кВт испытывают в гостиницах, телефонных станциях, спортклубах и т. п. (США, Япония, Мексика), обеспечивая их электрической и тепловой энергией. КПД по электроэнергии 38—41 %; суммарный КПД более 75 %. Смонтирована и испытывается электрохимическая электростанция мощностью 4,8 МВт (в Токио), предназначенная для слежения за нагрузкой в энергосетях. К недостаткам ЭЭУ на основе ТЭ с фосфорнокислым электролитом следует отнести необходимость использования платины и глубокой очистки топлива от оксида углерода (CO), соединений серы и других каталитических ядов для платины. Поэтому ведутся разработки ЭЭУ второго и третьего поколений на основе высокотемпературных ТЭ.

Высокотемпературные ТЭ [13, 32]. Они имеют либо расплавленный, либо твердый электролит. В качестве расплавленного электролита используется расплавленная смесь карбонатов щелочных металлов. Для увеличения стабильности и снижения коррозионной активности применяется либо матричный электролит (с пористыми матрицами из оксида магния MgO или алюмината лития $LiAlO_2$), либо загущенный электролит, содержащий порошки MgO или $LiAlO_2$. Рабочая температура ТЭ 600—700 °С. Воздушные электроды готовятся из серебра, оксида никеля и лития или других оксидов, топливные электроды — из платины, палладия и никеля и других металлов. К аноду ТЭ подают продукты конверсии или пиролиза топлива, содержащие H_2, CO, CO_2 и H_2O. К воздуху, подаваемому на катод, необходимо добавлять диоксид углерода с объемным содержанием 30 %, который можно выделить из продуктов анодного окисления. Рабочая плотность тока в ТЭ 2000 А/м² при напряжении 0,8 В, ресурс 7—10 тыс. ч. На основе этих ТЭ ведется разработка энергоустановок мощностью десятки и даже сотни мегаватт. Расчеты показывают, что такие ЭЭУ будут иметь КПД 50—55 %. Однако предстоит решить еще много технологических задач и прежде всего увеличить ресурс.

В другом высокотемпературном ТЭ используется твердый электролит — диоксид циркония ZrO_2, стабилизированный оксидами иттрия, магния или других элементов, чаще всего $Zr_{0,85}Y_{0,15}O_{1,925}$. Эти электролиты характеризуются анионной проводимостью (по O^{2-}). Так как удельная электрическая проводимость их невелика, то применяют тонкие их слои (0,2—0,5 мм) и работают при высокой температуре (1000 °С). Анодами ТЭ служат никель, медь, кобальт, некоторые оксидные полупроводники, катодами — полупроводниковые оксиды.

В ТЭ «Вестингауз» получены плотности тока до 2000 А/м² при напряжении 0,7 В и ресурсе более 2000 ч. Так как ТЭ работают при высокой температуре, то выделяющаяся в ТЭ теплота может использоваться для конверсии топлива, а также в паротурбинном цикле для генерации электроэнергии или для теплоснабжения. Расчеты показывают, что электрический КПД ЭЭУ может достигать 60 %, а суммарный КПД (с учетом теплоты) до 85 %. Одной из сложных задач при разработке ЭЭУ является создание технологии получения тонких керамических твердых электролитов.

Гидразиновые ЭЭУ [11]. К числу наиболее электрохимически активных видов топлива относится гидразин N_2H_4. К достоинствам гидразина следует также отнести высокую энергоемкость и жидкое состояние. При обычных условиях электроокисление гидразина в щелочной среде протекает до азота и воды, которые легко выводятся из ТЭ:

$$N_2H_4 + 4OH^- = N_2 + 4H_2O + 4e^-.$$

Катализаторами анодного окисления гидразина служат кобальт, никель, палладий и платина, материалом анода — пористый никель. Разработаны элементы на основе систем воздух — гидразин и пероксид водорода — гидразин (см. табл. 8.31).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анатычук Л. И.** Термоэлементы и термоэлектрические устройства: Справочник. Киев.: Наукова думка. 1979.

2. **Бекман У., Клейн С., Даффи Дж.** Расчет систем солнечного теплоснабжения. М.: Энергоиздат, 1982.

3. **Васильев А. М., Ландеман А. П.** Полупроводниковые фотопреобразователи. М.: Советское радио, 1971.

4. **Ветроэнергетика**/Под ред. Д. Рензо. М.: Энергоатомиздат, 1982.

5. **Геотермические** исследования в Средней Азии и Казахстане./Под ред. А. В. Щербакова и В. И. Дворова. М.: Наука, 1985.

6. **ГОСТ 15596-82.** Источники тока химические. ТиО.

7. **Грилихес В. А., Орлов П. П., Попов Л. Б.** Солнечная энергия и космические полеты. М.: Наука, 1984.

8. **Дворов И. М.** Геотермальная энергетика. М.: Наука, 1976.

9. **Итоги** науки и техники. Физика плазмы. М.: ГКНТ СССР, АН СССР. М.: ВИНИТИ. 1985.

10. **Колтун М. М.** Селективные оптические поверхности преобразователей солнечной энергии. М.: Наука, 1979.

11. **Коровин Н. В.** Гидразин. М.: Химия, 1980.

12. **Коровин Н. В.** Новые химические источники тока. М.: Энергия, 1974.

13. **Коровин Н. В.** Электрохимические генераторы. М.: Энергия, 1974.

14. **Котырло Г. К., Лобунец Ю. Н.** Расчет и конструирование термоэлектрических генераторов и тепловых насосов: Справочник. Киев.: Наукова думка, 1980

15. **Лидоренко Н. С., Рябиков С. В., Далецкий Г. С.** Перспективы создания высокопроизводительного автоматизированного производства фотопреобразователей// Пути использования солнечной энергии. Тез. докл. конф. Черноголовка, 1981. С. 80—82.

16. **Лидоренко Н. С., Мучник Г. Ф.** Электрохимические генераторы. М.: Энергоиздат, 1982.

17. **Мангушев К. И.** Проблемы развития геоэнергетики мира. М.: Наука, 1981.

18. **Материаловедение** и проблемы энергетики: Пер. с англ./Под ред. Г. Либовица, М. Уиттингема. М.: Мир, 1982.

19. **Недоспасов А. В., Побережский Л. П., Чернов Ю. Г.** Состав и свойства рабочих тел МГД-генераторов открытого цикла. М.: Наука, 1977.

20. **Основные** положения энергетической программы СССР на длительную перспективу. М.: Издательство политической литературы, 1984.

21. **Охотин А. С., Ефремов А. А., Пушкарский А. С.** Термоэлектрические генераторы/Под ред. А. Р. Регеля.— 2-е изд., перераб. и доп. М.: Атомиздат, 1976.

22. **Пивоварова З. И.** Радиационные характеристики климата СССР. Л.: Гидрометеоиздат, 1977.

23. **Поздняков Е. А., Коптелов В. С.** Термоэлектрическая энергетика. М.: Атомиздат, 1974.

24. **Синтез-деление**//Труды II советско-американского семинара, 14 марта — 1 апреля 1977 г. ИАЭ им. И. А. Курчатова. М.: Атомиздат, 1978.

25. **Стаханов И. П., Черковец В. Е.** Физика термоэмиссионного преобразователя. М.: Энергоатомиздат, 1985.

26. **Ушаков Б. А., Никитин В. Д., Емельянов И. Я.** Основы термоэмиссионного преобразования энергии. М.: Атомиздат, 1974.

27. **Шефтер Я. И.** Использование энергии ветра. М.: Энергоатомиздат, 1983.

28. **Щербинин П. П.** Термоэмиссионные преобразователи. М.: ВИНИТИ, 1981.

29. **Bogaerts W. F., Lampert C. M.** Review Materials for photothermal solar energy conversion. J. Materials Science, 18, 1983. 2847—2875 p.

30. **Duffie J. A., Beckman W. A.** Solar Engineering of Thermal Processes. New York. John Wiley and Sons, 1980.

31. **Status** REPORT, Sc-85/WS 171. Executive summary International liason group on MHD Electrical power generation. Sponsored by UNESCO. April 1984.

32. **Wiesener K., Garche J., Schneider W.** Elektrochemische Stromquellen. Berlin — Akademie — Verlag, 1981.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Активная зона 103, 127
Акцепторы 539
Аминирование 492
Амплитуда напряжений 100
Анионит 505
Анод 582
Арматура дроссельно-регулирующая энергетическая 451
— защитная, запорная, контрольная, предохранительная, регулирующая 440
Атомная станция теплоснабжения (АСТ) 297
Аэрожелоба 478

Б

Батарея топливных элементов 583
Баки деаэраторные 280
Безразмерные характеристики вентиляторов 384, 386
— — компрессоров 394, 395
— — насосов 377
Бинарный цикл 348
Биологическая защита 106
Борное регулирование 134
Быстродействующая редукционно-охладительная установка (БРОУ) 451

В

Вакуум-насос 379
Вакуумный пневмотранспорт 480
Вентиляторы дутьевые 385
— выбор 84
— осевые, схемы 380, 382
— характеристики размерные 384
Вентиляция технологическая на АЭС 460
Влажность пара 93
— — перед сепаратором 171
Воздуходувка 380
Воздухоохладитель 340
— конденсатора 376
Воздухоподогреватели 24, 340
Вода техническая 455
— охлаждающая 455, 457
Водный режим 492, 493
Водо-водяной энергетический реактор (ВВЭР) 132
Водогрейные котлы пиковые 290
Водоразбор 456, 457
Воды термальные 543
Впускной клапан защиты 448
Время удвоения 149
Выгорающий поглотитель 136
Высота парового объема критическая 171

Г

Газовое хозяйство 468
Газодувка 380
Газотурбинная установка воздушно-аккумулирующая 335
— — для газоперекачивающих станций 336
— — замкнутого открытого циклов 326, 328
— — многовальная, одновальная 326, 327
— — приводная 328
— — простого и сложного циклов 326, 327
Гелий 145
Гелиостат 535
Генеральный план 484
Гидравлическое испытание трубопроводов 440
Гидразинно-аммиачный водный режим 492
Гидрозолошлакоудаление 472
Главный циркуляционный насос 128, 138
Глубина выгорания топлива 108, 142
Горелки вихревые 48
— плоскофакельные, прямоточные плоскопараллельные, прямоточные ударные 46
Градирня башенная, вентиляторная, пленочная 458
Графит 105, 129
Грубодисперсные примеси 489, 504

Д

Давление вентилятора 380
— насоса 358
— пробное, рабочее, условное 431
— промежуточного перегрева пара 304
— расчетное 97
Двигатель пусковой ГТУ 340, 341

Деаэраторы термические повышенного давления 278
Декарбонизатор 508
Диаграмма режимов турбины конденсационной 228
— — — с регулируемым отбором пара 230
Дивертор 577
Диффузор безлопастной, лопастной 364
— канальный 365
Доноры 539
Допустимая высота всасывания 358
Дымососы 84
— характеристики размерные 385
«Дырка» в полупроводниках 539
Дырочно-электронный переход 538

Е

Естественная циркуляция 88, 147, 174

Ж

Жесткость карбонатная, некарбонатная, общая 489

З

Завихрители аксиально-лопаточные, тангенциально-лопаточные, улиточные 41, 45
Задвижки 441
Закон Видемана—Франца 558
Замедлитель 105
Запорный клапан 445
Застой в контуре циркуляции 85
Золосмывные аппараты 474
Золошлаковая пульпа 472
Золошлакоотвалы 478
Зона активная пруда 458
— валентная 539
— воспроизводства (экран) 103, 150, 152
— запрещенная, проводимости 539
— охлаждения температурная 457
— свободного и строгого режимов 460

И

Избыток реагента 506
Известкование 503, 504
Изоляция тепловая трубопроводов 436
Импульсно-предохранительные устройства 447
Инжектор 399, 577
Интеграл теплопроводности 136
Ионит 505
Испарение ступенчатое 91
Испарители поверхностного типа 282

К

Каркас главного корпуса 417
Каскадный слив дренажей 303
Катионит 505
Катод 582
Качество воды, пара 91, 92, 491
— — сетевой 496
Клапаны автоматической защиты ПВД 448
— запорные, предохранительные 445
— регулирующие и дроссельные 451
Кластерное регулирование 136
Коллектор солнечный вакуумный 531
— — плоский 529
Коагуляция 503
Комбинированная энергетическая установка 346
— — — с металлопаровой надстройкой 349
— — — с надстройками закрытого цикла, открытого цикла 346, 347
— — — с термоэмиссионными преобразователями 349
Комплексонный водный режим 492
Компенсатор давления 137
Компенсаторы трубопроводов 439
Компоновка АЭС с ВВЭР-440 429
— — с ВВЭР-1000 430
— — с РБМК-1000 427
— бункерного отделения 421
— вспомогательного оборудования 421
— главного корпуса 417
— — — АЭС 425
— горелок газомазутных 60
— — пылеугольных 56
— деаэраторного отделения 421
— закрытая 417
— интегральная 151
— котельного отделения 417
— котла 11, 13
— машинного отделения 420
— открытая 417
— петлевая 151
— поперечная, продольная 420, 421
— реакторного отделения 425
Компрессоры осевые, расчет 392
— поршневые 388
— характеристики размерные 394
— центробежные, расчет 388
Конверсия топлива 583, 584

Конденсационная установка 181
Контур циркуляции, показатели надежности 88
Коррозия низкотемпературная 83
Котлы паровые 11
Коэффициент бинарности 348
— быстроходности 360, 554
— воспроизводства 107, 148, 152, 156
— — трития 574
— добротности 556
— замещения 534
— Зеебека 555
— избытка воздуха 338, 349
— использования пруда 458
— мощности 550
— отвода теплоты 531
— Пельтье 556
— плотности застройки 484
— подачи компрессора 397
— полезного действия внутренний относительный отсеков турбины 216
— — — — — — турбинной ступени 209
— — — — — — турбины 222
— — — ГТУ эффективный 340
— — — камеры сгорания 339
— — — компрессора 387
— — — котла 69
— — — МГД-генератора 570
— — — насоса 361
— — — на рабочем венце 210
— — — по напряжению 586
— — — солнечного коллектора оптический, тепловой 530
— — — термоэлектрогенератора 556
— — — термоэмиссионного преобразователя 560
— — — топливного элемента термический, эксергетический 585
— — — — — эффективный 586
— — — турбинной ступени 210, 216
— — — турбогенератора механический, электрический 217
— — — фарадеевский 586
— — — фотоэлектрического преобразователя 540
— полидисперсности 25
— потерь в решетках турбомашин 212
— прочности 97, 99
— скорости для решеток турбин 209
— размножения 103
— размолоспособности 28
— реактивности мощностной, паровой, плотностной, температурный 103
— усиления мощности в плазме 572, 580
— — — в бланкете 581
Кратность воздухообмена 461
— охлаждения 455
— циркуляции 88
Крутка потоков горелок 45, 46

Л

Лопасти компрессоров, насосов 363, 373
Лопатка турбины охлаждаемая 341, 343
Лопатки турбинной ступени рабочие 208, 216
— — — сопловые 206, 216

М

Магнетрон 569
Магнитная ловушка 575, 576
Мазутное хозяйство 467
Масса атмосферы 522
Математическая модель 311
МГД-преобразователь 350, 563
Межрегенерационный период 509
Мельницы-вентиляторы 40
— молотковые 38, 39
— среднеходные 41
— шаровые барабанные 37
Металл трубопроводов 431, 434
Микротвэлы 145
Моделирование вентиляторов 386
— насосов 376
Молотковые дробилки 463
Мощность вентилятора 380, 386
— гидравлическая 365
— компрессора 387
— насоса 358, 367
— турбины, зависимость от параметров пара 226
— — максимальная, номинальная 184
— топливного элемента 586
— электрохимического генератора 586

Н

Нагнетатель 380
Наддув 84
Напряжение электрическое топливного элемента 585
Напряжения допускаемые 97
Напор насоса 358
Насосы багерные 472, 477
— конденсатные 369
— осевые 370, 375

Насосы питательные 366, 368, 369
— поршневые 359
— характеристики размерные 374
— центробежные 361, 367, 368
— — сетевые 370
— циркуляционные 367, 457
Натрий 149
Натрий-катионирование 507
Натяг холодный трубопроводов 440
Начальные параметры пара турбин 196, 301
— — — — АЭС 302
Недогрев воды 88, 303
Нейтральный водный режим 492
Неравномерность тепловая 85
Нетождественность конструктивная 85
Нормирование качества воды, пара 491

О

Обменная емкость 506
Оборудование спецводоочисток 513
Обработка воды 502
Обратный затвор 445
— — защиты 449
Обратный осмос 510
Объем химконтроля 499
Окисляемость 489
Оксиды азота, серы (выбросы) 62, 354, 355
Опоры и подвески трубопроводов 436
Опрокидывание циркуляции 85
Осветлитель 504
Остаточный перегрев пара 304
Отмывка фильтров 507
Отражатель 105
Охладитель выпара 280
— конденсата 271
Охлаждение центробежного компрессора, расчет 392
Очистка турбинных коденсатов 510
ОН-ионирование 508

П

Параметр удержания 572
Параметры пара в отборах турбин 202
Пароводяной тракт 181
Парогазовая установка 349
— — с внутрицикловой газификацией угля 353
— — с высоконапорной парапроизводящей установкой 349, 351
— — с котлом-утилизатором, с надстройкой МГД-генератором 350
— — с низконапорной парапроизводящей установкой 349, 352
Парогенератор блока с БН-600 174
— — с ВВЭР-440 157, 158
— — с ВВЭР-1000 157, 161
— прямоточный 165
Пароперегреватели 21
Паротурбинная установка 181
Перегрузка топлива 108, 143, 470
Перегрузочная машина 470
Переменный режим работы конденсатора 246
— — — сопл 221
— — — турбинной ступени, группы ступеней 221, 222
— — — турбины 220, 223
Перепад давления в трубах 90
— — движущий, полезный 87
Плазма 571
Плотность орошения 458
Площадь теплопередающей поверхности парогенератора расчетная 166
— — — — фактическая 168
Поверхность пыли 25
Поглощающие элементы 146
Погрешность методов анализа 497
Покрытия селективные 532
Подогреватели высокого давления 202, 227, 273
— низкого давления 202, 227
— — — поверхностные 256
— — — смешивающие 270
— сетевой воды 286, 288, 292
Подогреватель сальниковый 284
— — на сетевой воде 291
Поле характеристик насоса 379
Поляризация анодная, диффузионная, катодная, химическая 585
— электрохимическая 586
Помпаж 378
Потенцал ионизации 564
Потери давления в выхлопном патрубке турбины 217
— — в клапанах турбины, в перепускных паропроводах 216, 217
— — в контуре 90
Предел охлаждения относительный 457
Предохранительные устройства от повышения давления 445
Принципиальная тепловая схема 181
Продувка непрерывная, периодическая 91

Промежуточный перегрев пара 181, 196, 304
Промывка пара 93
Пруды-охладители 457
Пульпопроводы 478
Пульсация котловая 91
— межвитковая 90

Р

Работа выхода 559
Рабочее колесо центробежного вентилятора 383
— — — насоса, расчет 361
Радиационные поверхности 18
Радиус гибов труб 439
Разверка гидравлическая, температурная, тепловая 85
Развернутая тепловая схема (РТС) 181, 409
Распределение регенеративного подогрева по ступеням 302
Растворенные газы 489
Расход топлива суточный 461, 467
Расчетный код тепловой схемы 311
Расширение пара в турбине, *h*, *s*-диаграмма 306
Реактор большой мощности кипящий (РБМК) 125
Реакторы-размножители (бридеры) 148
Реакция синтеза 572, 574
Регенеративный подогрев питательной воды 256
Регенерация 506
Регулирование вентиляторов 386
— насосов 377
— температуры пара 96
— тепловой нагрузки турбоустановки 297
Регулируемый отбор пара, расход 230
Редукционно-охладительные установки (РОУ) 451
Ресурс топливного элемента 586

С

Самотяга в котле 84
Сепаратор-пароперегреватель 298
Сепараторы центробежные осевые 95, 171, 172
Сепарация влаги 94, 171
Сила термоэлектродвижущая 555
— электродвижущая 564, 585
Система аварийной защиты 147
— водоснабжения прямоточная 456
— — оборотная 457
— контроля и обеспечения безопасности 107
— управления и защиты реактора (СУЗ) 106, 128
— пылеприготовления 28
Склады топлива 463
Скорость гидросмеси критическая 475
— на выходе из горелок 43, 50
— циркуляции 88
Совместная работа насосов 376
— — ступеней компрессора 396
Солесодержание 489
Солнечная постоянная 521
Сопротивление воздушного и газового тракта 84
— опускной системы 89
Спецводоочистка 512
Спиральная камера 364
Стеллалатор 575
Степень повышения давления в компрессоре 329, 338
— реактивности турбинной ступени 208, 219
— регенерации теплоты 327
Стержни аварийной защиты, компенсирующие, регулирующие 106
Ступень регенеративного подогрева 303
— турбины большой веерности 208, 220
— — двухвенечная, одновенечная 206. 207
— — низкого давления 208, 220
Схема структурная термоядерной электростанции 581
— — турбины 187

Т

Температура перегрева пара 301
— питательной воды 302
— стенки расчетная 98
Тепловая схема котла 65
— — турбоустановки 181
Тепловой баланс системы пылеприготовления 35
— расчет конвективного участка 116, 154
Тепловыделяющая сборка (ТВС) 126, 135
Тепловыделяющий элемент (ТВЭЛ) 104
Теплогидравлический расчет кипящего канала 119
Теплонапряжение объема топки 54, 59
— сечения топки 55
— экранов 53
— яруса горелок 55

Теплоноситель 105
Теплоподготовительные системы 286
Теплопроводность диоксида урана 104
Термонасосы 406
Термо-ЭДС 555
Термоэлектрогенератор каскадированный 555
— сегментированный 559
Термоэмиссионный преобразователь 559
Термоядерная электростанция 571, 581
Термоядерный реактор 571, 574, 578
— — гибридный 574, 576
— — с магнитным и с инерционным удержанием плазмы 576
— — чистый 574
Токамак 575
Томсона соотношения 556
Топки пылеугольные 52
Топлива газотурбинные 354
Топливный элемент 582
— — высокотемпературный 588
— — с матричным электролитом 587
— — с фосфорнокислым электролитом 588
— — со свободным электролитом 586
Турбины 184
— воздуходувок, питательных насосов 182, 250
— число ступеней 220
Трубопроводы 431, 434
ТЭЦ-ЗИГМ 425
ТЭЦ-ЗИТТ 425
Тяга уравновешенная 83

У

Угол азимутальный 522
— атаки 363, 372, 551
— отставания потока 363, 373
— падения солнечных лучей 522
— установки 551
— часовой 522
Удельная площадь промплощадки 484
— частота вращения 360
Узел расчетной схемы 311
Укрепление отверстий 99
Универсальная зависимость изменения мощности от давления за турбиной 226
Уплотнения турбины диафрагменные 208, 220
— — концевые 208, 220
— — надбандажные, концевые 206
Уравнение Ричардсона—Дешмана 559
— Саха 564
Уровень воды в парогенераторе 171
— свободный 85
— Ферми 539, 560
Условный проход сечения труб 434
Усталость 99
Устойчивость работы насоса 378
Фильтрование 504
Фильтры ионитные 507
— осветлительные 504
— перлитные 512
— расчет 509
— смешанного действия 510
— спецводоочистки 513
— электромагнитные 512

Ф

Фильтры-регенераторы 511
Фосфатирование 491
Фотоэлектрический преобразователь 538
Фотоэффект внешний, внутренний 538
Фото-ЭДС 540
Формула Хоуэлла 373
Фронт повторного смачивания 122

Х

Характеристика гидравлическая 90
— контура циркуляции 89
— переменного режима ГТУ 344, 345
Химическая очистка эксплуатационная 495
Химический контроль 498
Химическое обессоливание 501, 508

Ц

Центральный приемник солнечной электростанции 535
Цикл бинарный, частично бинарный 348
Циклон внутрибарабанный 95
— выносной 96
Цилиндры типовые турбин 189
Число Лоусона 572, 573

Ш

Шаг профилей в турбинной решетке относительный 213

Щ

Щелочность общая 489
— относительная 492

Э

Эжекторы водовоздушные 404
— пароструйные 400
Экономайзеры 21, 89
Экраны 18
— двусветные 20
Электродиализ 510
Электроды гидрофильные, гидрофобные 583
— матричные, свободные 583
Электрохимические генераторы (ЭХГ) 583
— энергоустановки (ЭЭУ) 584, 586
Электрохимическое восстановление, окисление 582
Эмиссия термоэлектронная 559
Эмиттер 559
Энерговыделение в реакторе 103
Эффект Зеебека 555
— Пельтье 555
— Томсона 556
— Холла 567
Эффективность солнечного коллектора 530

Я

Ядерное топливо 104
Ячейка котла, турбины 417

СОДЕРЖАНИЕ

Содержание книг справочной серии . . 5
Предисловие ко второму изданию справочной серии «Теплоэнергетика и теплотехника» 7
Предисловие 8

Раздел первый
ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

1.1. Общие сведения 11
1.2. Теплообменные поверхности нагрева 18
1.2.1. Радиационные поверхности нагрева 18
1.2.2. Конвективные поверхности нагрева 21
1.3. Пылеприготовление 25
1.3.1. Характеристики угольной пыли 25
1.3.2. Системы пылеприготовления 28
1.3.3. Углеразмольные мельницы . 39
1.4. Горелочные и топочные устройства 41
1.4.1. Горелки 41
1.4.2. Топочные устройства . . . 51
1.4.3. Работа топок на переменных режимах 61
1.4.4. Токсичные выбросы в атмосферу 62
1.5. Тепловой и аэродинамический расчеты котла 65
1.5.1. Тепловая схема и общие положения теплового расчета котла . 65
1.5.2. Тепловой баланс котла . . . 69
1.5.3. Тепловой расчет топки . . . 70
1.5.4. Расчет теплообмена в поверхностях нагрева 75
1.5.5. Аэродинамический расчет котла 83
1.6. Гидродинамика пароводяного тракта котла 85
1.6.1. Показатели надежности работы циркуляционных контуров . . 85
1.6.2. Гидравлический расчет котла с естественной циркуляцией . . . 88
1.6.3. Гидравлический расчет прямоточного котла 90
1.7. Методы получения чистого пара и регулирования температуры пара . 91
1.8. Металлы и прочность элементов котла 97
1.8.1. Расчет толщины стенки элементов котла при действии внутреннего давления 97
1.8.2. Укрепление отверстий . . . 99
1.8.3. Поверочный расчет на усталость 99
Список литературы 100

Раздел второй
РЕАКТОРЫ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ АЭС

2.1. Современное состояние атомной энергетики 102
2.2. Основные понятия о реакторах . . 102
2.2.1. Классификация реакторов . 102
2.2.2. Основные узлы и системы реакторной установки 103
2.2.3. Выгорание топлива 107
2.3. Теплогидравлический расчет ядерных реакторов 109
2.3.1. Задачи и классификация теплогидравлических расчетов . . . 109
2.3.2. Пределы безопасной работы . 110
2.3.3. Тепловыделение в реакторных материалах 110
2.3.4. Исходные данные для теплогидравлического расчета реактора . 114
2.3.5. Теплогидравлический расчет канала реактора 114
2.3.6. Расчет запаса до кризиса теплообмена 121
2.3.7. Расчет закризисного теплообмена 122
2.3.8. Расчет температуры твэла . 125
2.4. Реакторные установки одноконтурных АЭС 125
2.4.1. Основные особенности реакторов типа РБМК 125
2.4.2. Основные характеристики и конструкция реакторной установки 126
2.4.3. Главный циркуляционный насос реакторов типа РБМК 128

2.4.4. Расчет температуры графита 129
2.4.5. Вопросы безопасности реакторов типа РБМК 131
2.5. Реакторные установки двухконтурных АЭС 132
2.5.1. Основные особенности реакторов типа ВВЭР 132
2.5.2. Основные характеристики и конструкция ВВЭР 132
2.5.3. Система поддержания давления в первом контуре АЭС . . . 136
2.5.4. Главные циркуляционные насосы реакторов типа ВВЭР . . . 138
2.5.5. Вопросы безопасности реакторов типа ВВЭР 140
2.5.6. Тенденции развития ВВЭР . 142
2.6. Высокотемпературные газоохлаждаемые реакторы (ВТГР) . . . 143
2.7. Атомные станции теплоснабжения (АСТ) 145
2.7.1. Основные характеристики и конструкция реакторной установки 145
2.7.2. Системы безопасности реакторной установки АСТ 147
2.8. Реакторные установки на быстрых нейтронах 148
2.8.1. Роль реакторов на быстрых нейтронах в ядерном топливно-энергетическом балансе 148
2.8.2. Особенности конструкции БН 149
2.8.3. Особенности теплогидравлического расчета реакторов типа БН 154
2.9. Классификация парогенераторов АЭС 158
2.10. Парогенераторы АЭС с ВВЭР . . 158
2.10.1. Основные характеристики и конструкции ПГ блоков ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 158
2.10.2. Вертикальные парогенераторы АЭС с ВВЭР 163
2.10.3. Основы теплового расчета . 166
2.10.4. Основы конструкционного расчета 168
2.10.5. Расчет сепарационных устройств 170
2.10.6. Основы гидродинамического расчета 173
2.11. Парогенераторы трехконтурных АЭС 174
2.11.1. Основные характеристики и конструкция прямоточного ПГ АЭС с БН-600 174
2.11.2. Особенности теплового, конструкционного и гидродинамического расчетов прямоточного ПГ блока БН-600 176
Список литературы 178

Раздел третий

ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

3.1. Тепловые схемы паротурбинных установок 181
3.2. Паровые турбины ТЭС и АЭС . 184
3.2.1. Классификация и основные определения 184
3.2.2. Конструктивные особенности турбин перегретого и влажного пара 187
3.2.3. Основные характеристики турбин и турбоустановок ТЭС и АЭС 206
3.3. Ступени паровых турбин . . . 206
3.3.1. Конструктивные особенности ступеней 206
3.3.2. Тепловой расчет ступеней перегретого и влажного пара . . 208
3.3.3. Характеристики турбинных ступеней 210
3.4. Турбинные решетки 212
3.5. Тепловой расчет многоступенчатых турбин 216
3.6. Переменный режим работы паровых турбин 220
3.6.1. Особенности теплового расчета турбины и ее элементов при переменном режиме работы . . . 220
3.6.2. Диаграммы режимов турбин с регулируемыми отборами пара . 230
3.7. Конденсаторы паровых турбин . 236
3.8. Турбины питательных насосов и воздуходувок 250
3.9. Теплообменное оборудование системы регенеративного подогрева питательной воды 256
3.9.1. Регенеративные подогреватели 256
3.9.2. Деаэраторы термические . 277
3.9.3. Испарители и вспомогательные теплообменники 282
3.10. Теплофикационные установки . . 286
3.10.1. Теплоподготовительные системы ТЭС 286
3.10.2. Теплофикационные установки ГРЭС 287

3.10.3. Теплофикационные установки ТЭЦ с турбинами мощностью 6—25 МВт 288
3.10.4. Теплофикационные установки ТЭЦ с турбинами мощностью 50—250 МВт 290
3.10.5. Теплофикационные установки атомных станций 293
3.11. Промежуточные сепараторы и пароперегреватели турбин АЭС . . 298
3.12. Расчет тепловой схемы турбоустановки 301
3.12.1. Выбор параметров тепловой схемы 301
3.12.2. Методика расчета тепловой схемы 305
3.12.3. Расчет тепловых схем на ЭВМ 311
Список литературы 323

Раздел четвертый

ГАЗОТУРБИННЫЕ И КОМБИНИРОВАННЫЕ УСТАНОВКИ

4.1. Газотурбинные установки (ГТУ) . 326
4.1.1. Основные определения, схемы, классификация ГТУ, области применения 326
4.1.2. Газотурбинные установки для привода электрических генераторов 328
4.1.3. Газотурбинные установки для газоперекачивающих станций (ГПС) 336
4.1.4. Расчет тепловой схемы ГТУ . 337
4.1.5. Теплообменные аппараты, компоновки и пусковые двигатели ГТУ 340
4.1.6. Система охлаждения ГТУ . . 341
4.1.7. Характеристики ГТУ при нерасчетных условиях работы . . . 344
4.2. Комбинированные энергетические установки 346
4.2.1. Основные понятия и соотношения 346
4.2.2. КЭУ с надстройками закрытого цикла 348
4.2.3. КЭУ с надстройками открытого цикла 349
4.2.4. Парогазовые установки электростанций 351
4.3. Топливо ГТУ и охрана окружающей среды 354
Список литературы 355

Раздел пятый

НАСОСЫ И ГАЗОДУВНЫЕ МАШИНЫ

5.1. Насосы 357
5.1.1. Основные определения. Классификация насосов 357
5.1.2. Поршневые насосы 359
5.1.3. Лопастные насосы 359
5.1.4. Центробежные насосы . . . 361
5.1.5. Осевые насосы 370
5.1.6. Характеристики центробежных и осевых насосов 374
5.1.7. Регулирование подачи лопастных насосов 377
5.1.8. Выбор насосов по каталогам 379
5.1.9. Испытания насосов 380
5.2. Газодувные машины 380
5.2.1. Общие сведения. Классификация газодувных машин 380
5.2.2. Осевые вентиляторы . . . 380
5.2.3. Центробежные вентиляторы . 383
5.2.4. Характеристики вентиляторов 384
5.2.5. Регулирование вентиляторов и выбор их по каталогам 386
5.3. Компрессоры 387
5.3.1. Общие сведения. Основные рабочие параметры 387
5.3.2. Поршневые компрессоры . . 388
5.3.3. Центробежные компрессоры . 388
5.3.4. Осевые компрессоры . . . 392
5.3.5. Характеристики центробежных и осевых компрессоров . . . 394
5.3.6. Расчет компрессоров по методу подобия 395
5.4. Струйные аппараты 399
5.4.1. Общие сведения. Классификация устройств 399
5.4.2. Пароструйные эжекторы (ЭП) 400
5.4.3. Водовоздушные эжекторы (ЭВ) 404
5.4.4. Струйные термонасосы (ТН) 406
Список литературы 407

Раздел шестой

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПОНОВКИ ТЭС И АЭС

6.1. Тепловые схемы ТЭС и АЭС . . . 409
6.2. Компоновки ГРЭС, ТЭЦ и АЭС . 417

6.2.1. Компоновки главного корпуса ГРЭС и ТЭЦ 417
6.2.2. Компоновки главного корпуса АЭС 425
6.3. Трубопроводы и арматура ТЭС и АЭС 431
6.3.1. Категории трубопроводов, материал и сортамент труб . . . 431
6.3.2. Тепловая изоляция, монтаж и обслуживание трубопроводов . . 436
6.3.3. Арматура трубопроводов . 440
6.4. Техническое водоснабжение . . . 455
6.4.1. Потребление технической воды на электростанциях 455
6.4.2. Системы водоснабжения . . 456
6.5. Технологическая вентиляция на АЭС 460
6.6. Топливное хозяйство ТЭС и технологический транспорт на АЭС . . 461
6.6.1. Электростанции на твердом топливе 461
6.6.2. Мазутное хозяйство 467
6.6.3. Газовое хозяйство 468
6.6.4. Система технологического транспорта АЭС 469
6.7. Системы золошлакоудаления ТЭС 472
6.8. Генеральный план ТЭС и АЭС . . 482
6.8.1. Выбор района сооружения и строительной площадки 482
6.8.2. Размещение объектов на генеральном плане 484
Список литературы 487

Раздел седьмой

ВОДНЫЙ РЕЖИМ, ХИМИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ И ОБРАБОТКА ВОДЫ НА ТЭС И АЭС

7.1. Показатели качества воды . . . 489
7.2. Организация водно-химических режимов, нормирование качества воды и пара для котлов, парогенераторов, реакторов, различных систем тепловых сетей и систем охлаждения конденсаторов 491
7.2.1. Нормирование качества воды и пара барабанных и прямоточных котлов 491
7.2.2. Нормирование качества контурных вод АЭС различных типов 493
7.2.3. Организация водно-химических режимов энергоблоков ТЭС и АЭС 495
7.2.4. Нормирование качества воды тепловой сети и охлаждающих систем 496
7.3. Химический контроль на ТЭС и АЭС 498
7.4. Подготовка добавочной воды на ТЭС и АЭС 501
7.4.1. Выбор схем и производительности водоподготовительных установок 501
7.4.2. Предварительная очистка поверхностных вод 503
7.4.3. Обработка воды методами ионного обмена 505
7.4.4. Катионитные установки . . 507
7.4.5. Химическое обессоливание воды 508
7.4.6. Расчет ионитных фильтров . 509
7.4.7. Мембранные методы обработки воды 510
7.5. Очистка конденсатов на ТЭС и АЭС 510
7.6. Очистка радиоактивно-загрязненных вод основных и вспомогательных контуров АЭС 512
7.7. Оптовые цены на оборудование, материалы и реагенты для водоподготовительных установок . . 520
Список литературы 520

Раздел восьмой

НЕТРАДИЦИОННАЯ ЭНЕРГЕТИКА

8.1. Солнечные энергетические установки 521
8.1.1. Характеристика солнечной радиации 521
8.1.2. Плоские солнечные коллекторы 529
8.1.3. Вакуумные коллекторы . . 531
8.1.4. Селективные покрытия . . 531
8.1.5. Системы солнечного теплоснабжения 533
8.1.6. Солнечные электростанции с центральным приемником 535
8.1.7. Солнечные фотоэлектрические преобразователи (ФЭП) 538
8.2. Геотермальная энергетика . . . 543
8.3. Ветроэнергетика 550
8.4. Термоэлектрогенераторы 555
8.5. Термоэмиссионные преобразователи 559
8.6. МГД-преобразователи 563

8.6.1. Принцип действия МГД-генератора 563
8.6.2. Плазменные МГД-генераторы 564
8.6.3. МГД-установки открытого цикла 567
8.6.4. МГД-установки замкнутого цикла 570
8.7. Термоядерные электростанции и термоядерные реакторы 571
8.7.1. Термоядерные реакции. Общие сведения 571
8.7.2. Типы и характеристики термоядерных реакций 572
8.7.3. Классификация термоядерных реакторов 574
8.7.4. Гибридный термоядерный реактор 576
8.7.5. Оценка основных параметров гибридного токамака 578
8.7.6. Гибридная термоядерная электростанция 581
8.8. Электрохимические генераторы и энергоустановки 582
8.8.1. Основные сведения о топливном элементе и электрохимической энергетической установке 582
8.8.2. Термодинамика процессов в топливном элементе 584
8.8.3. Характеристики топливных элементов и ЭХГ 585
8.8.4. Кислородно(воздушно)-водородные и гидразиновые ЭХГ . . . 586
Список литературы 588
Предметный указатель 590

СПИСОК ОПЕЧАТОК

в книге 2 «Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент» (Энергоатомиздат, 1988)

Страница	Колонка	Строка	Напечатано	Следует читать
20	левая	6-я сверху	$\rho F_x \frac{\partial p}{\partial x} + \ldots$	$\rho F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \ldots$
23	правая	8-я снизу	$\rho \boldsymbol{F} \times \boldsymbol{u}$	$\rho \boldsymbol{F} \boldsymbol{u}$
31	левая	ф-ла (1.52)	$-5{,}75 y/r_0$	$-5{,}75 \lg (y/r_0)$
54	правая	10-я сверху	$\frac{U'}{U}\left[a_x \int \ldots$	$\frac{U'}{U^b}\left[a \int \ldots$
85	левая	7-я снизу	$\left(\frac{1}{u'} \frac{\partial \varphi}{\partial z} - \ldots$	$\left(\frac{1}{u'} \frac{\partial \varphi'}{\partial z} - \ldots$
100	левая	4-я снизу	1.16.3	3.11.2
100	правая	4-я сверху	1.16.3	3.6.3
207	правая	ф-ла (3.99)	$\sum \partial w_j / \partial x_{ij}$	$\sum \partial \tilde{w}_j / \partial x_{ij}$
207	правая	10-я снизу [ф-ла (3.100)]	$\times \left(\mu \frac{\partial \tilde{w}_i}{\partial x_j} - \ldots$	$\times \left(\mu \frac{\partial \tilde{w}_i}{\partial x_j} - \ldots$
210	4-я в табл. 3.14	4-я сверху	кДж/(кг · К)	кДж/кг
217	2-я в табл. 3.20	6-я сверху	$q_c = \text{const}$	$T_c = \text{const}$ (с предвключенным участком ...)
228	1-я в табл. 3.22			Стрелка направления потока для коридорного и шахматного пучков должна быть повернута на 90°.
232	—	1-я сверху	(3.145)	(3.144)
232	4-я в табл. 3.23	2-я сверху	$\ldots + 1/\sqrt{\mathrm{Pr}})^2]$	$\ldots + 1/\sqrt{\mathrm{Pr}})^2]^{-0{,}25}$
355	правая	13-я сверху	Угли бурые каменные ...	Угли каменные ...
364	1-я в табл. 7.3	10-я снизу	Эстосланец	Эстонсланец
472	правая	18-я сверху	$T_{0\infty}$	T_0
490	правая	3-я сверху	5	6

Продолжение

Страница	Колонка	Строка	Напечатано	Следует читать
516	1-я в табл. 11.2	1-я снизу		∞
545	правая	12-я снизу	524	527
558	5-я	8-я сверху	Ta_λ	T^{a_λ}

Справочное издание

ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Книга 3

Заведующая редакцией *И. В. Волобуева*
Редакторы *А. К. Городов, Т. И. Мушинска и Н. М. Пеунова*
Художественные редакторы
Т. А. Дворецкова, Г. И. Панфилова
Технический редактор *Г. С. Соловьёва*
Корректор *И. А. Володяева*

ИБ № 2237

Сдано в набор 11.10.88. Подписано в печать 04.08.89. Т-12700. Формат 70×100¹/₁₆. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 49,4. Усл. кр.-отт. 98,8. Уч.-изд. л. 60,96. Тираж 12 500 экз. Заказ 1206. Цена 3 р. 60 к.

Энергоатомиздат. 113114 Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ленинградская типография № 2 головное предприятие ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Государственного комитета СССР по печати. 198052, г. Ленинград, Л-52, Измайловский проспект, 29.