

А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ

*Допущено Министерством Российской Федерации
в качестве учебного пособия для студентов вузов,
обучающихся по направлению «Энергомашиностроение»;
специальностям «Газотурбинные, паротурбинные установки
и двигатели», «котло- и реакторостроение»
направления подготовки дипломированных специалистов
«Энергомашиностроение»;
специальностям «Тепловые электрические станции»,
«Промышленная теплоэнергетика»
направления подготовки дипломированных специалистов
«Теплоэнергетика»*



Москва

Издательство МЭИ

2002

УДК 621.165 (075.8)
ББК 31.363
Т 801

Рецензенты: кафедра «Газотурбинные и нетрадиционные установки»,
МГТУ им. Н.Э. Баумана (заведующий кафедрой профессор М.И. Осипов),
доктор техн. наук, профессор кафедры «Турбины и двигатели»
УГТУ-УПИ Е.В. Урьев,
зам. гл. инженера АО «Фирма ОРГРЭС» В.А. Ломоносов

Трухний А.Д., Ломакин Б.В.

Т 801 Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки:
Учебное пособие для вузов. — М.: Издательство МЭИ, 2002.
— 540 с.: ил., вкладки

ISBN 5-7046-0722-5

Рассмотрена теория теплового процесса и конструкции теплофикационных паровых турбин, сетевых подогревателей, конденсаторов и вспомогательного оборудования ТЭЦ, освещены основы эксплуатации теплофикационных турбин, турбинных и водоподогревательных установок, их повреждения и меры предупреждения. Обилие схем, чертежей, таблиц и справочного материала позволяет читателю, начиная с элементарных основ и кончая самыми сложными явлениями, освоить устройство теплофикационной паровой турбины, турбоустановки и установки для подогрева сетевой воды, основные принципы экономичной и безаварийной эксплуатации, изучить причины аварий и меры по их предупреждению.

Для студентов энергетических вузов, обучающихся по направлениям «Энергомашиностроение», «Теплоэнергетика» и широкого круга инженерно-технических работников, эксплуатационного, ремонтного и наладочного персонала электростанций.

УДК 621.165 (075.8)

ББК 31.363

ISBN 5-7046-0722-5

© Трухний А.Д., Ломакин Б.В., 2002

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	6	3.6. Обоймы диафрагм	91
Основные условные обозначения и сокращения	8	3.7. Диафрагмы, сопловые аппараты первых ступеней и поворотные диафрагмы	93
Часть первая		3.8. Материалы деталей статора	99
ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, ПАРОТУРБИННОЙ И СЕТЕВОЙ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВОК	11	3.9. Уплотнения.	100
<i>Глава первая. Процессы преобразования энергии на тепловых электростанциях</i>	<i>11</i>	3.10. Подшипники паровых турбин	103
1.1. Типы тепловых электростанций	11	3.11. Установка турбоагрегата на фундаменте.	123
1.2. Производство электроэнергии и тепла на ТЭЦ.	11	3.12. Валооборотные устройства.	131
1.3. Основные законы перехода тепловой энергии в работу	15	<i>Контрольные вопросы</i>	<i>133</i>
1.4. Термодинамические свойства воды и водяного пара	19	<i>Глава четвертая. Системы смазки, регулирования и защиты паровой турбины</i>	<i>135</i>
1.5. Тепловые циклы паротурбинных установок	24	4.1. Системы смазки подшипников	135
<i>Контрольные вопросы</i>	<i>31</i>	4.2. Система регулирования и управления	147
<i>Глава вторая. Тепловой процесс в паровой турбине и ее принципиальное устройство</i>	<i>32</i>	4.3. Автоматическая система защиты турбины	166
2.1. Истечение пара из сопел	32	<i>Контрольные вопросы</i>	<i>178</i>
2.2. Турбинные решетки	33	<i>Глава пятая. Конденсационные установки.</i>	<i>180</i>
2.3. Преобразование энергии в турбинной ступени	35	5.1. Назначение и принцип действия конденсатора и конденсационной установки	180
2.4. Реактивность ступени.	37	5.2. Устройство поверхностного конденсатора	182
2.5. Треугольники скоростей.	38	5.3. Рабочий процесс в конденсаторе	184
2.6. Относительный лопаточный КПД турбинной ступени	42	5.4. Конструкция трубного пучка	185
2.7. Относительный внутренний КПД ступени.	43	5.5. Установка и детали конденсатора	189
2.8. Двухвенечные ступени	46	5.6. Элементы конденсационной установки.	193
2.9. Ступени с частичным подводом пара	48	<i>Контрольные задачи</i>	<i>206</i>
2.10. Ступени большой веерности	49	<i>Глава шестая. Сетевые подогревательные установки</i>	<i>208</i>
2.11. Необходимость и преимущества многоступенчатой конструкции турбины	50	6.1. Нагрев сетевой воды на ТЭЦ	208
2.12. Парораспределение паровой турбины	51	6.2. Назначение и роль сетевых подогревателей	210
2.13. Превращения тепловой энергии в работу в паровой турбине.	54	6.3. Конструкции сетевых подогревателей.	211
2.14. Концевые уплотнения турбины	56	6.4. Система циркуляции сетевой воды на ТЭЦ.	218
2.15. Многоцилиндровые турбины.	57	<i>Контрольные вопросы</i>	<i>224</i>
2.16. Уравновешивание осевых усилий в турбине	58	<i>Глава седьмая. Конденсатно-питательные тракты ТЭЦ.</i>	<i>225</i>
<i>Контрольные вопросы</i>	<i>59</i>	7.1. Назначение и принципы построения системы регенеративного подогрева питательной воды	225
<i>Глава третья. Конструкция деталей и узлов теплофикационных паровых турбин</i>	<i>60</i>	7.2. Принципиальные схемы конденсатно-питательных трактов ТЭЦ	226
3.1. Общее описание турбины	60	7.3. Конструкции подогревателей низкого давления	229
3.2. Материалы.	61	7.4. Деаэрационная установка	231
3.3. Облопачивание проточной части.	65	7.5. Питательные установки ТЭЦ	233
3.4. Валопровод турбины	71	7.6. Конструкция подогревателей высокого давления	237
3.5. Статор паровой турбины	78	7.7. Бездеаэрационные тепловые схемы	239
		<i>Контрольные вопросы</i>	<i>240</i>

Часть вторая КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН 241

Глава восьмая. Турбины с противодавлением 241

- 8.1. Типы паровых турбин. 241
- 8.2. Турбины Уральского турбомоторного завода. 243
- 8.3. Турбины Ленинградского металлического завода. 248

Глава девятая. Турбины с одним регулируемым отбором пара 254

- 9.1. Турбины Турбомоторного завода 254
- 9.2. Турбины Ленинградского металлического завода 277

Глава десятая. Турбины с двумя регулируемыми отборами пара 283

- 10.1. Особенности турбин с двумя отборами. 283
- 10.2. Турбины Турбомоторного завода 284
- 10.3. Турбины Ленинградского металлического завода 289
- 10.4. Турбины с промежуточным отбором пара и противодавлением 299

Часть третья ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК 303

Глава одиннадцатая. Режимы работы теплофикационных турбин 303

- 11.1. Обеспечение надежности и экономичности — основные принципы эксплуатации 303
 - 11.2. Классификация режимов работы теплофикационных турбин 305
 - 11.3. Работа турбины при переменном пропуске пара 309
 - 11.4. Диаграммы режимов турбоагрегатов 319
 - 11.5. Работа турбины при отклонении параметров свежего пара и пара промежуточного перегрева от номинальных 324
 - 11.6. Работа турбины при переменном давлении в конденсаторе 327
 - 11.7. Работа турбины при переменной тепловой нагрузке теплофикационных отборов 332
 - 11.8. Явления, возникающие в турбине при нестационарных режимах 345
- Контрольные вопросы* 349

Глава двенадцатая. Обслуживание теплофикационных паровых турбин и турбоустановок при нормальной работе 351

- 12.1. Задачи обслуживания 351
- 12.2. Обслуживание систем защиты и регулирования 351
- 12.3. Обслуживание системы маслоснабжения и смазки 357

- 12.4. Наблюдение за работающей турбиной. 358
 - 12.5. Отложения в турбинах и борьба с ними 361
 - 12.6. неполадки в работе конденсационной установки 364
 - 12.7. Обслуживание сетевых подогревателей 369
- Контрольные вопросы* 372

Глава тринадцатая. Пуск теплофикационных турбин из холодного состояния 374

- 13.1. Классификация пусков и основной принцип их проведения 374
 - 13.2. неполадки и дефекты, препятствующие пуску. 374
 - 13.3. Пуск неблочных ПТУ из холодного состояния 376
 - 13.4. Пуск блочных паротурбинных установок ТЭЦ. 382
 - 13.5. Включение сетевой подогревательной установки 395
 - 13.6. Особенности пуска турбоустановок с противодавлением 398
- Контрольные вопросы* 399

Глава четырнадцатая. Остановка турбины и ее пуск из горячего и неостывшего состояний 400

- 14.1. Явления, возникающие в турбине при снижении нагрузки и остановке. 400
 - 14.2. Остановка турбины в горячий резерв 402
 - 14.3. Выбег ротора 403
 - 14.4. Остановка турбины с охлаждением 404
 - 14.5. Аварийная остановка турбоагрегата 405
 - 14.6. Остывание турбины и элементов энергоблока при остановке в горячий резерв 407
 - 14.7. Уход за остановленной турбиной 408
 - 14.8. Пуск неблочной ПТУ из горячего и неостывшего состояний 409
 - 14.9. Пуск энергоблоков из горячего и неостывшего состояний 410
- Контрольные вопросы* 412

Глава пятнадцатая. Маневренность теплофикационных паровых турбин и паротурбинных установок 413

- 15.1. Графики электрической и тепловой нагрузок и способы их покрытия 413
 - 15.2. Понятие о маневренности ТЭЦ, теплофикационных энергоблоков, турбоустановок и турбин 417
 - 15.3. Факторы, определяющие маневренность турбоагрегата 419
 - 15.4. Повышение маневренности турбоустановок и их перевод в режим частых разгрузений-нагрузений. 424
 - 15.5. Моторный режим 425
- Контрольные вопросы* 426

Часть четвертая
РАЗРУШЕНИЯ И ПОВРЕЖДЕНИЯ УЗЛОВ
И ДЕТАЛЕЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН . 427

Глава шестнадцатая. Аварии и износ рабочих лопаток 427

- 16.1. Ущерб от аварий паровых турбин 427
 16.2. Причины аварий рабочих лопаток 427
 16.3. Усталость рабочих лопаток 428
 16.4. Коррозионная усталость рабочих лопаток 445
 16.5. Капельная эрозия рабочих лопаток 455
 16.6. Абразивный износ лопаточного аппарата 463
 16.7. Отрыв рабочих лопаток 467
 16.8. Излом рабочих лопаток 469
 16.9. Разрушение хвостовиков рабочих лопаток 471
Контрольные вопросы 477

Глава семнадцатая. Разрушения и повреждения роторов и их предупреждение 478

- 17.1. Классификация повреждений и разрушений роторов 478
 17.2. Хрупкие внезапные разрушения цельнокованых роторов 478
 17.3. Исчерпание ресурса длительной прочности . . . 480
 17.4. Термическая усталость роторов 483
 17.5. Повреждения и разрушения насадных дисков и валов 486
Контрольные вопросы 492

Глава восемнадцатая. Повреждения и разрушения элементов статора турбины 493

- 18.1. Повреждения корпусов 493
 18.2. Прогибы диафрагм 497
 18.3. Аварии и неполадки подшипников 497
 18.4. Аварии и неполадки систем парораспределения, автоматического регулирования и защиты 499
Контрольные вопросы 502

Глава девятнадцатая. Вибрационная надежность турбоагрегата 503

- 19.1. Вибрация турбоагрегата и ее последствия 503
 19.2. Вибрация оборотной частоты 504
 19.3. Низкочастотная вибрация 512
 19.4. Высокочастотная вибрация турбоагрегатов . . . 522
 19.5. Нормы допустимой вибрации турбоагрегатов 523
 19.6. Стеснение тепловых расширений турбины на фундаменте и его предупреждение 524
Контрольные вопросы 528

Приложение 1. Основные условные графические обозначения 530

Приложение 2. Единицы физических величин 531

Список рекомендуемой литературы 532

Предметный указатель 534

ПРЕДИСЛОВИЕ

В 1981 г. в издательстве «Энергоиздат» вышла книга «Стационарные паровые турбины» (авторы А.Д. Трухний и С.М. Лосев), а в 1990 г. — ее второе издание (автор А.Д. Трухний). Книга оказалась достаточно удачной, и до настоящего времени она широко используется студентами при изучении ряда теоретических курсов, конструкций турбин, основ эксплуатации турбин и турбинных установок, выполнении курсовых и дипломных проектов. Не меньшей популярностью книга пользуется и у работников тепловых электростанций, наладочных, монтажных и ремонтных организаций. Успех книги у широкого круга читателей, по-видимому, связан прежде всего с методикой изложения материала, заложенной еще С.М. Лосевым в десяти изданиях книги «Паровые турбины». Определенную роль сыграл и педагогический опыт, полученный авторами при чтении многочисленных курсов по паровым турбинам, их производству, монтажу, наладке и эксплуатации, динамике и прочности турбомашин, эксплуатации конденсаторов и другого вспомогательного оборудования, опыт руководства курсовыми и дипломными проектами студентов, повышения квалификации работников электростанций.

Содержание отмеченных книг относится в основном к конденсационным паровым турбинам и турбоустановкам. В то же время сейчас в России выработка электроэнергии на ТЭЦ достигла масштабов выработки на конденсационных электростанциях, а учебной и производственной литературы по теплофикационным турбинам и турбоустановкам явно недостаточно.

При написании данного учебного пособия авторы стремились вести изложение материала от простого к сложному, не требуя от читателя вначале каких-либо специальных знаний. Поэтому она будет полезной как студенту и рабочему-ремонтнику турбины, изучающему материал последовательно, начиная с гл. 1, так и главному инженеру ТЭЦ, который стремится найти ответы на такие, например, вопросы, как причины коррозионного растрескивания дисков, низкочастотной вибрации или стеснения теплового расширения турбин.

Учебное пособие состоит из четырех частей.

В первой части излагаются термодинамические основы работы тепловой электростанции, преобразо-

вание энергии в паровой турбине, рассматриваются конструкции и материалы практически всех деталей теплофикационных турбин, системы смазки, защиты и регулирования, конденсационные и сетевые подогревательные установки, конденсационно-питательный тракт. Особое внимание авторы уделили описанию конструкции деталей паровой турбины, без детального знания которых невозможны ни грамотная эксплуатация, ни, тем более, наладка и создание новых паровых турбин.

Вторая часть посвящена описанию практически всех типов теплофикационных турбин Уральского турбомоторного и Ленинградского металлического заводов России, их тепловых схем, конденсаторов и систем смазки, регулирования, управления и защиты.

В третьей части изложены основы эксплуатации теплофикационных турбин, сетевых подогревательных установок и конденсационных установок (нормальная работа под нагрузкой, пуски и остановки).

Четвертая часть посвящена причинам аварий и повреждений деталей и узлов паровых турбин и мерам их предупреждения. Особое внимание уделено авариям рабочих лопаток — наиболее дорогостоящему элементу паровой турбины.

Использование материала иллюстрируется многочисленными примерами, внимательное изучение которых для читателя не менее полезно, чем изучение основного материала. Каждая глава заканчивается контрольными вопросами и задачами (их в книге около 400), позволяющими читателю проверить качество усвоения материала, помочь преподавателям курсов повышения квалификации персонала. Вопросы охватывают основные положения изложенного в главе материала и могут служить тестами для более подготовленных читателей для проверки необходимости изучения той или иной главы. Если при чтении вопросов выясняется, что читатель не может ответить на какой-либо вопрос, то рекомендуется найти ответ на него в тексте, а затем приступить к следующей главе.

В книге в основном использована международная система единиц СИ. Поскольку большинство приборов на электростанциях пока еще градуированы не в единицах СИ, и кроме того как студентам, так и работникам ТЭЦ необходимо свободно владеть пересчетом технических величин из одной сис-

темы в другую, то в тексте часто приводятся значения величин и в нестандартных единицах, а в приложении 2 даются соотношения между единицами разных систем.

В конце книги приведен список литературы, которой следует пользоваться при желании углубить свои знания в тех или иных вопросах. В большинстве случаев приводимые литературные источники разделены на основные, в которых рассматриваемые вопросы изложены сравнительно просто, и дополнительные, рассчитанные на уже подготовленного читателя. К сожалению, специфика учебной литературы не позволила авторам привести все ссылки на использованные источники. Это, в частности, относится к докторским диссертациям профессоров Г.Д. Баринберга, Е.И. Эфроса и Е.В. Урьева, многочисленным журнальным публикациям В.Ф. Гуторова, Л.Л. Симою, В.П. Лагуна, а также

многих других. Авторы благодарны главным конструкторам ТМЗ и ЛМЗ В.В. Кортенко и А.С. Лисянскому за предоставленные каталоги выпускаемых теплофикационных паровых турбин.

Авторы выражают благодарность коллективу кафедры паровых и газовых турбин МЭИ, без творческого общения с которым создание настоящей книги было бы невозможно, а также рецензентам рукописи профессорам М.И. Осипову и Е.В. Урьеву, зам. гл. инженера АО «Фирма ОРГРЭС» В.А. Ломоносову.

Авторы не могут не отметить роль РАО «ЕЭС России» и лично его председателя А.Б. Чубайса, без активной заинтересованности и финансовой поддержки которых издание книги было бы невозможно.

Замечания и пожелания по содержанию и оформлению книги авторы просят направлять в Издательство МЭИ по адресу: 111250, Москва, Красноказарменная ул., 14.

Авторы

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

A	— амплитуда колебаний, м, мм, мкм;	h_0	— энтальпия пара перед турбиной, кДж/кг;
a_*	— скорость звука, м/с;		энтальпия пара перед ступенью, кДж/кг;
a_1, a_2	— ширина каналов на выходе соответственно для сопловой и рабочей решеток, м, мм;	h_1, h_2	— энтальпия пара перед и за рабочей решеткой ступени, кДж/кг;
B	— количество топлива, кг, т; барометрическое давление, Па, мм рт. ст.;	$h_{п.в}$	— энтальпия питательной воды, кДж/кг;
B_1, B_2	— ширина соответственно сопловой и рабочей решеток, м;	h_k	— энтальпия пара на выходе из турбины, кДж/кг;
b	— хорда профиля, м;	h'_k	— энтальпия конденсата, кДж/кг;
C	— циркуляционная сила, Н;	l	— удельная работа, кДж/кг; длина, м;
c	— скорость, м/с;	l_1, l_2	— высоты сопловой и рабочей лопаток, мм, м;
c_0, c_1, c_2	— скорость соответственно перед сопловой, за сопловой и за рабочей решетками, м/с;	m	— масса, кг; число венцов в ступени; кратность охлаждения;
c_ϕ	— фиктивная скорость, м/с;	n	— частота вращения, 1/с;
D_y	— диаметр уплотнения, м;	P	— мощность, кВт; сила, Н;
d	— средний диаметр ступени, м;	$P_э, P_i,$	— соответственно электрическая, внутренняя, располагаемая мощности и мощность на муфте, кВт, МВт;
$d_э$	— удельный расход пара, кг/(кВт · ч);	$P_о, P_е$	— соответственно электрическая, внутренняя, располагаемая мощности и мощность на муфте, кВт, МВт;
$d_в$	— диаметр вала, м;	p	— давление, Па; круговая частота собственных колебаний, рад/с; удельное давление в подшипнике, Па;
E	— модуль упругости, Па;	$p_0 \cdot P_{п.п} \cdot P_k$	— давление перед турбиной, в промежуточном пароперегревателе и за турбиной, Па;
E_0	— располагаемая энергия ступени, кДж/кг;	$p_0 \cdot P_1 \cdot P_2$	— давление перед сопловой решеткой, перед и за рабочей решеткой, Па;
e	— степень парциальности; эксцентриситет центра тяжести сечения вала, мм; смещение шейки вала во вкладыше подшипника, мм;	q	— удельная теплота, кДж/кг; контактное давление во фланце, Па; показатель степени параболы;
F	— площадь, м ² ; сила, Н, кгс;	$q_э$	— удельный расход теплоты, кДж/(кВт · ч);
f	— частота сети, частота колебаний, Гц;	R	— универсальная газовая постоянная, Дж/(кг · К); сила, Н;
f_d	— динамическая частота собственных колебаний рабочих лопаток, Гц;	R_y	— осевое усилие, Н;
$f_{в.с}$	— частота возмущающих сил, Гц;	R_u, R_a	— окружная и осевая составляющие силы, действующей на рабочие лопатки, Н;
G	— расход пара, кг/с;	r	— теплота парообразования и конденсации, Дж/г; радиус, м;
g	— ускорение свободного падения, м/с ² ;	T	— абсолютная температура, К;
G_y	— протечка пара, кг/с;	t	— температура по стоградусной шкале, °С; шаг решетки, мм, м;
$G_{х.х}$	— расход пара на холостом ходу, кг/с;	$t_0, t_{п.п}, t_k$	— температура перед турбиной, после промежуточного перегрева и на выходе из турбины, °С;
G_k	— расход пара в конденсатор, кг/с;	t_n	— температура насыщения, кипения, конденсации, °С;
H	— вакуум, мм рт. ст., Па; напор насоса, м;		
H_0, H_i	— располагаемый и использованный теплотерепад ступени, кДж/кг;		
$H_0^{турб}, H_i^{турб}$	— располагаемый и использованный теплотерепад турбины, кДж/кг;		
h	— энтальпия, кДж/кг;		

$t_{с.в}$	— температура сетевой воды, °С;	ζ	— коэффициент потерь в решетке;
$t_{пр.в}$	— температура прямой сетевой воды, °С;	η	— КПД; логарифмический декремент колебаний;
$t_{об.в}$	— температура обратной сетевой воды, °С;	η_t	— термический КПД цикла;
$t_{в}$	— температура охлаждающей воды, °С;	$\eta_{э}, \eta_{о.э}$	— абсолютный и относительный электрический КПД;
u	— окружная скорость, м/с; внутренняя энергия, Дж/кг;	η_{oi}	— относительный внутренний КПД;
V	— вакуум, %;	η_m	— механический КПД;
v	— удельный объем, м ³ /кг; скорость, м/с;	$\eta_{э.г}$	— КПД электрического генератора;
v_k	— удельный объем пара за турбиной, м ³ /кг;	λ	— теплопроводность Вт/(м · К);
W	— расход охлаждающей воды, кг/с, м ³ /ч;	μ	— коэффициент расхода; коэффициент Пуассона; вязкость, Па · с;
$W_{с.в}$	— расход сетевой воды, м ³ /ч;	ξ	— относительные потери энергии в ступени;
w_1, w_2	— относительная скорость пара на входе в рабочую решетку и на выходе из нее, м/с;	ρ	— плотность материала, кг/м ³ ; степень реактивности;
x	— координата; степень сухости; коэффициент холостого хода;	σ	— напряжение, Па, Н/м ² ;
$x_{\phi} = u/c_{\phi}$	— отношение скоростей;	$\sigma_{в}, \sigma_{s}, \sigma_{уст}, \sigma_{п}, \sigma_{д.п}$	— соответственно пределы прочности, текучести, усталости, ползучести и длительной прочности, Па;
y	— степень влажности; смещение при колебаниях, м, мм;	τ	— время, с, мин, ч;
z	— число гребней в уплотнении;	χ	— удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт · ч/Гкал;
z_1, z_2	— число лопаток в сопловой и рабочей решетках ступени;	φ	— коэффициент скорости для сопловой решетки;
α	— коэффициент неравномерности графика нагрузки;	ψ	— коэффициент скорости для рабочей решетки; относительный зазор в подшипнике;
α_1, α_2	— абсолютные углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток, град;	Ω	— кольцевая площадь турбинной решетки, м ² ; угловая скорость прецессии, рад/с.
α_y	— угол установки профилей в сопловой решетке, град;	АЭС	— атомная электростанция;
α_T	— коэффициент линейного расширения, 1/К, 1/°С;	БОУ	— блочная обессоливающая установка;
β	— плотность графика нагрузки;	БРОУ	— быстродействующая редуционно-охлаждающая установка;
β_1, β_2	— относительные углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток, град;	ВПУ	— валоповоротное устройство;
β_y	— угол установки профилей в рабочей решетке, град;	ВТИ	— Всероссийский теплотехнический институт;
Δ	— толщина гребня в уплотнении, мм; зазор в подшипнике, мм;	ВТО	— верхний теплофикационный отбор;
ΔH	— потери энергии, кДж/кг;	ГПЗ	— главная паровая задвижка;
ΔP	— потери мощности, кВт;	ГЭС	— гидроэлектростанция;
$\Delta t_{в}$	— нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С;	КПД	— коэффициент полезного действия;
δ	— зазор в уплотнении, мм; степень неравномерности системы регулирования, %; относительное удлинение при разрыве;	КТЗ	— Калужский турбинный завод (Открытое акционерное общество «Калужский турбинный завод», г. Калуга);
δt	— температурный напор, °С;	ЛМЗ	— Ленинградский металлический завод (АООТ «Ленинградский металлический завод», г. Санкт-Петербург);
ε	— отношение давлений в сопле решетки; степень нечувствительности системы регулирования, %;	МЭИ	— Московский энергетический институт (технический университет);
ε_*	— критическое отношение давлений;		

НТО	— нижний теплофикационный отбор;	СКД	— сверхкритическое давление;
ОРГРЭС	— Открытое акционерное общество «Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей ОРГРЭС»;	СН	— сетевой насос;
ПВД	— подогреватель высокого давления;	ТМЗ	— Турбомоторный завод (АО «Турбомоторный завод», г. Екатеринбург);
ПВК	— пиковый водогрейный котел;	ТЭС	— тепловая электростанция;
ПНД	— подогреватель низкого давления;	ТЭЦ	— теплоэлектроцентраль;
ПСВ	— подогреватель сетевой вертикальный;	ЦВД	— цилиндр высокого давления;
ПСГ	— подогреватель сетевой горизонтальный;	ЦКТИ	— АООТ «ЦКТИ» («Центральный котло-турбинный институт им. И.И. Ползунова»), г. Санкт-Петербург;
ПТН	— питательный турбонасос;	ЦНД	— цилиндр низкого давления;
ПТУ	— паротурбинная установка;	ЦСД	— цилиндр среднего давления;
ПТЭ	— Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей;	ЧВД	— часть высокого давления;
ПЭН	— питательный электронасос;	ЧНД	— часть низкого давления;
РОУ	— редуционно-охладительная установка;	ЧСД	— часть среднего давления.

Часть первая

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, ПАРОТУРБИННОЙ И СЕТЕВОЙ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВОК

Глава первая

ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

1.1. ТИПЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Производство электроэнергии в России осуществляется в основном тепловыми электрическими станциями — крупными промышленными предприятиями, на которых неупорядоченная форма энергии — тепло — преобразуется в упорядоченную форму — электрический ток. Неотъемлемым элементом мощной современной электростанции является паротурбинный (или газотурбинный) агрегат — совокупность паровой (или газовой) турбины и приводимого ею электрического генератора — электрической машины, преобразующей механическую энергию вращения ротора в электрическую энергию. В свою очередь турбина — это машина, в которой тепловая энергия рабочего тела (пара или газа) преобразуется в механическую энергию.

Тепловые электрические станции отличаются друг от друга тем, каким образом на них получают пар, обладающий запасом потенциальной энергии и могущий совершать работу в турбине. В настоящее время на большинстве электростанций пар для их работы получают в котельных установках за счет химической энергии сжигаемого топлива (угля, нефти, газа и т.д.). Именно за этими станциями сохраняется традиционное название — тепловые электрические станции (ТЭС). Те из них, основным назначением которых является производство электрической энергии, называются конденсационными (КЭС).

Наиболее крупные электростанции называются ГРЭС — государственными районными электростанциями. Как правило, ГРЭС имеют мощность более 1 млн кВт и оборудованы энергетическими блоками мощностью 160—1200 МВт.

Те ТЭС, которые, кроме электроэнергии, в большом количестве отпускают тепло для нужд промышленного производства, отопления зданий и т.д., назы-

ваются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). Вырабатывать тепло на ТЭЦ исключительно выгодно. Вот почему почти половина электроэнергии в России вырабатывается на ТЭЦ.

Тепловые электростанции, на которых для получения пара используется энергия расщепления ядерного топлива, называются атомными (АЭС). Атомные электростанции имеют целый ряд преимуществ перед тепловыми электростанциями на органическом топливе.

Электростанции, расположенные в одном районе, объединяют для работы на общую электрическую сеть — районную энергосистему. В свою очередь районные энергосистемы объединяют в объединенные энергосистемы. В настоящее время в России имеется 7 объединенных энергосистем.

Электрическая энергия передается на сотни километров по линиям электропередачи со сравнительно небольшими потерями. Тепло не может быть передано без существенных потерь на расстоянии более 10 км. Поэтому ТЭЦ строят в крупных городах, где потребление тепла особенно велико.

1.2. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ТЕПЛА НА ТЭЦ

Теплоэлектроцентраль — это предприятие, продукцией которого является электроэнергия, а также тепло, отпускаемое в виде пара или горячей воды, а «сырьем» служит органическое топливо (уголь, нефть, мазут, торф, сланцы и др.). Оборудование электростанции как раз и служит для экономного преобразования химической энергии топлива в электрическую.

Рассмотрим технологический процесс производства электроэнергии и тепла на ТЭЦ, работающей на природном газе и мазуте (рис. 1.1). Газ является относительно экологически чистым топливом и по-

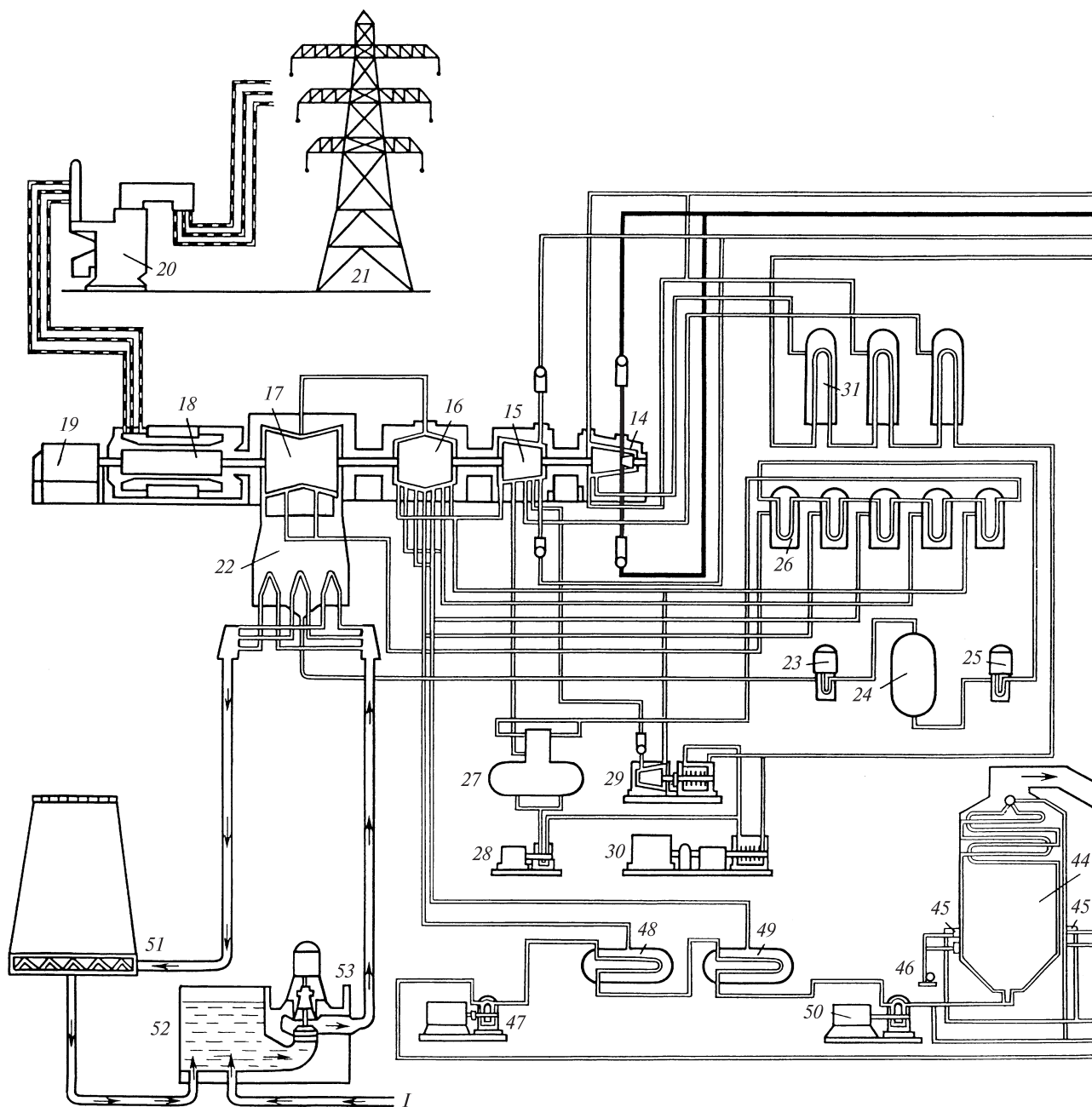
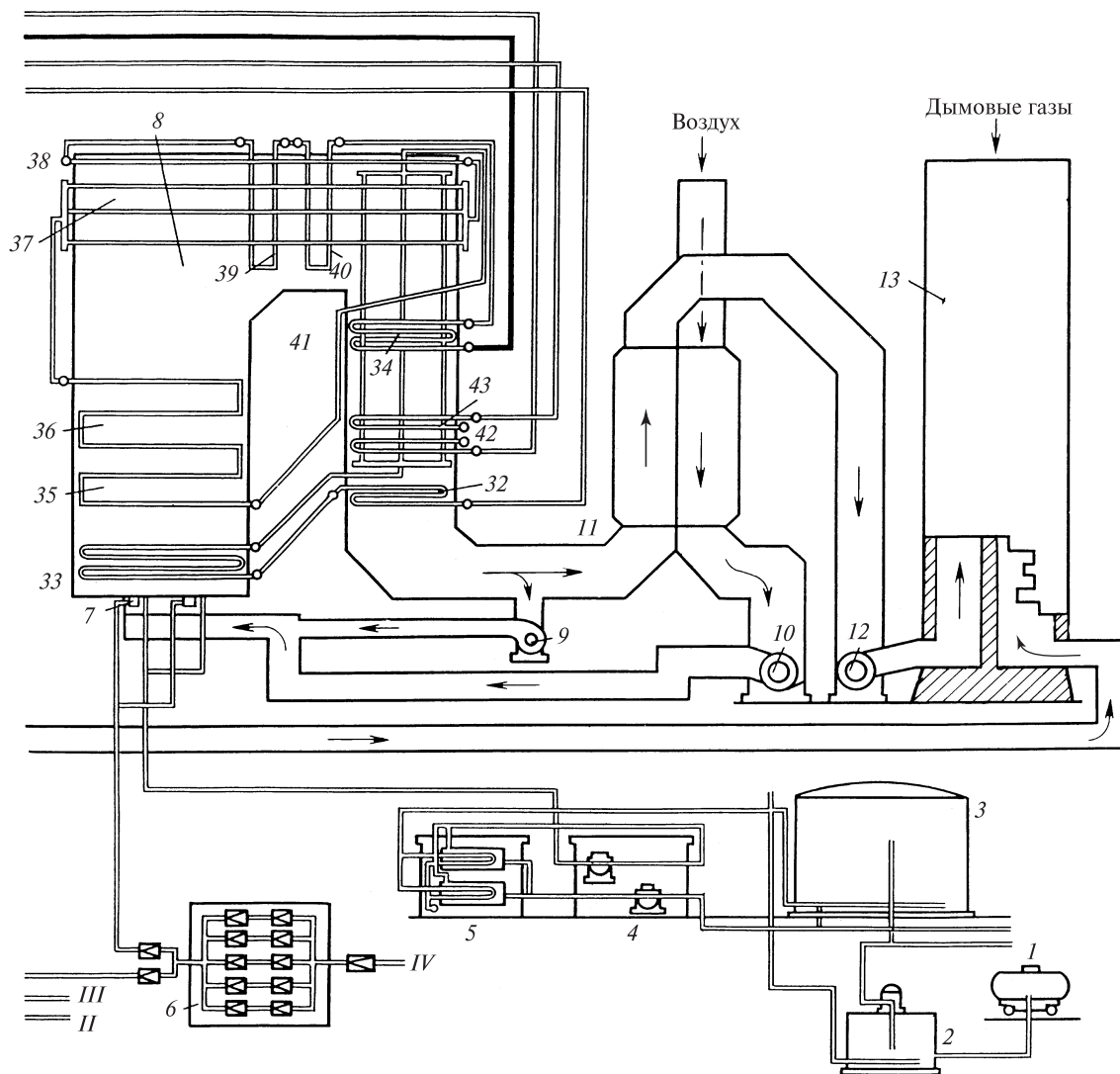


Рис. 1.1. Технологическая

I — железнодорожный состав с мазутом; 2 — приемная емкость мазута; 3 — мазутный резервуар; 4 — мазутонасосная; 5 — пододымовых газов; 10 — дутьевой вентилятор; 11 — регенеративный воздухоподогреватель; 12 — дымосос; 13 — дымовая труба; 17 — цилиндр низкого давления (ЦНД); 18 — электрогенератор; 19 — возбудитель электрогенератора; 20 — трансформатор; конденсата через блочную обессоливающую установку (БОУ); 24 — БОУ; 25 — конденсатные насосы второго подъема (для подачи тельный) насос; 29 — питательный турбонасос (ПТН); 30 — питательный электронасос (ПЭН); 31 — регенеративный подогреватель 35 и 36 — соответственно средняя и верхняя радиационные части; 37 — экраны поворотной камеры; 38 — дутьевые вентиляторы; соответственно высокого давления, низкого давления № 1 и 2; 44 — водогрейный котел; 45 — горелки; 46 — дутьевые вентиляторы; 51 — градирня; 52 — аванкамера; 53 — циркуляционный насос; *I* — восполнение циркуляционной охлаждающей воды; *IV* — газ от магистрального газопровода

**схема ТЭЦ:**

греватели мазута; 6 — газораспределительный пункт; 7 — газомазутные горелки; 8 — котел энергоблока; 9 — дымосос рециркуляции; 14 — цилиндр высокого давления (ЦВД); 15 и 16 — цилиндры среднего давления соответственно № 1 и 2 (ЦСД-1 и ЦСД-2); 21 — линия передачи электроэнергии; 22 — конденсатор турбины; 23 — конденсатные насосы первого подъема (для прокачки конденсата в деаэратор); 26 — регенеративный подогреватель низкого давления (ПНД); 27 — деаэратор; 28 — бустерный (вспомога-высокого давления (ПВД); 32 — водяной экономайзер; 33 — нижняя радиационная часть; 34 — экраны подвесных труб; греватель; 39 и 40 — ширмовые пароперегреватели соответственно № 1 и 2; 41, 42 и 43 — конвективные пароперегреватели 47 и 50 — сетевые насосы соответственно первого и второго подъема; 48 и 49 — сетевые подогреватели соответственно № 1 и 2; II — от теплового потребителя (обратная сетевая вода); III — к теплому потребителю (прямая сетевая вода);

тому в большинстве случаев используется на ТЭЦ, располагаемых в крупных городах.

Основными элементами рассматриваемой электростанции являются:

1) котельная установка, производящая пар высоких параметров;

2) турбинная, точнее паротурбинная установка (ПТУ), преобразующая теплоту пара в механическую энергию вращения ротора турбоагрегата;

3) электрические устройства (генератор, трансформаторы и т.д.), обеспечивающие выработку электроэнергии;

4) сетевая водоподогревательная установка, обеспечивающая нагрев так называемой сетевой воды, которая направляется тепловому потребителю (например, для отопления зданий).

Основным элементом котельной установки является котел. Газ из магистральной сети газоснабжения через газораспределительный пункт подается к газомазутным горелкам. Сюда же непрерывно специальным дутьевым вентилятором подается горячий воздух, нагреваемый в регенеративном воздухоподогревателе. Горячий воздух смешивается с газом и смесь подается в топку — камеру, в которой происходит горение топлива. Вместо газа или одновременно с ним в горелках можно сжигать мазут, привозимый на ТЭЦ в цистернах и хранимый в специальных мазутных баках. При горении топлива образуется факел, представляющий собой мощный источник лучистой энергии. Таким образом, *при горении топлива его химическая энергия превращается в тепловую и лучистую энергию факела.*

Стены топки облицованы экранами — трубами, в которые подается питательная вода из экономайзера. На схеме изображен так называемый прямоточный котел, в экранах (по месту их расположения в топке их называют нижней, средней и верхней радиационной частью) которого питательная вода, проходя только 1 раз, нагревается и испаряется, превращаясь в сухой насыщенный пар. Широкое распространение получили барабанные котлы, в экранах которых осуществляется многократная циркуляция питательной воды, а отделение пара от котловой воды происходит в барабане.

Сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель высокого давления (основной пароперегреватель), в котором повышается его температура и, следовательно, потенциальная энергия.

Газообразные продукты сгорания топлива, отдав свое основное тепло питательной воде, поступают

на трубы экономайзера и в воздухоподогреватель, в которых они охлаждаются до температуры 140—160 °С и направляются с помощью дымососа к дымовой трубе. Дымосос и дымовая труба создают разрежение в топке и газоходах котла; кроме того, дымовая труба рассеивает вредные продукты сгорания в верхних слоях атмосферы, не допуская их высокой концентрации в нижних слоях.

Полученный на выходе из котельной установки пар высоких параметров поступает по паропроводу к паровой турбине. Расширившись в ней, пар вращает ее ротор, соединенный с ротором электрического генератора, в обмотках которого образуется электрический ток. Трансформаторы повышают его напряжение для уменьшения потерь в линиях электропередачи, передают часть выработанной электроэнергии на питание собственных нужд ТЭС, а остальную — в энергетическую систему.

Паровая турбина состоит как бы из отдельных турбин, называемых цилиндрами, валы которых жестко связаны. Из основного пароперегревателя пар поступает в цилиндр высокого давления (ЦВД), а из него возвращается в промежуточный пароперегреватель котла. Здесь его температура вновь повышается до номинальной, и он направляется в цилиндры среднего, а затем низкого давления.

И котел, и турбина могут работать только при очень высоком качестве питательной воды и пара, допускающем ничтожные примеси других веществ. Кроме того, расходы пара огромны (например, в теплофикационном энергоблоке 250 МВт за 1 с испаряется, проходит через турбину и конденсируется более 1/4 т воды). Поэтому нормальная работа энергоблока возможна только при создании замкнутого цикла циркуляции рабочего тела высокой чистоты. Пар, покидающий турбину, поступает в конденсатор — теплообменник, по трубкам которого непрерывно протекает холодная вода, подаваемая циркуляционным насосом из специального охлаждающего устройства (градирни). Пар, поступающий из турбины в межтрубное пространство конденсатора, конденсируется и стекает вниз; образующийся конденсат конденсатным насосом первого подъема подается в блочную обессоливающую установку, а из нее конденсатными насосами второго подъема — в систему регенеративного подогрева питательной воды. Эта система включает подогреватели низкого давления, деаэратор и подогреватели высокого давления. В подогревателе температура конденсата повышается за счет тепла пара, отбираемого из турбины. Это позволяет

уменьшить расход топлива в котле и повысить экономичность электростанции. В деаэраторе происходит деаэрация — удаление из конденсата растворенных в нем газов, нарушающих работу котла. Одновременно бак деаэратора представляет собой емкость питательной воды для котла.

Из деаэратора питательная вода питательным насосом, приводимым в действие электродвигателем (питательный электронасос — ПЭН) или специальной паровой турбиной (питательный турбонасос — ПТН), подается в экономайзер котла. Таким образом замыкается *технологический пароводяной цикл преобразования химической энергии топлива в механическую энергию вращения ротора турбоагрегата*.

Снабжение потребителей тепла осуществляется с помощью отборов пара из турбины подобно тому, как это делается для регенеративного подогрева питательной воды. Промышленный потребитель обычно использует пар непосредственно из отборов турбин. Для целей теплофикации пар из так называемых отопительных отборов турбины, расположенных на выходе из ЦСД-2, направляется в подогреватели сетевой воды (ПСВ), в трубах которых циркулирует сетевая (отопительная) вода, перекачиваемая сетевыми насосами. Подогреватели сетевой воды устанавливают на электростанции (обычно под турбиной). В очень холодное время, когда требуется повышенная температура сетевой воды, ее после ПСВ направляют в пиковый водогрейный котел (ПВК), а из него — в отопительную систему.

Рассмотренная установка для производства электроэнергии называется энергетическим блоком (энергоблоком): один котел вырабатывает пар только для одной турбины. Часто компоновку энергетических установок на ТЭЦ, исходя из требований надежности снабжения потребителей тепловой энергией, выполняют по-другому. Все котлы ТЭЦ работают на один или несколько общих паропроводов (коллекторов пара), а из них питаются все турбины электростанции. Такая компоновка называется неблочной.

1.3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ПЕРЕХОДА ТЕПЛОЙ ЭНЕРГИИ В РАБОТУ

При рассмотрении работы электростанции мы видели, что над рабочим телом (паром) осуществляется тепловой цикл: в котле вода превращается в пар и приобретает запас тепловой энергии, которая в паровой турбине частично превращается в ра-

боту; в конденсаторе часть тепла передается охлаждающей воде; затем этот цикл повторяется. Естественно, что установка будет тем экономичнее, чем большая часть тепла превратится в турбине в работу. Законы превращения тепла в работу, которое является основной задачей любого теплового двигателя, в том числе ПТУ, изучаются дисциплиной, называемой технической термодинамикой.

Тепловая энергия в паровой турбине превращается в работу благодаря тому, что потенциальная энергия пара перед турбиной больше, чем за ней. Состояние пара и воды определяется рядом характеристик, называемых параметрами состояния. Важнейшими из них являются давление, температура, удельный объем и некоторые другие.

Давление — это результат ударов молекул газа или жидкости, заключенных в сосуде, на единицу площади ограничивающих его стенок. Давление измеряют в паскалях (Па). Паскаль — это сила в 1 Н, равномерно распределенная на площади в 1 м^2 . Паскаль — очень малая величина (например, атмосферное давление в 100 тыс. раз больше). Поэтому для измерения давления часто используют кратные величины: килопаскалы ($1 \text{ кПа} = 1000 \text{ Па}$) и мегапаскалы ($1 \text{ МПа} = 1000 \text{ кПа} = 10^6 \text{ Па}$).

На электростанциях для измерения давления часто используют атмосферы (ат). Одна атмосфера — это сила в 1 кгс ($1 \text{ кгс} \approx 9,81 \text{ Н}$), равномерно распределенная на площади в 1 см^2 . Следует запомнить, что $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 \approx 98 \text{ 100 Па} = 98,1 \text{ кПа}$ и $1 \text{ МПа} \approx 10 \text{ ат}$.

Давление, превышающее атмосферное, чаще всего измеряют прибором, называемым манометром. Обычно он указывает давление $p_{\text{и}}$, избыточное над атмосферным. Поэтому для определения давления, или, как подчеркивают, абсолютного давления p , к показаниям манометра $p_{\text{и}}$ следует прибавить атмосферное давление B , измеряемое отдельным прибором, который называется барометром:

$$p = p_{\text{и}} + B.$$

Температура измеряется в кельвинах (К). Температура воды, соответствующая тройной точке (в этой точке вода находится одновременно в твердом, жидком и газообразном состояниях), принята за 273 единицы, или 273 К. Обычно температуру в кельвинах, называемую абсолютной, обозначают буквой T .

В теплотехнике чаще используют стоградусную шкалу, нуль которой соответствует состоянию таяния льда, а 100 единиц ($100 \text{ }^\circ\text{C}$) — состоянию кипения (при нормальном атмосферном давлении). Тем-

пературу в градусах стоградусной шкалы обычно обозначают буквой t . Численно $1\text{ }^\circ\text{C} = 1\text{ K}$, и с большой степенью точности справедливо приближенное соотношение: $T = t + 273$.

Температура тел изменяется вследствие подвода или отвода тепла. Для нагрева различных тел одной и той же массы требуется различное количество тепла. Количество тепла, необходимого для нагрева 1 кг вещества на 1 К, называют удельной теплоемкостью и обычно обозначают буквой c . Удельная теплоемкость твердых тел определяется их природой, а газов и паров — еще и условиями, при которых изменяется их температура. Например, теплоемкость газов при подводе тепла при постоянном давлении c_p выше, чем при постоянном объеме c_v . Измеряется теплоемкость в кДж/(кг · К) или ккал/(кг · °С).

Удельный объем v — это объем, занимаемый единицей массы и измеряемый в м³/кг. Удельный объем — величина, обратная плотности. Удельный объем воды зависит от давления, а водяных паров — от давления и температуры и изменяется при движении пара в турбине в тысячи раз.

Давление, температура и удельный объем — основные параметры, характеризующие состояние газа или пара. Параметром состояния является и удельная внутренняя энергия — сумма кинетической и потенциальной энергий молекул 1 кг газа. С увеличением температуры и давления удельная внутренняя энергия u растет, а с их понижением уменьшается. Поэтому внутренняя энергия пара перед турбиной существенно больше, чем за ней. Как правило, интерес представляет изменение внутренней энергии при переходе из некоторого состояния 1 в состояние 2, т.е.

$$\Delta u = u_2 - u_1. \quad (1.1)$$

При анализе процессов, происходящих в тепловых двигателях, очень часто используют другой параметр состояния — энтальпию, определяемую соотношением:

$$h = u + pv. \quad (1.2)$$

Любой тепловой двигатель, в том числе паротурбинная установка, сооружается для того, чтобы тепловую энергию преобразовать в работу. Эту работу совершает рабочее тело при расширении, которому препятствуют внешние силы. Понять это превращение очень просто из рис. 1.2. Если в сосуде с массой газа 1 кг под невесомым поршнем, рас-

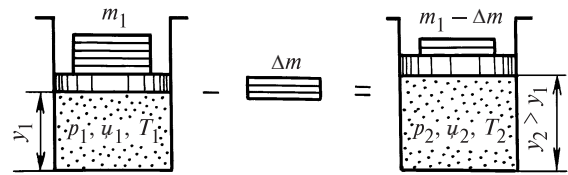


Рис. 1.2. Совершение работы расширяющимися газами

положенным на высоте y_1 , с помощью груза массой m_1 создается давление p_1 , то после снятия части груза массой Δm оставшийся груз $m_2 = m_1 - \Delta m$ поднимется до высоты y_2 и приобретет запас потенциальной энергии

$$\Delta u_{\text{пот}} = m_2 g (y_2 - y_1),$$

равной работе расширения газа l .

Взаимные преобразования тепла и работы определяются первым законом термодинамики, являющимся частным случаем всеобщего закона сохранения энергии. В соответствии с первым законом термодинамики, *тепло, подведенное к телу, расходуется на увеличение его внутренней энергии и совершение работы*:

$$q = \Delta u + l. \quad (1.3)$$

Отсюда следует, что работа l , выполнение которой и является целью создания теплового двигателя, может быть получена либо за счет подвода тепла q , либо за счет уменьшения внутренней энергии Δu , либо за счет того и другого вместе:

$$l = q - \Delta u = q - (u_2 - u_1). \quad (1.4)$$

При затрате одного и того же количества тепла q полученная работа l будет зависеть от того, при каких условиях осуществляется подвод тепла. Если, например поршень (см. рис. 1.3, а) приварить к стенке сосуда, т.е. образовать замкнутый объем v_1 с давлением p_1 , и затем к газу подвести теплоту q , то в силу того, что поршень перемещаться не может, работа совершаться не будет. В соответствии с формулой (1.4), все подведенное к газу тепло q затрачивается на изменение его внутренней энергии: $\Delta u = q$. Такой процесс подвода тепла без изменения объема называется *изохорным*.

Наоборот, в рассмотренном выше примере (см. рис. 1.2) совершение газом работы без всякого подвода или отвода тепла (при абсолютной изоляции цилиндра) происходит только за счет уменьшения внутренней энергии: $l = -\Delta u$. Такой процесс называется *адиабатным*. Почти такой процесс проис-

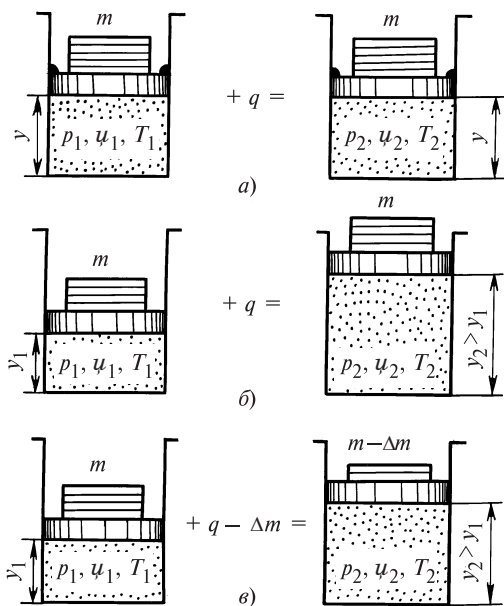


Рис. 1.3. Схемы совершения работы за счет подвода тепла при различных процессах:

а – изохорном; б – изобарном; в – изотермическом

ходит в хорошо изолированной паровой турбине. В действительности при течении расширяющегося пара в турбине за счет сил трения между его частицами, а также трения пара о ее детали происходит внутреннее выделение тепла. Потенциальная энергия в конце процесса расширения оказывается больше, чем в случае отсутствия трения, и полученная работа соответственно уменьшается. Если внутренним подводом тепла можно пренебречь, то будет происходить так называемый *изоэнтропийный* процесс расширения, при котором один из параметров состояния — энтропия s — остается постоянным. Без достаточно глубокого знания термодинамики трудно понять даже физический смысл этой величины. Энтропия характеризует близость замкнутой (изолированной) системы к термодинамическому равновесию. Заметим, что не вполне ясное представление физической сути понятия энтропии несколько не мешает ее практическому использованию, как, скажем, использованию радиоприемника не мешает незнание его устройства.

Имеются подробные таблицы и диаграммы различных веществ, в частности, воды и водяного пара, позволяющие вычислить значения энтропии s , измеряемой в кДж/(кг·К) или ккал/(кг·°С). При подводе тепла энтропия всегда возрастает, а при отводе убывает.

Можно представить себе процесс (рис. 1.3, б), когда при подводе к газу тепла q поршень в сосуде поднимается, перемещая груз, а давление под поршнем остается постоянным. Такой процесс называется *изобарным*. Работа перемещения груза равна

$$l = p(v_2 - v_1), \quad (1.5)$$

а затраченное тепло расходуется не только на совершение работы, но и на изменение внутренней энергии (температура в сосуде будет повышаться). Используя последнее соотношение, получим

$$q = (u_2 - u_1) + l = (u_2 + pv_2) - (u_1 + pv_1) = h_2 - h_1,$$

т.е. *в изобарном процессе подведенное к газу тепло расходуется на изменение его энтальпии*. Именно такой процесс происходит в трубах котла при подводе к пару или воде тепла от факела или продуктов сгорания.

Можно себе представить и процесс (рис. 1.3, в), при котором за счет подвода тепла q и уменьшения груза m совершается работа, а температура газа не изменяется (при этом, конечно, будут изменяться давление и удельный объем). Такой процесс называют *изотермическим*. Изотермические процессы характерны для изменения фазового состояния среды, например, испарения или конденсации воды.

Рассмотренные термодинамические процессы очень удобно изображать графически в виде диаграмм (рис. 1.4 и 1.5) в координатах давление — удельный объем (p, v -диаграмма) или абсолютная температура — энтропия (T, s -диаграмма).

В p, v -диаграмме удобно изображать работу расширения, так как она представляет собой (см. рис. 1.4) площадь под соответствующей кривой процесса. Из рис. 1.4 хорошо видно, что при изохорном процессе работа расширения равна нулю, а при изобарном процессе она имеет наибольшее значение.

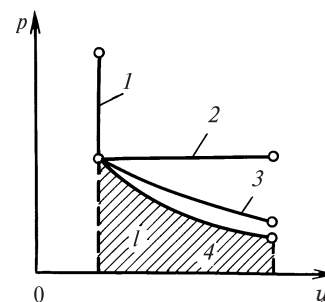


Рис. 1.4. Процессы расширения газа в p, v -диаграмме
1 — изохора; 2 — изобара; 3 — изотерма; 4 — адиабата

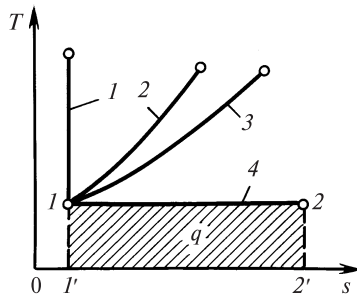


Рис. 1.5. Простейшие процессы в T, s -диаграмме:

1 — изоэнтропа; 2 — изохора; 3 — изобара; 4 — изотерма

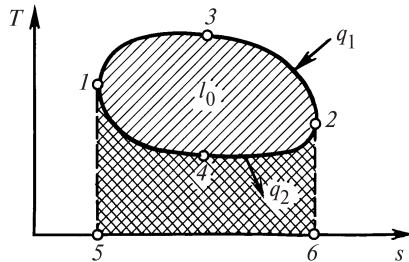


Рис. 1.6. Произвольный цикл теплового двигателя

В T, s -диаграмме удобно изображать теплоту q , подведенную в процессе. Она представляет собой площадь под соответствующей кривой (см. рис. 1.5). Видно, что в изоэнтропном процессе тепло не подводится и не отводится, а при изотермическом процессе подвод тепла минимален.

Рассмотренные выше элементарные термодинамические процессы превращения тепла в работу являются незамкнутыми и не могут обеспечить непрерывный длительный процесс перехода тепла в работу. Для этого, как мы знаем, должен быть осуществлен замкнутый процесс — тепловой цикл, представленный в достаточно общем виде на рис. 1.6 в T, s -диаграмме. Вертикальные линии 1–5 и 2–6 представляют собой изоэнтропы — линии постоянной энтропии. При протекании процесса 1–3–2, идущего с возрастанием энтропии, к рабочему телу подводится тепло q_1 , пропорциональное площади 5–1–3–2–6. На участке цикла 2–4–1 происходит отвод тепла в количестве q_2 , пропорциональном площади 5–1–4–2–6. После завершения цикла в точке 1 внутренняя энергия u рабочего тела вернется к прежнему состоянию и поэтому разность количеств тепла ($q_1 - q_2$) в соответствии с первым законом термодинамики может превратиться только в работу $l_0 = (q_1 - q_2)$. Очевидно,

что работа l_0 пропорциональна площади теплового цикла 1–3–2–4–1.

Отношение работы цикла к затраченному теплу называется термическим коэффициентом полезного действия:

$$\eta_t = l_0 / q_1 = 1 - q_2 / q_1. \quad (1.6)$$

Чем большая часть подведенного тепла q_1 превращается в работу, тем более совершенным в термодинамическом отношении является тепловой двигатель. Термический КПД указывает предельно возможное значение КПД теплового двигателя при абсолютном совершенстве входящих в него агрегатов.

Из соотношения (1.6) для термического КПД цикла следует, что он тем выше, чем меньше количество тепла q_2 отводится от рабочего тела. При $q_2 = 0$ термический КПД $\eta_t = 1$. Однако второй закон термодинамики гласит, что *периодически действующий тепловой двигатель имеет термический КПД, всегда меньший единицы*. Это означает, что тепловой двигатель обязательно должен иметь не только источник тепла и устройство, преобразующее его в работу, но и теплоприемник, который будет поглощать часть подведенного тепла, не превращая его в работу. В рассмотренной в § 1.2 паротурбинной установке роль источника тепла играет котел, устройства, преобразующего тепло в работу, — турбина, теплоприемника — конденсатор.

Наибольший термический КПД при зафиксированных температурах источника тепла и теплоприемника имеет цикл Карно (рис. 1.7), состоящий из двух изотерм и двух изоэнтроп. В цикле Карно рабочее тело сжимается изоэнтропийно (процесс 4–1), и затем к нему при постоянной температуре подводится тепло q_1 .

Изоэнтропийный процесс 2–3 изображает превращение запасенной потенциальной энергии в работу; наконец, в изотермическом процессе сжатия 3–4 происходит отвод тепла q_2 к теплоприемнику.

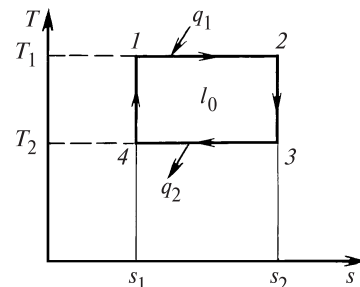


Рис. 1.7. Цикл Карно в T, s -диаграмме

Так как для цикла Карно подведенное тепло (см. рис. 1.7)

$$q_1 = T_1(s_2 - s_1),$$

а отведенное

$$q_2 = T_2(s_2 - s_1),$$

то термический КПД цикла Карно

$$\eta_t = 1 - T_2 / T_1. \quad (1.7)$$

Применительно к ПТУ это означает, что чем ниже температура конденсации пара и чем выше температура за котлом, тем выше термический КПД ПТУ.

Температура пара за ПТУ ограничивается прочностью металла и требованием к сроку его службы. Температура конденсации пара определяется в первую очередь климатическими условиями, так как она не может быть ниже температуры охлаждающей (циркуляционной) воды, поступающей в конденсатор. Если принять, что температура за ПТУ $T_1 = 540 \text{ }^\circ\text{C} = 813 \text{ K}$, а $T_2 = 273 + 15 \text{ }^\circ\text{C} = 288 \text{ K}$, то термический КПД цикла Карно, если бы его можно было осуществить, составил бы

$$\eta_t = 1 - 288 / 813 = 0,646.$$

В действительности реальный тепловой цикл ПТУ отличается от цикла Карно и его термический КПД оказывается существенно ниже.

1.4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

1.4.1. Вода и насыщенный пар

Вода и водяной пар являются рабочим телом ПТУ. Их свойства в значительной степени определяют конструкцию паровой турбины и других элементов ПТУ.

Вода — это практически несжимаемая жидкость: при изменении давления в широких пределах ее удельный объем почти не изменяется (табл. 1.1) и может приниматься равным $v' = 1000 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Это свойство воды ведет к важным последствиям: работа, затрачиваемая на повышение давления в питательном насосе котла оказывается очень небольшой по сравнению с работой, получаемой от паровой турбины.

При нагревании воды ее энтальпия вплоть до начала кипения изменяется пропорционально температуре:

$$h' = c_v T,$$

где $c_v = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}) = 1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ — теплоемкость воды.

Если воду нагревать в открытом сосуде, то при определенной температуре начнется ее кипение и образование над ее поверхностью пара. Температуры кипящей воды и образующегося при кипении пара одинаковы и неизменны в процессе всего выкипания жидкости. Эту температуру называют температурой кипения, или температурой насыщения, и обозначают t_n . Последнее название связано с тем, что при спокойном кипении над поверхностью воды образуется сухой насыщенный пар — пар, в котором отсутствуют капельки воды. Если температуру сухого насыщенного пара снизить (а это можно сделать только путем одновременного снижения давления), то часть пара сконденсируется и в нем появятся капельки воды. Если, наоборот, сухой насыщенный пар нагреть, то он окажется перегретым по отношению к состоянию насыщения.

Температура насыщения t_n однозначно определяется давлением над поверхностью жидкости (хорошо известно, что при нормальном атмосферном давлении вода кипит при $100 \text{ }^\circ\text{C}$ и при подъеме на гору эта температура уменьшается). До давления $40 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ($\sim 4 \text{ МПа}$) температура насыщения может быть определена по простой формуле

$$t_n = 100 p^{0,25},$$

где p — в $\text{кгс}/\text{см}^2$, t_n — в $^\circ\text{C}$.

Тепло, расходуемое на поддержание кипения в сосуде, затрачивается на разрыв связей между молекулами воды, т.е. на ее испарение. Молекулы испарившейся жидкости обладают большей энергией, и поэтому энтальпия сухого насыщенного пара

$$h'' = h' + r. \quad (1.8)$$

Величина r называется удельной теплотой парообразования, представляющей собой количество тепла, необходимое для испарения 1 кг кипящей жидкости. Измеряется величина r в $\text{кДж}/\text{кг}$ или в $\text{ккал}/\text{кг}$. Если происходит конденсация пара, то тепло парообразования выделяется. В этом случае ее часто называют теплотой конденсации.

Удельный объем v'' сухого насыщенного пара, естественно, больше, чем объем v' воды, и так же, как температура насыщения, однозначно определяется давлением. Чем выше давление (см. табл. 1.1), тем меньше удельный объем. При давлении $p_{\text{кр}} = 22,115 \text{ МПа}$ удельные объемы воды и сухого на-

Таблица 1.1

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения

p , кПа	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	g , кДж/кг	p , МПа	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	g , кДж/кг	r , кДж/кг
1,0	6,982	0,0010001	129,21	29,3	2513,8	2484,5	0,45	147,92	0,0010885	0,4139	623,2	2743,8	2120,6	
1,5	13,034	0,0010006	87,98	54,7	2325,0	2470,3	0,50	151,85	0,0010928	0,3748	640,1	2748,5	2108,4	
2,0	17,511	0,0010012	67,01	73,45	2333,2	2459,8	0,60	158,80	0,0011009	0,3156	670,4	2756,4	2086,0	
2,5	21,094	0,0010020	54,26	88,44	2339,7	2451,3	0,70	164,96	0,0011082	0,2727	697,1	2762,9	2065,8	
3,0	24,098	0,0010027	45,67	101,0	2345,2	2444,2	0,80	170,42	0,0011150	0,2403	720,9	2768,4	2047,5	
3,5	26,692	0,0010033	39,48	111,8	2349,9	2438,1	0,90	175,36	0,0011213	0,2148	742,6	2773,0	2030,4	
4,0	28,981	0,0010040	34,80	121,4	2354,1	2432,7	1,0	179,9	0,001127	0,1943	762,6	2777,0	2014,4	
5,0	32,90	0,0010052	28,20	137,8	2361,2	2423,4	1,1	184,1	0,001133	0,1774	781,1	2780,4	1999,3	
6,0	36,18	0,0010064	23,74	151,5	2367,1	2415,6	1,2	188,0	0,001139	0,1632	798,4	2783,4	1985,0	
7,0	39,02	0,0010074	20,53	163,4	2372,2	2408,8	1,3	191,6	0,001144	0,1511	814,7	2786,0	1971,0	
8,0	41,53	0,0010084	18,11	173,9	2376,7	2402,8	1,4	195,0	0,001149	0,1407	830,1	2788,4	1958,3	
9,0	43,79	0,0010094	16,21	183,3	2380,8	2397,5	1,5	198,3	0,001154	0,1317	844,7	2790,4	1945,7	
10	45,83	0,0010102	14,68	191,8	2384,4	2392,6	1,6	201,4	0,001159	0,1237	858,6	2792,2	1933,6	
12	49,45	0,0010119	12,36	206,9	2390,9	2384,0	1,7	204,3	0,001163	0,1166	871,8	2793,8	1922,0	
14	52,58	0,0010133	10,70	220,0	2396,4	2376,4	1,8	207,1	0,001168	0,1103	884,6	2795,1	1910,5	
16	55,34	0,0010147	9,435	231,6	2401,3	2369,7	1,9	209,8	0,001172	0,1046	896,8	2796,4	1899,6	
18	57,83	0,0010160	8,447	242,0	2405,7	2363,7	2,0	212,4	0,001177	0,0995	908,6	2797,4	1888,8	
20	60,09	0,0010174	7,652	251,5	2409,6	2358,1	2,2	217,2	0,001185	0,0906	930,9	2799,1	1868,2	
25	64,99	0,0010199	6,206	272,0	2418,1	2346,1	2,4	221,8	0,001193	0,0832	951,9	2800,4	1848,5	
30	69,12	0,0010223	5,231	289,3	2425,3	2336,0	2,6	226,0	0,001201	0,0769	971,7	2801,2	1829,5	
40	75,89	0,0010265	3,995	317,6	2436,8	2319,2	2,8	230,0	0,001209	0,0714	990,5	2801,7	1811,2	
50	81,35	0,0010301	3,241	340,6	2446,0	2305,4	3,0	233,8	0,001216	0,0666	1008,4	2801,9	1793,5	
60	85,95	0,0010333	2,733	359,9	2453,6	2293,7	3,5	242,5	0,001235	0,0570	1049,8	2801,3	1751,5	
70	89,96	0,0010361	2,366	376,8	2460,2	2283,4	4,0	250,3	0,001252	0,0497	1087,5	2799,4	1711,9	
80	93,51	0,0010387	2,088	391,7	2466,0	2274,3	5,0	263,9	0,001286	0,0394	1154,6	2792,8	1638,2	
90	96,71	0,0010412	1,870	405,2	2471,1	2265,9	6,0	275,6	0,001319	0,0324	1213,9	2783,3	1569,4	
100	99,63	0,0010434	1,695	417,5	2475,7	2258,2	7,0	285,8	0,001351	0,0273	1267,7	2771,4	1503,7	
120	104,81	0,0010476	1,4289	439,4	2483,8	2244,4	8,0	295,0	0,001384	0,02349	1317,5	2757,5	1440,0	
140	109,32	0,0010513	1,2370	458,4	2490,8	2232,4	9,0	303,3	0,001418	0,02046	1364,2	2741,8	1377,6	
160	113,32	0,0010547	1,0917	475,4	2496,8	2221,4	10,0	311,0	0,001453	0,01800	1408,6	2724,4	1315,8	
180	116,93	0,0010579	0,9777	490,7	2502,1	2211,4	11,0	318,0	0,001489	0,0160	1451,2	2705,4	1254,2	
200	120,23	0,0010608	0,8859	504,7	2506,9	2202,2	12,0	324,6	0,001527	0,0143	1492,6	2684,8	1192,2	
220	123,27	0,0010636	0,8103	517,6	2511,3	2193,7	13,0	330,8	0,001567	0,0128	1533,0	2662,4	1129,4	
240	126,09	0,0010663	0,7468	529,6	2515,3	2185,7	14,0	336,0	0,001610	0,0115	1572,8	2638,3	1065,5	
260	128,73	0,0010688	0,6929	540,9	2519,0	2178,1	16,0	347,3	0,001710	0,00933	1561,5	2582,7	931,2	
280	131,20	0,0010712	0,6464	551,4	2522,3	2170,9	18,0	357,0	0,001838	0,00753	1733,4	2514,4	781,0	
300	133,54	0,0010735	0,6059	561,4	2525,5	2164,1	20,0	365,7	0,002038	0,00587	1828,8	2413,8	585,0	
350	138,88	0,0010799	0,5243	584,3	2532,5	2148,2	22,0	373,7	0,002675	0,00376	2007,7	2192,5	184,8	
400	143,62	0,0010839	0,4624	604,7	2538,5	2133,8								

Примечание. Параметры критической точки: $p_{кр} = 22,115 \cdot 10^3$ МПа, $v_{кр} = 0,003147$ м³/кг, $t_{кр} = 374,12$ °C, $h''_{кр} = 2095,2$ кДж/кг.

сыщенного пара совпадают: $v' = v'' = v_{кр} = 0,003147 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура насыщения $t_{кр} = 374,12 \text{ °C}$, а тепло парообразования $r = 0$). Состояние, характеризуемое отмеченными параметрами, называется критическим, а они сами — критическими. В критическом состоянии плотности воды и пара совпадают и они по существу неразличимы.

1.4.2. Влажный пар

Влажный пар — это смесь сухого насыщенного пара и мелких капелек воды. На ТЭС, работающих на органическом топливе, для паровых турбин используется только перегретый пар, который, расширяясь в ней, достигает состояния насыщения и затем становится влажным. В результате только несколько последних ступеней турбины работают влажным паром.

Термодинамические свойства влажного пара определяются законами смешения, в соответствии с которыми его удельный объем и энтальпия определяются соотношениями

$$\begin{cases} v = (1-x)v' + xv''; \\ h = (1-x)h' + xh'', \end{cases} \quad (1.9)$$

где x — степень сухости влажного пара — отношение массы сухого насыщенного пара к общей массе влажного пара.

Часто вместо степени сухости используют степень влажности y — отношение массы воды (влаги), содержащейся во влажном паре, к его общей массе.

Так как $x + y = 1$, то

$$v = yv' + xv'';$$

$$h = yh' + xh''.$$

Таким образом, для того чтобы определить параметры влажного пара, достаточно знать его степень сухости (или влажности) и воспользоваться параметрами воды и сухого насыщенного пара (см. табл. 1.1).

Пример 1.1. Определить параметры влажного пара, если давление $p_0 = 6 \text{ МПа}$, а степень влажности $y_0 = 0,005$.

Так как пар влажный, то его температура $t_0 = t_n = 275,6 \text{ °C}$. Пользуясь табл. 1.1, найдем:

$$v = 0,005 \cdot 0,001319 + 0,995 \cdot 0,0324 = 0,0322 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h = 0,005 \cdot 1213,9 + 0,995 \cdot 2783,3 = 2775,5 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 1.2. Определить параметры пара в конденсаторе, если давление в нем $p_k = 5 \text{ кПа}$, а степень влажности $y = 12 \text{ %}$.

Давлению p_k соответствует (см. табл. 1.1) температура $t_k = 32,9 \text{ °C}$. С помощью табл. 1.1 находим:

$$v = 0,12 \cdot 0,001 + 0,88 \cdot 28,20 = 24,84 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h = 0,12 \cdot 137,8 + 0,88 \cdot 2561,2 = 2270,9 \text{ кДж/кг}.$$

1.4.3. Перегретый пар

На турбинах ТЭС используется перегретый пар, температура которого больше температуры насыщения (при этом же давлении) на значение перегрева Δt_n . Таким образом, состояние перегретого пара определяется двумя независимыми параметрами, в качестве которых чаще всего используются давление и температура.

Для определения удельного объема и энтальпии перегретого пара имеются очень подробные таблицы и диаграммы. В качестве примера в табл. 1.2 приведены значения энтальпии перегретого пара.

Таблица 1.2

Энтальпия перегретого пара, кДж/кг

Абсолютное давление p , МПа	Температура, °C						
	250	300	350	400	450	500	550
1	2943	3051	3158	3264	3371	3478	3587
2	2902	3024	3137	3248	3358	3467	3578
3	2855	2994	3116	3232	3344	3456	3569
4	—	2961	3093	3214	3330	3445	3559
5	—	2925	3069	3197	3317	3434	3550
6	—	2885	3044	3179	3303	3422	3540
7	—	2839	3017	3160	3288	3410	3530
8	—	2785	2988	3240	3273	3398	3520
9	—	—	2958	3120	3258	3386	3510
10	—	—	2924	3098	3242	3374	3500
11	—	—	2888	3076	3226	3362	3490
12	—	—	2848	3053	3210	3349	3480
13	—	—	2804	3029	3193	3336	3470
14	—	—	2753	3004	3176	3323	3459
15	—	—	2694	2978	3158	3310	3449
16	—	—	2618	2950	3140	3296	3438
17	—	—	—	2920	3121	3283	3427
18	—	—	—	2889	3102	3269	3416
19	—	—	—	2856	3083	3254	3405
20	—	—	—	2820	3062	3240	3394
21	—	—	—	2781	3042	3226	3383
22	—	—	—	2739	3020	3211	3372
23	—	—	—	2694	2998	3196	3360
24	—	—	—	2642	2976	3180	3349

Пример 1.3. Определить перегрев пара перед турбиной с начальными параметрами 13 МПа и 550 °С.

По табл. 1.1 находим температуру насыщения, соответствующую давлению 13 МПа: $t_n = 330,8$ °С. Следовательно, перегрев пара равен $\Delta t_n = 550 - 330,8 = 219,2$ °С.

Заметим, что понятие «перегрева пара», имеющего параметры, превышающие критические, не имеет смысла так же, как и понятие «температура насыщения», поскольку состояния «пара» и «воды» для них неразличимы.

1.4.4. Диаграммы водяного пара

Для наглядного изображения процессов, происходящих в паровой турбине и ПТУ, широкое распространение получили различные диаграммы водяного пара. В большинстве случаев они могут заменить собой и подробные таблицы. Следует только помнить, что точность диаграмм определяется использованным масштабом и не может быть выше точности таблиц, по которым составлены диаграммы.

Для анализа экономичности турбинных установок чаще всего используется T, s -диаграмма (рис. 1.8), по оси абсцисс которой отложена энтропия, а по оси ординат — абсолютная температура. В этой диаграмме горизонтальные линии являются изотермами, а вертикальные — изоэнтропами.

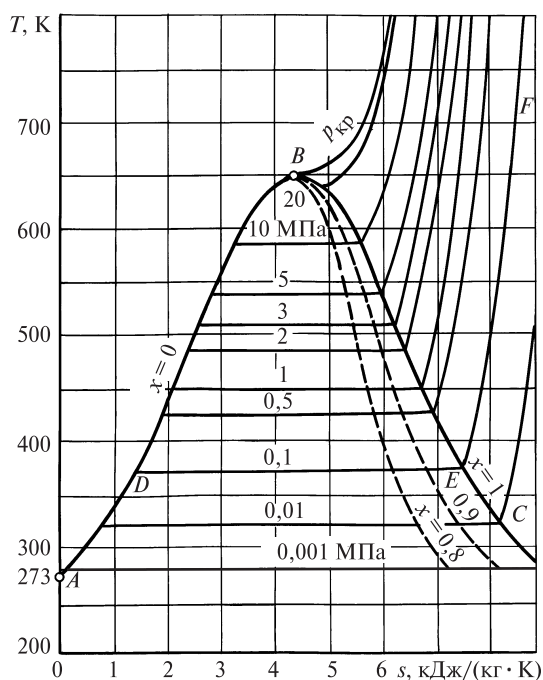


Рис. 1.8. T, s -диаграмма водяного пара

Линия AB называется пограничной кривой жидкости, линия BC — пограничной кривой пара, точка B — критической точкой. Выше кривой BC пар является перегретым, ниже кривой ABC — влажным, на линии BC — сухим насыщенным.

Изобары в T, s -диаграмме являются ломаными кривыми. Например кривая $ADEF$ — изобара для давления 0,1 МПа. Кривая AD изображает процесс нагрева воды от температуры 273 до 373 К, соответствующей температуре насыщения и началу кипения. Горизонтальная линия DE соответствует температуре кипения, которая не изменяется вплоть до достижения состояния сухого насыщенного пара (очевидно, в этой области изотермы и изобары совпадают). Линия EF изображает перегрев пара при изобарном подводе тепла.

Для возможности определения параметров влажного пара на T, s -диаграмме нанесены линии постоянной степени сухости $x = \text{const}$.

Для расчетов и анализа работы паровых турбин наибольшее распространение получила h, s -диаграмма (рис. 1.9), по оси абсцисс которой откладывают энтропию s , а по оси ординат — энтальпию h .

Жирная линия ($x = 1$) на диаграмме представляет собой пограничную кривую пара, соответствующую сухому насыщенному пару. Точки, расположенные выше пограничной кривой, соответствуют перегретому пару, ниже — влажному.

Наклонные круто идущие линии представляют собой изобары, а кривые пологие линии в области перегретого пара — изотермы. Пересечение изобары или изотермы с пограничной кривой позволяет определить параметры сухого насыщенного пара.

Пример 1.4. Определить по h, s -диаграмме параметры насыщения при давлении 0,5 МПа.

Изобара $p = 0,5$ МПа (см. рис. 1.9) пересекает пограничную кривую в точке A , через которую проходит изотерма $t = 152$ °С.

Следовательно, $t_n = 152$ °С, а энтальпия $h'' = 2748$ Дж/кг.

Пример 1.5. Определить по h, s -диаграмме параметры пара при давлении 3 МПа и температуре 500 °С.

Пересечению соответствующих изобары и изотермы (см. рис. 1.9) соответствует точка F , в которой энтальпия $h = 3456$ кДж/кг. Двигаясь вдоль изобары до пересечения с пограничной кривой, получим температуру насыщения $t_n = 234$ °С. Следовательно, перегрев пара $\Delta t_n = 500 - 234 = 266$ °С.

В области влажного пара изотермы совпадают с изобарами, а сами значения температур определяются пересечением изотерм и пограничной кривой

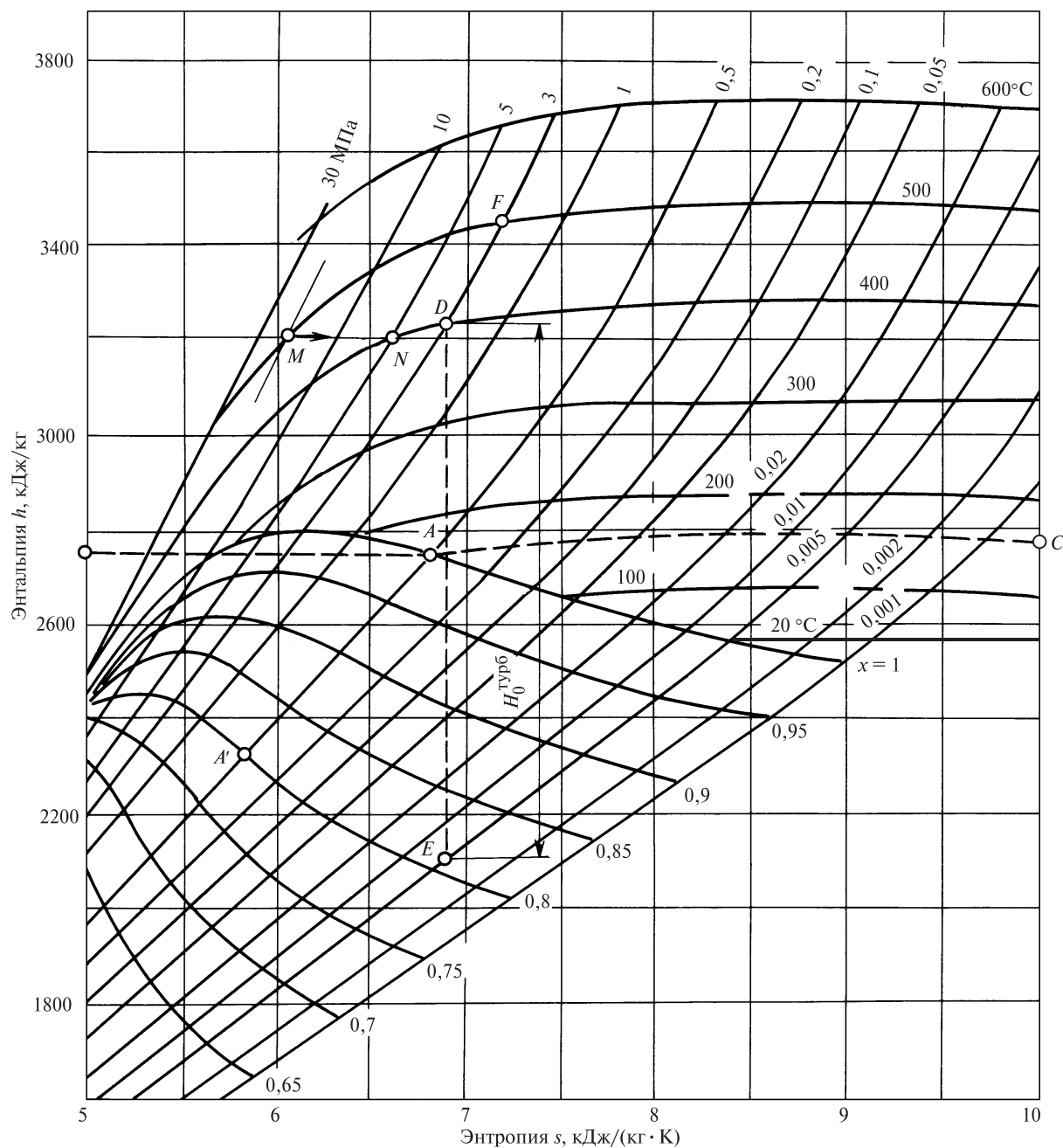


Рис. 1.9. h , s -диаграмма водяного пара

(см. пример 1.3). На диаграмме нанесены линии постоянной сухости $x = \text{const}$, которые позволяют по давлению определить точку в h , s -диаграмме и все необходимые параметры.

Пример 1.6. Определить с помощью h , s -диаграммы энтальпию и температуру пара при давлении 0,5 МПа и степени сухости $x = 0,8$.

В h , s -диаграмме (см. рис. 1.9) эти параметры определяют точку A' , в которой $h' = 2328$ кДж/кг. Двигаясь вдоль изобары вверх до пересечения с пограничной кривой в точке A , найдем температуру влажного пара: $t_H = 152$ °С.

Вертикальные линии в h , s -диаграмме изображают изоэнтропийные процессы — процессы, происходящие в идеальной турбине, в которой от-

сутствуют какие-либо потери энергии. Если, например, параметры пара перед турбиной составляют $p_0 = 3$ МПа и $t_0 = 400$ °С, то точка D (см. рис. 1.9) с энтальпией $h_0 = 3232$ кДж/кг изображает состояние пара перед турбиной. При изоэнтропийном расширении пара, например, до давления $p_k = 5$ МПа, вертикальная линия DE изобразит все состояния, через которые проходит пар при расширении в турбине. Энтальпия в точке E $h_k = 2112$ Дж/кг, а степень сухости $x = 0,815$. Разность энтальпий

$$H_0^{\text{турб}} = h_0 - h_k \quad (1.10)$$

называется располагаемым теплоперепадом турбины. Он представляет собой работу, которую можно получить от 1 кг пара при его расширении в турбине без потерь. В рассмотренном примере $H_0^{\text{турб}} = 1120$ Дж/кг.

Горизонтальные линии на диаграмме (линии постоянной энтальпии $h = \text{const}$) изображают процессы дросселирования, происходящие при протекании пара через всевозможные местные гидравлические сопротивления (например, повороты, клапаны, задвижки, сужения и т.д.). При дросселировании давление в потоке уменьшается, а энтальпия остается постоянной. При этом температура в общем случае уменьшается.

Пример 1.7. Определить снижение температуры пара при дросселировании в регулирующем клапане от параметров $p_0 = 20$ МПа и $t_0 = 500$ °С до давления $p_1 = 5$ МПа.

Процесс дросселирования на рис. 1.9 изображается линией MN . После дросселирования температура $t_N = 400$ °С, следовательно, снижение температуры составляет 100 °С.

Приведенная на рис. 1.9 h, s -диаграмма служит только учебным целям. Диаграммы, предназначенные для инженерных расчетов, имеют существенно больший масштаб. Кроме того, на них наносятся линии постоянных удельных объемов $v = \text{const}$, необходимые для расчета проходных сечений турбины.

1.5. ТЕПЛОВЫЕ ЦИКЛЫ ПАРТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

1.5.1. Цикл Ренкина и КПД конденсационной турбоустановки и электростанции

Паротурбинная установка — это непрерывно действующий тепловой двигатель, работающий на воде и водяном паре.

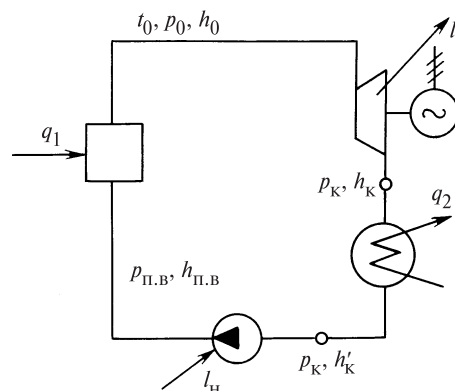


Рис. 1.10. Упрощенная схема простейшей ПТУ

В паропроизводящую установку (котел) подается питательная вода (рис. 1.10) с параметрами $p_{п.в}$ и $h_{п.в}$.

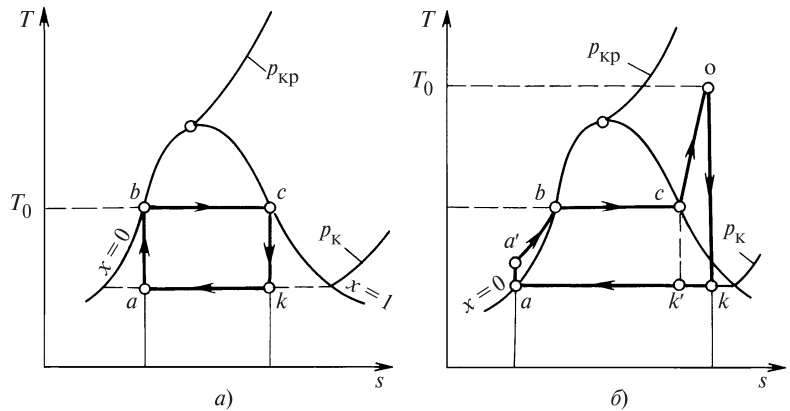
За счет передачи воде тепла q_1 происходит ее нагрев и испарение, и с параметрами p_0, t_0, h_0 пар поступает в турбину. Расширяясь, пар совершает работу l_T и с параметрами p_k, t_k, h_k идет в конденсатор. Здесь в теплоприемнике пар отдает свою теплоту конденсации q_2 охлаждающей воде, и конденсат с энтальпией $h'_k \ll h_k$ поступает к питательному насосу. За счет затраты работы l_H в насосе давление питательной воды поднимается до значения $p_{п.в}$, с которым она поступает в котел.

Наиболее совершенным в термодинамическом отношении является, как мы знаем, тепловой цикл Карно. В T, s -диаграмме он будет иметь вид, показанный на рис. 1.11, a . При выбранных температурах пара перед турбиной и за ней такой цикл будет иметь действительно максимальный термический КПД. Однако для его реализации необходимо построить компрессор, сжимающий и конденсирующий изоэнтропийно пароводяную смесь из состояния a в состояние b . Технические трудности создания компрессора столь велики, а его удельная работа сжатия l_H столь значительна, что на практике цикл Карно для воды и водяного пара не используется, а применяется цикл, исследованный шотландским инженером Ренкиным и носящий его имя.

На рис. 1.11, b показан цикл Ренкина для турбоустановок ТЭС, использующих перегретый пар, при идеальных паровой турбине и насосе. Процесс расширения пара ok в такой турбине и сжатия в насосе aa' происходят изоэнтропийно, без потерь. Конечно, такие процессы являются идеализацией, однако они

Рис. 1.11. Тепловые циклы паротурбинных установок:

a — цикл Карно; *b* — цикл для ТЭС с перегревом пара



позволяют определить тот предел КПД, который может быть получен при использовании цикла Ренкина.

Процесс *a'bco* в цикле изображает изобарийный подвод тепла в котле (нагрев *a'b*, испарение *bc* и перегрев *co*), а процесс *ka* — конденсацию пара.

Определим термический КПД η_t цикла Ренкина (рис. 1.12). Учитывая, что обычно мощность насоса составляет в ПТУ всего несколько процентов от мощности турбины, считаем, что точка *a* на последней диаграмме условно изображает состояние воды до и после питательного насоса одновременно.

При изобарическом подводе тепла в котле

$$q_1 = h_0 - h_{п.в.},$$

где h_0 — энтальпия пара за котлом; $h_{п.в.}$ — энтальпия питательной воды (см. рис. 1.10).

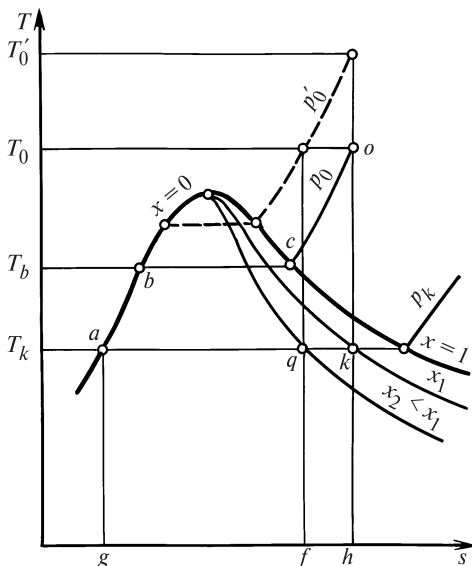


Рис. 1.12. Идеальный цикл Ренкина в *T, s*-диаграмме

Если состояние пара перед турбиной изображается точкой *o* (см. рис. 1.12 и 1.13) и процесс расширения идет до точки *k* с параметрами p_k и $h_{кт}$, то тепло q_2 , отводимое охлаждающей водой в конденсаторе, равно

$$q_2 = h_{кт} - h'_k,$$

где h'_k — энтальпия конденсата. Тогда термический КПД цикла Ренкина равен

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{п.в.}) - (h_{кт} - h'_k)}{h_0 - h_{п.в.}}. \tag{1.11}$$

Поскольку разность $(h_{п.в.} - h'_k)$ представляет собой работу насоса, отнесенную к 1 кг прокачиваемой воды, а разность $H_0^{турб} = h_0 - h_{кт}$ — располагаемый теплоперепад турбины, то, пренебрегая работой насоса, из последней формулы полу-

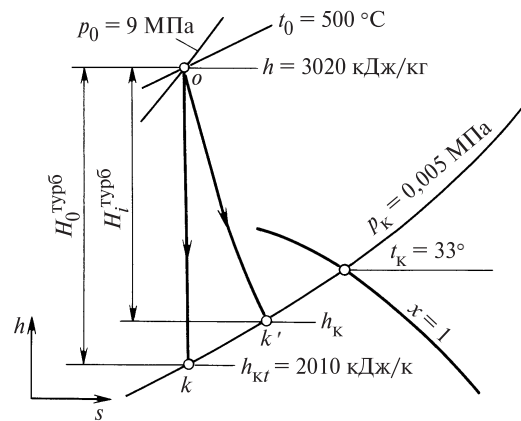


Рис. 1.13. Определение термического КПД идеального цикла Ренкина с помощью *h, s*-диаграммы

чаем приближенное соотношение для определения термического КПД:

$$\eta_t = \frac{H_0^{\text{турб}}}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0^{\text{турб}}}{q_1}. \quad (1.12)$$

С помощью соотношения (1.12) легко определить термический КПД η_t , пользуясь h, s -диаграммой. Если, например, параметры пара перед турбиной (см. рис. 1.13) $t_0 = 500$ °С, $p_0 = 9$ МПа, $h_0 = 3020$ кДж/кг и пар расширяется до давления $p_k = 0,005$ МПа, то, двигаясь вниз по изоэнтропе до точки k , найдем энтальпию $h_{kt} = 2010$ кДж/кг и располагаемый теплоперепад $H_0^{\text{турб}} = h_0 - h_{kt} = 1010$ кДж/кг.

Перемещаясь из точки k вдоль изобары 5 кПа до пересечения с пограничной кривой, найдем температуру насыщения (или кипящей воды) $t_k = 33$ °С. Так как теплоемкость воды $c_v = 4,19$ кДж/(кг·К), то $h'_k = c_v t_k = 138$ кДж/кг.

Тогда термический КПД цикла Ренкина равен:

$$\eta_t = 1010 / (3020 - 138) = 0,35.$$

Из-за трения и других потерь в проточной части турбины процесс расширения пара идет не по изоэнтропе ok (рис. 1.13), а отклоняется вправо, заканчиваясь в точке k' с энтальпией $h_{k'}$, большей, чем h_{kt} . Разность энтальпий

$$H_i^{\text{турб}} = h_0 - h_{k'} \quad (1.13)$$

называется использованным теплоперепадом турбины, а отношение

$$\eta_{oi} = H_i^{\text{турб}} / H_0^{\text{турб}} \quad (1.14)$$

— относительным внутренним коэффициентом полезного действия турбины. Он характеризует аэродинамическое совершенство проточной части турбины. Для цилиндров современных турбин $\eta_{oi} = 0,86—0,92$.

Отношение

$$\eta_i = H_i^{\text{турб}} / q_1 \quad (1.15)$$

называется абсолютным внутренним КПД турбоустановки. Он характеризует эффективность превращения тепла в работу во всей турбоустановке.

Из соотношений (1.14) и (1.15) следует, что

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}, \quad (1.16)$$

т.е. абсолютный внутренний КПД турбоустановки равен произведению термического КПД цикла и относительного внутреннего КПД турбины.

Если через G обозначить расход пара на турбину, то ее внутренняя мощность $P_i = GH_i^{\text{турб}}$, располагаемая мощность $P_0 = GH_0^{\text{турб}}$, а подведенная в котле тепловая мощность $Q = Gq_1$.

Часть внутренней мощности ΔP_M тратится на преодоление сил трения в подшипниках турбины и электрогенератора, а часть ΔP_3 — на потери в обмотках электрогенератора. В электрическую энергию преобразуется только доля внутренней мощности

$$P_3 = P_i - \Delta P_M - \Delta P_3.$$

Мощность $P_e = P_i - \Delta P_M$ называется мощностью на муфте электрического генератора, а отношение $\eta_M = P_e / P_i$ — механическим КПД турбоагрегата.

Отношение $\eta_{3,Г} = P_3 / P_e$ называется КПД электрического генератора, а отношение

$$\eta_{o,3} = \frac{P_3}{P_0} = \frac{P_3}{P_e} \frac{P_e}{P_i} \frac{P_i}{P_0} = \eta_{3,Г} \eta_M \eta_{oi} \quad (1.17)$$

относительным электрическим КПД турбоагрегата.

Произведение

$$\eta_3 = \eta_t \eta_{o,3} \quad (1.18)$$

представляет собой абсолютный электрический КПД турбоустановки.

Таким образом, в общем случае

$$\eta_3 = \eta_t \eta_{3,Г} \eta_M \eta_{oi}. \quad (1.19)$$

Механический КПД и КПД электрического генератора достаточно велики и составляют 0,96—0,99. Поэтому электрический КПД η_3 в основном определяется термическим КПД цикла η_t и относительным внутренним КПД η_{oi} . Правда, увеличение одного из них вообще не всегда ведет к увеличению экономичности, так как второй из них может уменьшаться.

Чаще всего в качестве показателя экономичности турбоустановки используют удельный расход тепла q_3 — количество тепла, необходимое для получения в турбоустановке единицы работы.

Если тепло и работу выражать в одинаковых единицах, то

$$q_3 = 1 / \eta_3. \quad (1.20)$$

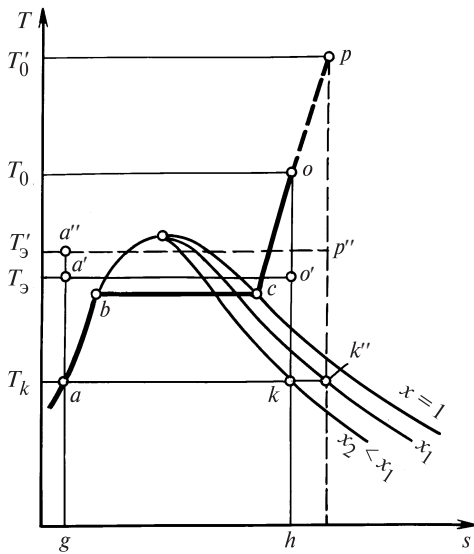


Рис. 1.14. Сравнение идеальных циклов с различными начальными температурами

Принято тепло выражать в килоджоулях, а работу в киловатт-часах. Тогда удельный расход тепла будет измеряться в кДж/(кВт·ч) и рассчитываться по формуле:

$$q_3 = 3600/\eta_3. \quad (1.21)$$

Наконец, если тепло выражать в килокалориях, а работу — в киловатт-часах, то

$$q_3 = 860/\eta_3. \quad (1.22)$$

Коэффициент полезного действия цикла Ренкина в первую очередь определяется начальными и конечными параметрами пара.

Анализ влияния параметров пара на экономичность удобно вести с помощью T, s -диаграммы, используя представление об эквивалентном цикле Карно. Если площадь цикла Ренкина $abcoka$ (рис. 1.14) заменить равновеликим прямоугольником $aa'o'k$, являющимся циклом Карно с температурой источника тепла T_3 , то η_t обоих циклов будет одинаковым. Таким образом, при фиксированной температуре конденсации T_k термический КПД цикла Ренкина будет тем выше, чем больше T_3 эквивалентного цикла Карно.

Повышение начальной температуры пара T_0 цикла Ренкина (рис. 1.14) приводит к росту термического КПД, так как температура T_3' эквивалентного цикла $abc'p''a$ будет больше, чем температура T_3 цикла $abcoka$. Повышение T_0 , как видно из

рис. 1.14, приводит одновременно к повышению степени сухости в конце процесса расширения, что одновременно приведет к повышению η_{oi} турбины. К сожалению, повышение начальной температуры ограничено, как отмечалось выше, прочностью металла при высокой температуре.

Повышение начального давления от p_0 до p'_0 (см. рис. 1.12) при постоянной начальной температуре в общем случае приводит к росту η_t , однако эта зависимость оказывается очень полой и часто компенсируется уменьшением η_{oi} из-за увеличения влажности в конце процесса расширения. При этом снижается и надежность работы последних ступеней турбины.

Поэтому для повышения экономичности вместе с повышением давления повышают и начальную температуру [например, при давлении p'_0 (см. рис. 1.12) обеспечивают начальную температуру T'_0]. Тогда можно получить ту же влажность в последних ступенях, но увеличить термический КПД цикла.

Возможность повышения начальной температуры значительно меньше, чем начального давления. Поэтому при определенном начальном давлении вводят промежуточный перегрев пара (проперегрев). В этом случае (рис. 1.15) пар сначала расширяется по изоэнтропе de до давления $p'_{пп}$ (это давление часто называют разделительным), при котором еще не возникает влажности, а затем направляется в промежуточный пароперегреватель котла, где температура пара поднимается по изобаре ef до начальной (а иногда и большей) температуры. Затем пар расширяется по изоэнтропе fg до давления

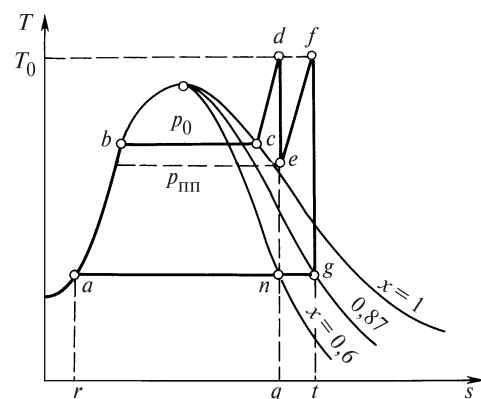


Рис. 1.15. Идеальный цикл с промежуточным перегревом пара

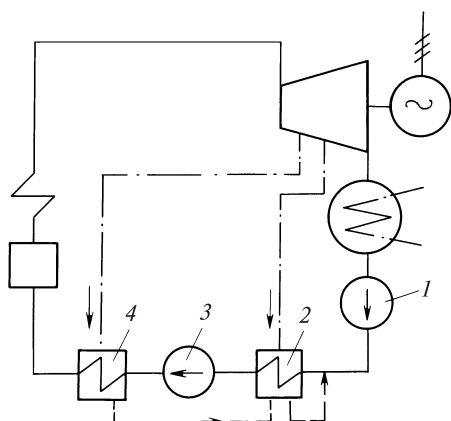


Рис. 1.16. ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды:

1 — конденсатный насос; 2 — ПНД; 3 — питательный насос; 4 — ПВД

в конденсаторе. При этом влажность в конце процесса расширения становится допустимой.

При правильном выборе разделительного давления одновременно удастся увеличить и экономичность. Из рис. 1.15 видно, что термический КПД дополнительного цикла $nefgn$ больше, чем основного цикла $abcdena$ без промежуточного перегрева пара. В целом применение промежуточного перегрева пара позволяет получить экономию топлива в 5—6 %. При этом усложняется, конечно, и котел, и турбина, и их эксплуатация.

Тепловая схема реальной турбоустановки существенно отличается от схемы, показанной на рис. 1.11, работающей по циклу Ренкина.

Во всех современных ПТУ используется регенеративный подогрев питательной воды паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины (рис. 1.16). В этом случае тепло пара отбора отдается питательной воде, а не безвозвратно охлаждающей воде в конденсаторе. Чем сильнее нагревается питательная вода перед подачей в котел, тем больше термический КПД цикла. В пределе температура питательной воды может быть доведена до температуры насыщения, соответствующей давлению отбираемого пара. Однако чрезмерный нагрев питательной воды не только увеличивает капиталовложения в подогреватели, но и ухудшает использование тепла дымовых газов котла (см. рис. 1.1): с ростом температуры питательной воды будет расти температура уходящих газов котла (иначе не будет работать его экономайзер и воздухоподогреватель) и снижаться его КПД. Поэтому температура питательной воды выбирается на осно-

ве технико-экономических расчетов с учетом всего оборудования энергетической установки.

Паротурбинная установка представляет собой только часть конденсационной электростанции и ее КПД характеризует эффективность преобразования тепла, подведенного к ней, в электрическую энергию. Однако для того, чтобы получить это тепло, необходимо сжечь топливо в котле, получить тепло в виде горячего пара и подвести его к турбине. При этом возникают потери тепла из-за неполного сгорания топлива в котле, из-за выброса в атмосферу горячих продуктов сгорания, из-за остывания пара в подводящих паропроводах и т.д.

В результате на ТЭС в зависимости от вида топлива, начальных и конечных параметров, тепловой схемы и других причин в электрическую сеть передается только около 40 % энергии топлива. При этом часть этой энергии приходится заимствовать из сети обратно для питания электродвигателей питательных, циркуляционных и других насосов, для зарядки резервных аккумуляторных батарей и т.д. (это так называемые собственные электрические нужды станции). В результате в зависимости от параметров пара, вида топлива, режима работы, времени года и т.д. абсолютный КПД электростанции составляет всего 35—37 %. Эту величину для конденсационной электростанции с равным успехом можно называть КПД электростанции и коэффициентом полезного использования топлива.

При анализе экономичности используют понятия абсолютного изменения КПД $\Delta\eta$ и относительного $\overline{\Delta\eta}$. В первом случае речь идет об изменении абсолютного КПД. Например, если КПД ТЭС до введения некоторого мероприятия составлял 40 % (абс.), а после него 41 % (абс.), то изменение абсолютного КПД составит $\Delta\eta = 1\%$. Во втором случае имеют в виду отношение

$$\overline{\Delta\eta} = \Delta\eta / \eta = 1/40 = 0,025 = 2,5\%,$$

которое численно равно экономии топлива.

Некоторое неудобство, связанное с тем, что необходимо всякий раз оговаривать, о каких процентах экономии (абсолютных или относительных), идет речь, привело к тому, что на электростанции для оценки экономичности и ее изменения обычно используют понятие удельного расхода условного топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии $b_{усл}$, [г/(кВт·ч)].

Условное топливо — это некоторое гипотетическое топливо с теплотворной способностью $Q = 7000$ ккал/кг. Если, например, для выработки неко-

того количества электроэнергии сожжено 10 т топлива с теплотворной способностью 3500 ккал/кг, то расход условного топлива с тем же тепловыделением составит 5 т. Понятие условного топлива необходимо для сравнения экономичности электростанций, работающих на топливах различной calorийности.

Другим преимуществом понятия расхода условного топлива, является сравнительная легкость его определения по измерениям расхода топлива и электроэнергии, отпущенной в сеть.

Из соотношения (1.20) легко получить, что

$$b_{\text{усл}} = 123/\eta_{\text{э}}, \quad (1.23)$$

где $\eta_{\text{э}}$ — десятичная дробь. Если, например $\eta_{\text{э}} = 40\% = 0,4$, то $b_{\text{усл}} = 123/0,4 = 307,5 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$.

1.5.2. Цикл и КПД турбоустановки с турбиной с противодавлением

Как отмечалось выше, для жизнедеятельности человеку, кроме электроэнергии, необходимо большое количество тепла. Наиболее простой способ получения тепла — обратное превращение электроэнергии в тепло, например в нагревательных приборах. В соответствии с законами термодинамики такое превращение крайне нерационально, так как при первичном получении электроэнергии более половины исходной энергии топлива отдано окружающей среде. Такое обратное превращение может применяться только в ограниченных масштабах и там, где приходится принимать в расчет другие обстоятельства: экологические (электроплиты в крупных городах), технологические (выплав стали в дуговых печах) или капитальных вложений (электронагревательные приборы, как правило, очень дешевы).

Другим способом удовлетворения потребностей в тепле является строительство котельных. Их главный недостаток — загрязнение окружающей среды и нерациональное использование топливных ресурсов.

В связи с этим наиболее предпочтительным для выработки тепла оказываются тепловые электростанции — ТЭЦ.

Рассмотренный выше цикл Ренкина имеет сравнительно низкую экономичность прежде всего потому, что тепло конденсации отдается охлаждающей воде и затем рассеивается в окружающей среде. Использовать воду, нагретую в конденсаторе за счет тепла конденсируемого пара, практически невозможно из-за низкой температуры. Если, однако, для конденсации отработавшего в турбине пара использовать теплую воду, скажем при температуре

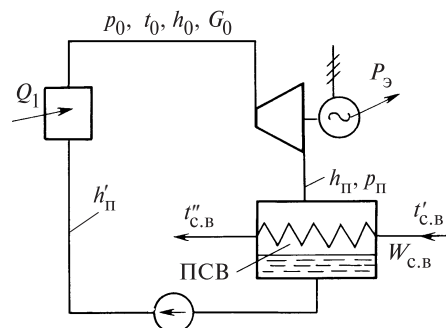


Рис. 1.17. Упрощенная схема турбоустановки с турбиной с противодавлением и теплофикационной установкой

70 °С, то последняя нагреется, например до 110 °С, и ее можно использовать, например для отопления зданий. При этом надо ясно понимать, что *КПД выработки электроэнергии не увеличится, но само использование тепла топлива станет большим.*

Схема такой установки показана на рис. 1.17. К пару в котле подводится тепло

$$Q_1 = G_0(h_0 - h'_п),$$

который, расширяясь в турбине до давления $p_п$, вырабатывает мощность

$$P_э = G_0(h_0 - h_п),$$

где $h_п$ — энтальпия пара за турбиной.

Пар, отработавший в турбине, поступает в подогреватель сетевой воды (ПСВ), где, конденсируясь, передает тепло сетевой воде. Переданное тепло

$$Q_T = W_{с.в}(t''_{с.в} - t'_{с.в}),$$

где $W_{с.в}$ — расход сетевой воды; $t'_{с.в}$ и $t''_{с.в}$ — температура сетевой воды до и после ПСВ.

Температура сетевой воды на выходе $t''_{с.в}$ примерно равна температуре конденсации, которой отвечает соответствующее давление $p_п$ в подогревателе и за турбиной. Это давление существенно выше обычного давления (вакуума) за конденсационной турбиной. Поэтому такую турбину называют турбиной с противодавлением.

Оценка экономических показателей ПТУ с турбиной с противодавлением таким же способом, как и для конденсационной турбины, к сожалению, невозможна. Действительно, если считать, что в рассматриваемом цикле подведено тепло Q_1 , полезная работа $N_э$, а тепло Q_T — потеря (действительно, Q_T — это тепло, потерянное для преобразования

в работу), то КПД по аналогии цикла с конденсационной турбиной

$$\eta_t = \frac{P_3}{Q_1} = \frac{h_0 - h_{\text{п}}}{h_0 - h'_{\text{п}}}.$$

Этот КПД будет существенно ниже, чем КПД конденсационной установки прежде всего из-за относительно высоких параметров (энтальпии $h_{\text{п}}$) за турбиной.

С другой стороны, тепло Q_{T} не является потерей, так как оно используется для каких-то полезных целей. Тогда для преобразования в работу используется тепло

$$Q_1 - Q_{\text{T}} = G_0(h_0 - h'_{\text{п}}) - G_0(h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) = P_3,$$

т.е. $\eta_t = 1$, чего в соответствии со вторым законом термодинамики быть не может.

Описанные выше методические трудности привели к тому, что от понятия КПД для ПТУ с турбиной с противодавлением просто отказались. Для таких ПТУ вводится новый показатель экономичности, — коэффициент использования тепла топлива. Если учесть потери тепла в котле, собственные нужды и другие потери, рассмотренные выше, использование тепла топлива для целей выработки электроэнергии и тепла может достигать 85 %.

Высокий коэффициент использования топлива в турбоустановке с противодавлением вовсе не означает, что КПД паровой турбины не играет никакой роли вследствие использования «потерянного» в турбине тепла в ПСВ. Недовыработка электрической мощности в рассматриваемой турбине означает ее производство на другой, конденсационной электростанции, в которой имеются большие потери тепла в конденсаторе и, следовательно, менее экономичной.

Для оценки качества работы паровой турбины с противодавлением или изменения ее экономичности в процессе эксплуатации вводится характеристика, называемая удельной выработкой энергии на теплом потреблении, (кВт·ч)/Гкал:

$$\chi = P_3 / Q_{\text{T}}. \quad (1.24)$$

Ясно, что чем больше χ , тем более совершенна паровая турбина.

Для сравнения однотипных турбин с противодавлением в качестве показателя экономичности используется удельный расход пара кг/(кВт·ч):

$$d_3 = G_0 / P_3. \quad (1.25)$$

Для одной и той же тепловой нагрузки, начальных и конечных параметров более экономична та турбина, которая требует меньшего расхода пара для получения одной и той же мощности.

Удельный расход пара — это гарантийный показатель турбинного завода при сдаче смонтированной турбины с противодавлением в эксплуатацию.

Высокий коэффициент использования топлива в ПТУ с турбинами с противодавлением является столь важным преимуществом, что на ТЭС следовало бы устанавливать только турбины с противодавлением, если бы не одно важное обстоятельство: как видно из рис. 1.17, тепловая Q_{T} и электрическая P_3 нагрузки жестко связаны. Если уменьшится потребность в тепловой нагрузке Q_{T} (например, в связи с сезонным потеплением), то это приведет к уменьшению требуемого количества пара

$$G_0 = Q_{\text{T}} / (h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) \quad (1.26)$$

и соответственно электрической мощности P_3 . Поскольку потребности в электрической и тепловой нагрузках изменяются несинхронно, то ТЭС только с турбинами с противодавлением не могут обеспечить рационального электро- и теплоснабжения. В летний период большинство электростанций с турбинами с противодавлениями должны быть остановлены, а для выработки электроэнергии надо построить дополнительно конденсационные электростанции. Зимой, наоборот, выработка электроэнергии резко возрастает в соответствии с потреблением тепла, и высокоэкономичные конденсационные ТЭС необходимо останавливать. Существенно сгладить эту ситуацию можно с помощью строительства теплофикационных турбин с регулируемым отбором пара.

1.5.3. Цикл ПТУ с теплофикационной турбиной

Схема ПТУ, использующая этот цикл, показана на рис. 1.18. К турбине подводится расход пара G_0 , который проходит часть высокого давления (ЧВД) турбины и затем раздваивается на два потока. Часть пара G_{T} поступает в теплофикационную установку, поэтому его называют теплофикационным потоком. Другая часть пара $G_{\text{к}} = G_0 - G_{\text{T}}$ проходит через всю турбину и поступает в конденсатор. Поэтому поток $G_{\text{к}}$ называют конденсационным.

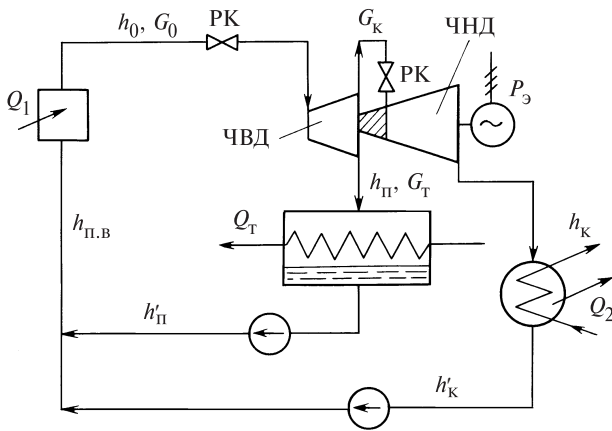


Рис. 1.18. Упрощенная схема ПТУ с теплофикационной турбиной

Нетрудно видеть, что при $G_k = 0$ ПТУ работает как ПТУ с турбиной с противодавлением (обычно так она работает зимой) с максимальным использованием тепла топлива. При $G_T = 0$ турбина работает как конденсационная (часто так она работает летом). Чем большая доля мощности вырабатывается теплофикационным потоком, т.е. чем больше расход G_T и ниже параметры $h_{п'}$, $p_{п'}$ в отборе, тем более эффективно используется топливо.

Главным преимуществом ПТУ с теплофикационной турбиной является возможность экономичной выработки электрической и тепловой энергии при любых их соотношениях. Это достигается с помощью устройств, регулирующих расход пара на турбину G_0 и расход пара в часть низкого давления (ЧНД) G_k .

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой паротурбинный агрегат?
2. Почему экономайзер и воздухоподогреватель котла установлены в его выходной шахте?
3. Почему тепловой цикл электростанции выполняют замкнутым?
4. Чем отличается блочная компоновка электростанции от неблочной?
5. Что такое параметры состояния? Назовите параметры состояния для воды, сухого насыщенного и перегретого пара.
6. Что такое энтальпия?
7. В чем состоит первый закон термодинамики? Как он реализуется при расширении пара в турбине?
8. Для чего используются T, s и h, s -диаграммы?
9. В чем состоит второй закон термодинамики?
10. Какова температура воды и пара при работе деаэратора, давление в котором 0,7 МПа?
11. Что такое критические параметры пара?
12. Что такое удельная теплота парообразования?
13. Назовите параметры, определяющие состояние влажного, сухого насыщенного и перегретого пара.
14. Определите состояние пара в конце процесса расширения, располагаемый и использованный теплоперепады турбины, если $p_0 = 13$ МПа, $t_0 = 540$ °С, $p_k = 5$ кПа, $\eta_{oi} = 0,85$. Определите термический КПД турбоустановки.
15. Определите удельный расход тепла турбоустановки, если $\eta_t = 38$ %.
16. В чем преимущества регенеративного цикла Ренкина?
17. В паропроводе протекает пар с давлением 3,4 МПа и температурой 350 °С. Какой пар протекает по паропроводу?
18. Почему в ПТУ начальное давление пара нельзя изменять независимо от начальной температуры?

Глава вторая

ТЕПЛОЙ ПРОЦЕСС В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ И ЕЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО

2.1. ИСТЕЧЕНИЕ ПАРА ИЗ СОПЛ

Преобразование внутренней энергии пара в работу в турбине происходит в соответствии с первым законом термодинамики, конкретная запись которого для быстро движущегося пара имеет специфическую форму.

Рассмотрим протекание пара по каналу переменного сечения (рис. 2.1, а). Пусть для простоты выкладок в единицу времени через сечение $0-0$ протекает 1 кг пара, а параметры пара на входе: давление p_0 , температура T_0 , удельный объем v_0 , скорость c_0 .

Ясно, что массовый расход пара G через любое сечение F канала будет одинаков и равен

$$G = Fc/v = \text{const}, \quad (2.1)$$

где c — скорость пара.

Соотношение (2.1) называется уравнением неразрывности. Из него следует, что скорость пара на участке между сечениями $0-0$ и $1-1$

$$c = Gv/F \quad (2.2)$$

будет изменяться из-за изменения площади сечения канала и удельного объема пара. Соответственно в сечении $1-1$ параметры пара p_1 , T_1 , v_1 и c_1 .

В соответствии с первым законом термодинамики теплота q , подводимая на участке канала между

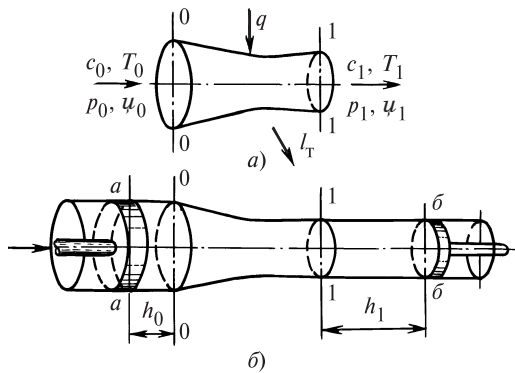


Рис. 2.1. К выводу уравнения первого закона термодинамики для потока газа

сечениями $0-0$ и $1-1$, расходуется на повышение внутренней энергии пара $\Delta u_2 = u_2 - u_1$ и совершение работы l , имеющей несколько составляющих.

Прежде всего, если канал движется, то совершается техническая работа l_T . В частности, это относится к каналам, расположенным на роторе турбины (каналам между рабочими лопатками), протекание пара в которых обеспечивает вращение ротора, т.е. получение полезной работы.

Далее, поскольку скорости пара в сечениях $0-0$ и $1-1$ разные, то произойдет изменение кинетической энергии потока на величину

$$l_k = c_1^2/2 - c_0^2/2.$$

Для того чтобы пропустить за 1 с через сечение $0-0$ 1 кг пара, необходимо через сечение $1-1$ удалить такое же количество пара, т.е. необходимо совершить работу, равную работе условного поршня (рис. 2.1, б), перемещающего 1 кг пара за 1 с из сечения $a-a$ в сечение $0-0$:

$$l_0 = p_0 F_0 h_0 = p_0 v_0,$$

где F_0 — площадь условного поршня.

Соответственно пар, вытесненный из сечения $1-1$, переместит другой условный поршень в сечение $b-b$, т.е. совершит работу

$$l_1 = p_1 F_1 h_1 = p_1 v_1,$$

где F_1 — площадь второго условного поршня.

Разность работ $l_{\text{п}} = l_1 - l_0 = p_1 v_1 - p_0 v_0$ называется работой проталкивания.

Тогда суммарная работа $l = l_T + l_k + l_{\text{п}}$, и в соответствии с первым законом термодинамики

$$q = u_1 - u_0 + p_1 v_1 - p_0 v_0 + c_1^2/2 - c_0^2/2 + l_T.$$

Так как $h = u + pv$, то окончательно получаем

$$q = (h_1 - h_0) + (c_1^2/2 - c_0^2/2) + l_T, \quad (2.3)$$

т.е. тепло, подводимое к движущемуся потоку, расходуется на изменение его энтальпии $h_1 - h_0$, кинетической энергии и совершение работы l_T .

Рассмотрим частный случай движения пара в неподвижном канале — сопле. Если канал хорошо изолирован и не происходит выделения тепла внутри потока из-за трения, т.е. течение является изоэнтропийным, то $q = 0$. Неподвижный канал никакой работы не совершает, т.е. $l_T = 0$. Тогда из (2.3) следует

$$\frac{1}{2} c_1^2 - \frac{1}{2} c_0^2 = h_0 - h_1, \quad (2.4)$$

т.е. изменение скорости пара в сопле происходит вследствие уменьшения его энтальпии. Таким образом, если на входе в сопло энтальпия h_0 , а за соплом $h_1 < h_0$, то на выходе из сопла пар будет иметь скорость

$$c_1 = [c_0^2 + 2(h_0 - h_1)]^{1/2}. \quad (2.5)$$

Следовательно, в соплах или в сопловых каналах происходит преобразование энтальпии в кинетическую энергию потока.

Пример 2.1. Определить скорость пара на выходе из сопла при изоэнтропийном истечении, если параметры перед соплом $p_0 = 12$ МПа, $t_0 = 550$ °С, а давление за соплом $p_1 = 9$ МПа. Скорость пара перед соплом $c_0 = 100$ м/с.

Начальная энтальпия $h_0 = 3480$ кДж/кг, конечная $h_1 = 3386$ кДж/кг. Тогда

$$c_1 = [100^2 + 2(3480 \cdot 10^3 - 3386 \cdot 10^3)]^{1/2} = 445 \text{ м/с.}$$

Физическая причина возрастания скорости при движении пара в сопле очевидна: как видно из h, s -диаграммы (см. рис. 1.9), при изоэнтропийном расширении пара удельный объем увеличивается, и при выполнении условия неразрывности (2.1) скорость пара должна увеличиваться даже в канале постоянного сечения; тем более она будет расти, если канал выполнить суживающимся.

При фиксированных параметрах пара перед соплом уменьшающейся или постоянной площади сечения при снижении давления за ним — противодавления p_1 — скорость пара на выходе из сопла будет возрастать не беспредельно. При достижении критического противодавления p_{1*} на выходе из сопла возникает критическая скорость истечения и максимальный критический расход пара через сопло. Возникающая на выходе из сопла критическая скорость c_* будет совпадать со скоростью звука a_* , которая, как известно из физики, зависит только от параметров состояния: давления и удельного объема пара.

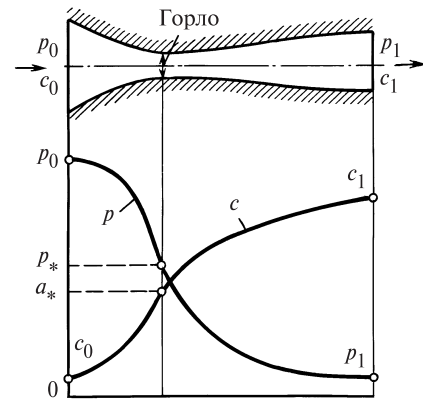


Рис. 2.2. Изменение параметров пара при течении в сопле Лавалю

Если перед соплом изменять давление p_0 , то критическое давление p_{1*} также будет изменяться, однако их отношение $\varepsilon_* = p_{1*} / p_0$, называемое критическим отношением давлений, останется неизменным.

Отношение ε_* зависит от состояния пара: для сухого насыщенного пара $\varepsilon_* = 0,577$, а для перегретого $\varepsilon_* = 0,546$.

Если за суживающимся соплом поддерживать давление $p_1 < p_{1*}$, то пар, конечно, будет расширяться до этого давления. При этом на выходе из сопла (срезе) установятся давление p_{1*} и скорость c_* . За соплом будет происходить беспорядочное расширение пара до давления p_1 , но для ускорения потока используется только разность энтальпий $h_0 - h_*$, где h_* — энтальпия, соответствующая критическим параметрам.

Для того чтобы ускорить поток до скорости $c_1 > c_* = a_*$, необходимо канал выполнить в виде сопла Лавалю: вслед за критическим сечением — горлом (рис. 2.2) — расположить расширяющуюся часть. В таком сопле можно полезно использовать на разгон пара всю разность энтальпий $h_0 - h_1$.

2.2. ТУРБИННЫЕ РЕШЕТКИ

Конструкция турбины, имеющей вращающийся ротор, предопределяет использование в качестве каналов для течения пара кольцевых решеток. Это система каналов, образованных одинаковыми профилями специальной формы (рис. 2.3). Форму каналов можно увидеть из цилиндрических сечений решетки (например, по диаметру d на рис. 2.3)

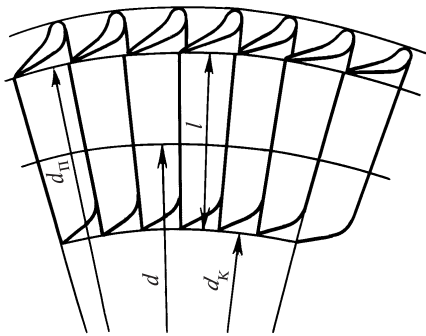


Рис. 2.3. Кольцевая турбинная решетка (изображен только сектор решетки)

и последующей их развертки на плоскости. Соответствующим выбором формы профилей (рис. 2.4) и их расположением в решетке можно создать каналы с требуемым законом изменения площади сечения. Например решетка, показанная на рис. 2.4, а, имеет сильно суживающиеся каналы (от ширины a'_1 на входе до ширины a_1 на выходе) и используется для ускорения потока до скоростей, меньших скорости звука. Наоборот, решетка, приведенная на рис. 2.4, в, для которой $a'_1 > a_{\min}$ и $a_1 > a_{\min}$, служит для получения сверхзвуковых скоростей. На рис. 2.4, б показана решетка почти постоянного сечения ($a'_1 = a_2$), в которой ускорения потока практически не происходит.

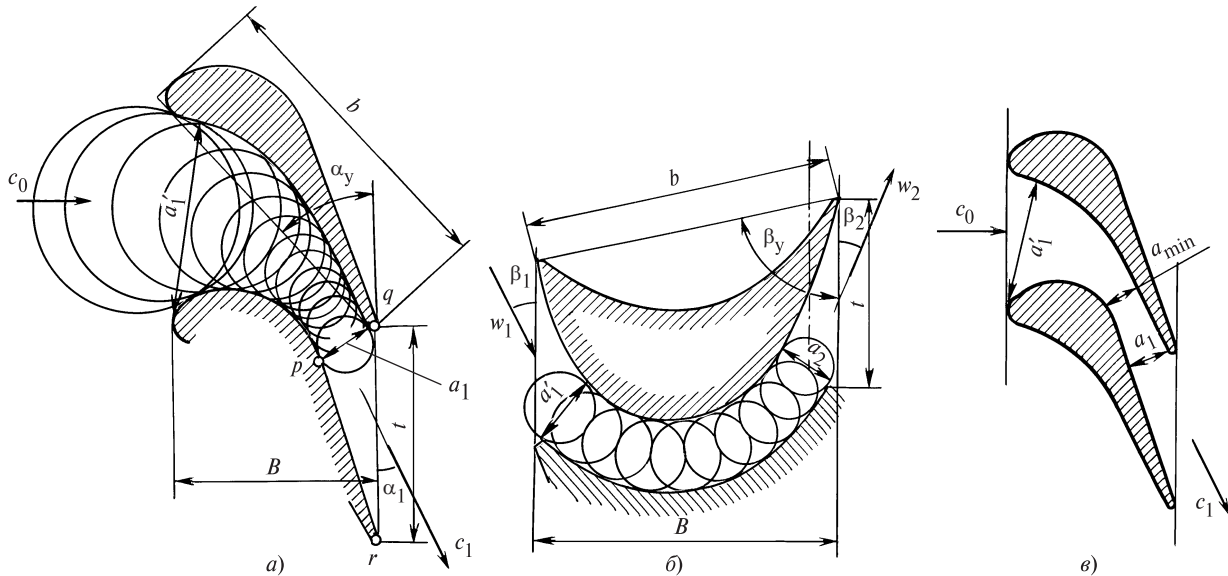


Рис. 2.4. Развертки профилей турбинных решеток

а — решетка с каналами сильно уменьшающегося сечения; б — решетка с каналами слабо уменьшающегося сечения; в — решетка с каналами типа сопел Лавалья

На профиле различают входную и выходную кромки, спинку (выпуклую часть) и сторону давления (вогнутую часть). Выходная часть решетки gpr (рис. 2.4, а) называется косым срезом. Если в сечении pg устанавливаются критические параметры, то косой срез в какой-то мере играет роль расширяющейся части сопла Лавалья и поэтому в суживающейся решетке можно получить небольшие сверхзвуковые скорости потока.

Кроме формы профиля и угла установки α_y (или β_y), показанных на рис. 2.4, кольцевая решетка характеризуется высотой l (см. рис. 2.3) и средним диаметром $d = 1/2(d_n + d_k)$, хордой b , шагом t .

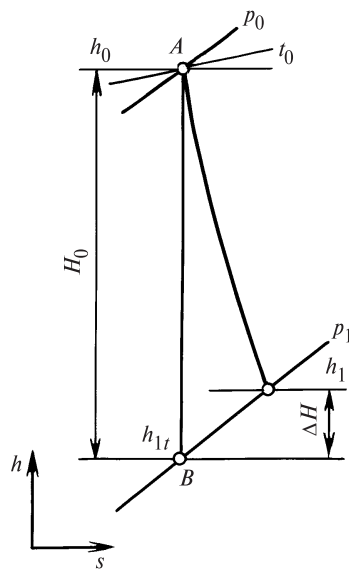
Важное значение имеют относительный шаг $\bar{t} = t/b$ и верность l/d , которые определяют экономичность решетки.

Течение пара в кольцевых решетках подчиняется законам, рассмотренным в § 2.1. В частности, если пар расширяется изоэнтропийно в неподвижной решетке от состояния A (рис. 2.5) до состояния B , то скорость пара на выходе из решетки равна

$$c_{1t} = [c_0^2 + 2(h_0 - h_{1t})]^{1/2}, \quad (2.6)$$

где c_0 — скорость пара на входе в решетку; h_{1t} — энтальпия пара в конце процесса изоэнтропийного расширения.

Рис. 2.5. Процесс расширения пара в сопле h, s -диаграмме



В действительности за счет сил трения между частицами пара и пара о поверхность профилей часть кинетической энергии превращается в тепло и процесс расширения сопровождается возрастанием энтропии. В результате на выходе из решетки пар будет иметь энтальпию $h_1 > h_{1t}$ (рис. 2.5). Действительная скорость пара на выходе из решетки равна

$$c_1 = [c_0^2 + 2(h_0 - h_1)]^{1/2}. \quad (2.7)$$

Величину

$$\Delta H = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = h_1 - h_{1t}$$

называют условно абсолютной потерей энергии в решетке.

Обычно эффективность решетки оценивают не по абсолютной потере энергии, а по коэффициенту потерь энергии

$$\zeta = \frac{\Delta H}{c_{1t}^2/2} = 1 - (c_1/c_{1t})^2. \quad (2.8)$$

Отношение $\varphi = c_1/c_{1t}$ называют коэффициентом скорости. Таким образом,

$$\zeta = 1 - \varphi^2. \quad (2.9)$$

Обычно $\varphi = 0,92 - 0,95$.

Важной характеристикой решетки является коэффициент расхода μ . Если бы течение в решетке было изэнтропийным, то через нее протекал бы теоретический расход $G_{1t} = c_{1t}/(Fv_{1t})$, где v_{1t} —

удельный объем пара в конце изэнтропийного расширения. В реальных условиях из-за образования на стенках канала так называемого пограничного слоя расход G оказывается меньше теоретического; величина $\mu = G/G_{1t}$ называется коэффициентом расхода. Для турбинных решеток, работающих на перегретом паре, $\mu = 0,93 - 0,98$, а на влажном $\mu = 0,94 - 1,04$.

2.3. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Турбинной ступенью называется совокупность неподвижной (сопловой) и вращающейся (рабочей) решеток. В ступени происходит преобразование части общего теплоперепада турбины $H_0^{\text{турб}}$ в работу. Назначение сопловой решетки — преобразовать с минимальными потерями внутреннюю энергию потока в кинетическую энергию кольцевых струй пара (напомним, что при протекании пара через неподвижную решетку работа не совершается). Назначение рабочей решетки — преобразовать кинетическую энергию (и частично внутреннюю) в работу, т.е. во вращение ротора турбоагрегата.

Ступень турбины схематически показана на рис. 2.6. Сопловая решетка установлена в диафрагме, представляющей собой разъемное по горизонтальному диаметру кольцо. Между вращаю-

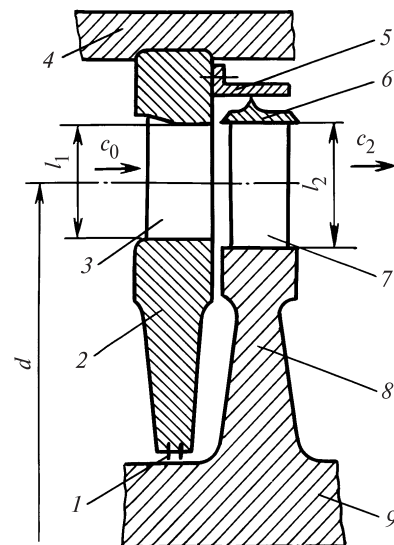


Рис. 2.6. Схематическое изображение турбинной ступени
1 — диафрагменное уплотнение; 2 — диафрагма; 3 — сопловая решетка; 4 — корпус турбины; 5 — надбандажное уплотнение; 6 — ленточный бандаж; 7 — рабочая решетка; 8 — диск; 9 — вал

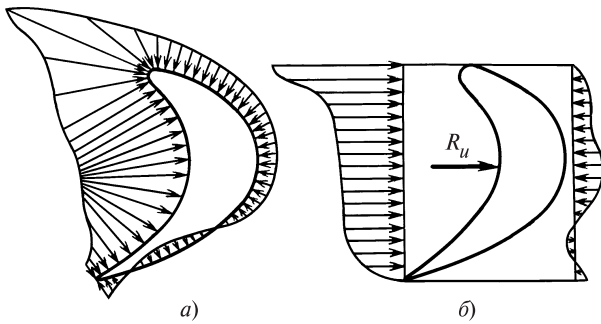


Рис. 2.7. Распределение давления по профилю рабочей лопатки

a — распределение давлений; *b* — окружные проекции давлений на вогнутую и выпуклую поверхности лопатки

щимся валом и неподвижной диафрагмой установлено уплотнение, допускающее лишь очень малую протечку пара мимо сопловой решетки. Рабочие лопатки, профили которых образуют рабочую решетку, закреплены на диске. На периферии рабочих лопаток имеется ленточный бандаж с надбандажным уплотнением, препятствующим протечке пара мимо рабочей решетки.

Качественно преобразование энергии в турбинной ступени можно объяснить следующим образом. Пар в сопловой решетке расширяется от параметров p_0 , h_0 до параметров p_1 , h_1 , в результате чего из сопловых каналов под малым углом к плоскости выходных кромок выходит кольцевая струя пара большой скорости. Эта струя обтекает профили рабочей решетки, образуя на их поверхностях распределение давления, показанное на рис. 2.7, *a*. Результирующая окружных проекций давлений на вогнутой стороне профиля (рис. 2.7, *b*) больше, чем на спинке, в результате чего возникает окружная сила R_u , вращающая диск, закрепленный на валу.

Дополнительная реактивная сила может возникнуть за счет расширения пара в каналах рабочей решетки при выполнении их суживающимися.

Процесс расширения пара в h, s -диаграмме показан на рис. 2.8. Состояние пара перед ступенью характеризуется точкой O со статическими параметрами p_0 , t_0 , h_0 и скоростью c_0 . Можно считать, что скорость c_0 получена в результате изоэнтروпийного расширения от некоторой точки \bar{O} , энтальпия в которой $\bar{h}_0 = h_0 + c_0^2/2$, а скорость равна нулю. Иными словами, точка \bar{O} изображает состояние заторможенного потока пара перед ступенью, а пара-

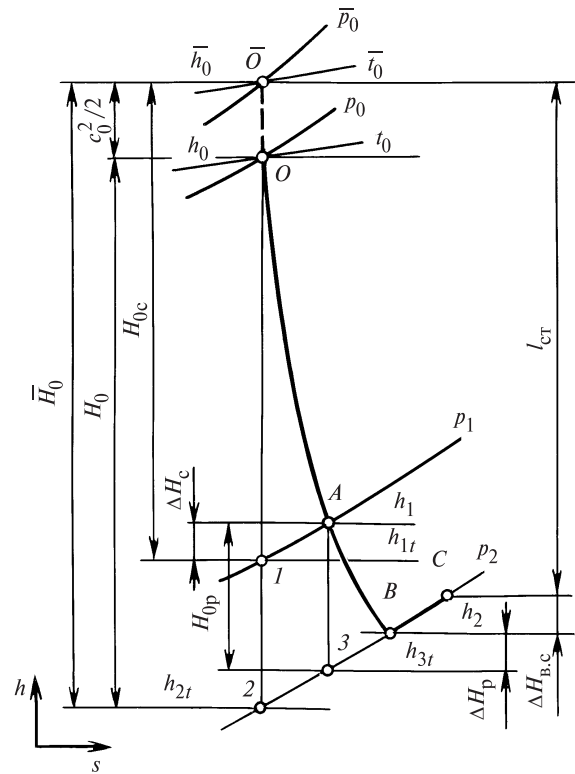


Рис. 2.8. Процесс расширения пара в ступени в h, s -диаграмме

метры \bar{p}_0 , \bar{t}_0 и \bar{h}_0 в ней называются параметрами торможения. Для их получения необходимо на h, s -диаграмме от точки O отложить вверх по изоэнтропе значение кинетической энергии $c_0^2/2$ и получить точку \bar{O} .

Величина H_0 , подсчитанная от статических параметров, называется располагаемым теплоперепадом ступени, а величина \bar{H}_0 — располагаемым теплоперепадом, подсчитанным от параметров торможения.

Величина теплоперепада $H_{0c} = h_0 - h_{1t}$ называется располагаемым теплоперепадом сопловой решетки.

Как мы уже знаем, реальный процесс расширения в сопловой решетке пойдет не по изоэнтропе $O-1$ до давления p_1 , а с отклонением от нее и закончится в точке A с энтальпией h_{1t} . В результате возникнет потеря энергии в сопловой решетке

$$\Delta H_c = h_1 - h_{1t} = (1 - \varphi^2)c_{1t}^2/2, \quad (2.10)$$

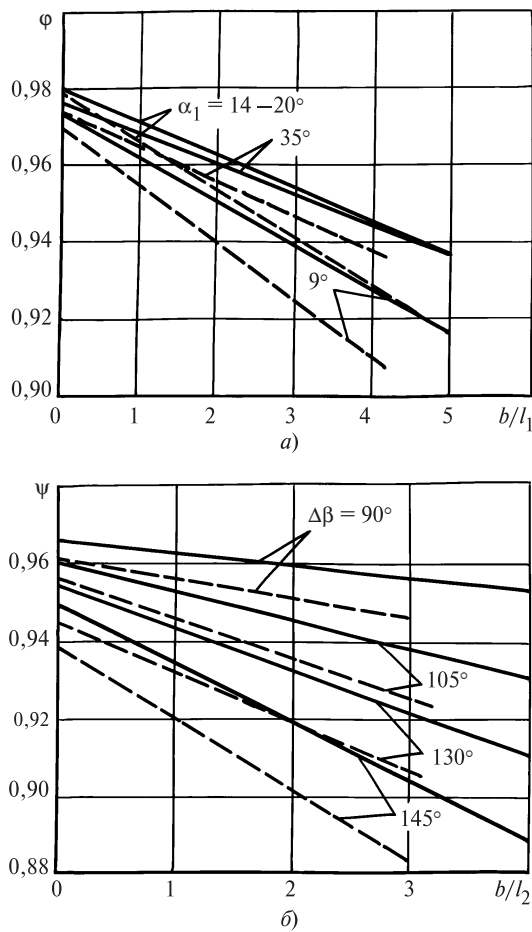


Рис. 2.9. Коэффициенты скорости для кольцевых турбинных решеток в зависимости от b/l , угла $\Delta\beta$ (или $\Delta\alpha$) и $\theta = d/l$ ($\theta > 10$ — сплошная, $\theta < 10$ — штриховая). Остальные обозначения см. в пояснениях к рис. 2.3. и 2.4

а пар выйдет со скоростью

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (2.11)$$

где φ — коэффициент скорости, а c_{1t} подсчитывается по соотношению (2.6).

Коэффициент скорости φ в правильно профилированной решетке зависит (рис. 2.9, а) в основном от отношения b/l_1 , угла выхода потока α_1 из решетки (см. рис. 2.4) и режима работы. Обычно $\varphi = 0,94 - 0,97$.

Разность энтальпий (см. рис. 2.8)

$$H_{0p} = h_1 - h_{3t} \quad (2.12)$$

называется располагаемым теплоперепадом рабочей решетки. Благодаря ему поток пара дополнительно ускоряется в каналах рабочей решетки. Если из сопловой решетки пар выходит со

скоростью c_1 , то на рабочую решетку он поступает со скоростью w_1 , равной разности векторов c_1 и u , где u — окружная скорость рабочих лопаток (подробнее см. § 2.6). Теоретическая скорость выхода пара из рабочих каналов относительно вращающихся рабочих лопаток равна

$$w_{2t} = (w_1^2 + 2H_{0p})^{1/2}. \quad (2.13)$$

При расширении пара в рабочей решетке также возникают потери энергии, подсчитываемые аналогично потерям в соплах:

$$\Delta H_p = h_2 - h_{3t} = (1 - \psi^2) w_{2t}^2, \quad (2.14)$$

где ψ — коэффициент скорости для рабочей решетки, зависящий (рис. 2.9, б) от относительной высоты решетки и угла поворота потока пара в ней $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ (см. рис. 2.4, б). Обычно $\psi = 0,9 - 0,94$.

Действительная скорость выхода пара равна

$$w_2 = \psi w_{2t}. \quad (2.15)$$

Пар покидает ступень со скоростью c_2 , равной сумме векторов w_2 и u . Кинетическая энергия потока, равная

$$\Delta H_{в.с} = c_2^2/2, \quad (2.16)$$

не может быть использована в рассматриваемой ступени: и потому она условно называется потерей с выходной скоростью. Отложив вдоль изобары отрезок BC (см. рис. 2.8) с учетом энтальпии в точке C

$$h_c = h_2 + \Delta H_{в.с},$$

получим отрезок $l_{ст}$, представляющий полезную работу ступени, отнесенную к 1 кг протекающего пара.

2.4. РЕАКТИВНОСТЬ СТУПЕНЕЙ

В общем случае каналы рабочих решеток выполняются суживающимися. Поэтому давление перед ними p_1 оказывается больше, чем за ними. Вследствие этого располагаемый теплоперепад ступени \bar{H}_0 распределяется между сопловой и рабочей решетками (рис. 2.10, а):

$$\bar{H}_0 = H_{0с} + H_{0р}. \quad (2.17)$$

Отношение располагаемого теплоперепада рабочей решетки к теплоперепаду ступени, подсчи-

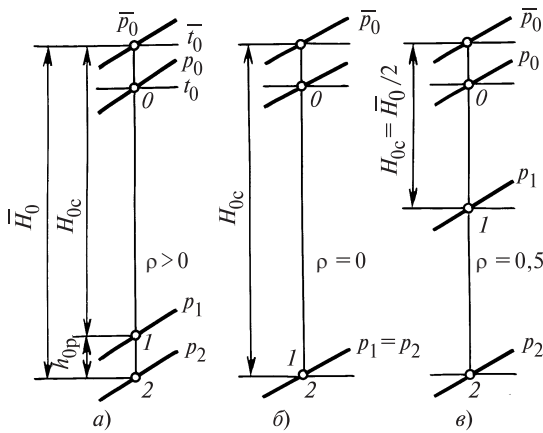


Рис. 2.10. Изэнтропийные процессы расширения пара в ступенях с различной степенью реакции
 а — $\rho > 0$; б — $\rho = 0$; в — $\rho = 0,5$

танному от параметров торможения, называется реактивностью ступени:

$$\rho = H_{0p} / \bar{H}_0. \quad (2.18)$$

Такое название связано с тем, что при $\rho > 0$ в рабочей решетке происходит расширение пара и возникает дополнительная реактивная сила, вращающая рабочий диск.

При $\rho = 0$ ступень называется чисто активной. В ней расширение пара происходит только в сопловой решетке (рис. 2.10, б), а передача кинетической энергии рабочим лопаткам происходит только благодаря повороту струй пара в каналах рабочей решетки. Ускорения потока в рабочей решетке не происходит, и скорости пара на входе и выходе одинаковы. Поэтому каналы рабочей решетки активной ступени имеют постоянное проходное сечение.

Активными ступенями называются ступени с небольшой реактивностью ($\rho = 0—0,25$).

Ступень, в которой реактивность близка к $\rho = 0,5$ и более, называется реактивной. В ней (рис. 2.10, в) происходит расширение пара и в сопловой, и в рабочей решетках примерно в равной степени. Возникающее на рабочих лопатках окружное усилие определяется не только «активными» струями пара, выходящими из сопловой решетки, но и реактивной силой ускоряющегося в рабочей решетке пара.

Разделение ступеней на активные и реактивные условно и справедливо только для ступеней с малой веерностью l/d , т.е. для ступеней с короткими по сравнению с диаметром решетки лопатками. При $l/d < 10$ параметры пара изменяются по высо-

те, и в корневом сечении реактивность может быть близка к нулю, а в периферийном достигать 0,7 и выше. Таким образом, в общем случае правильнее говорить не о реактивности ступени, а о реактивности участка ступени, относящегося к какому-либо радиусу.

Реактивность, по существу, определяется соотношением площадей для выхода пара в сопловой и рабочей решетках. Если в условиях эксплуатации оно изменяется (например, из-за повреждений выходных кромок рабочих лопаток, вызвавших уменьшение площади выхода рабочих лопаток), то это приведет к изменению экономичности и надежности (из-за роста осевого усилия на диск).

2.5. ТРЕУГОЛЬНИКИ СКОРОСТЕЙ

Наглядное представление о режиме работы ступени и ее экономичности дают диаграммы векторов скоростей потока пара, называемые треугольниками скоростей.

На рис. 2.11, а справа схематически показано, как за счет расширения пара уменьшается его давление в сопловой решетке от p_0 до p_1 . При этом если на входе в решетку скорость пара c_0 была мала, то на выходе она существенно возрастает до значения c_1 и направлена под углом α_1 , определяемым соотношением

$$\sin \alpha_1 \approx a_1 / t_1. \quad (2.19)$$

Скорость выхода пара из сопловой решетки наглядно изображается вектором c_1 . Однако на профили движущейся решетки пар будет поступать не под углом α_1 , а под другим углом, так как решетка вращается с окружной скоростью, изображаемой вектором u , величина которого равна

$$u = \omega d / 2, \quad (2.20)$$

где ω — угловая скорость вращения; d — диаметр ступени. В результате пар натекает на рабочие лопатки под углом β_1 с относительной скоростью w_1 , равной разности векторов c_1 и u . Профили рабочих лопаток должны быть выбраны и установлены так, чтобы обеспечить безударный вход пара на рабочую решетку. В этом случае в ней не будет больших потерь.

Построенные таким образом векторы образуют треугольник, часто называемый входным треугольником скоростей (для рабочей решетки).

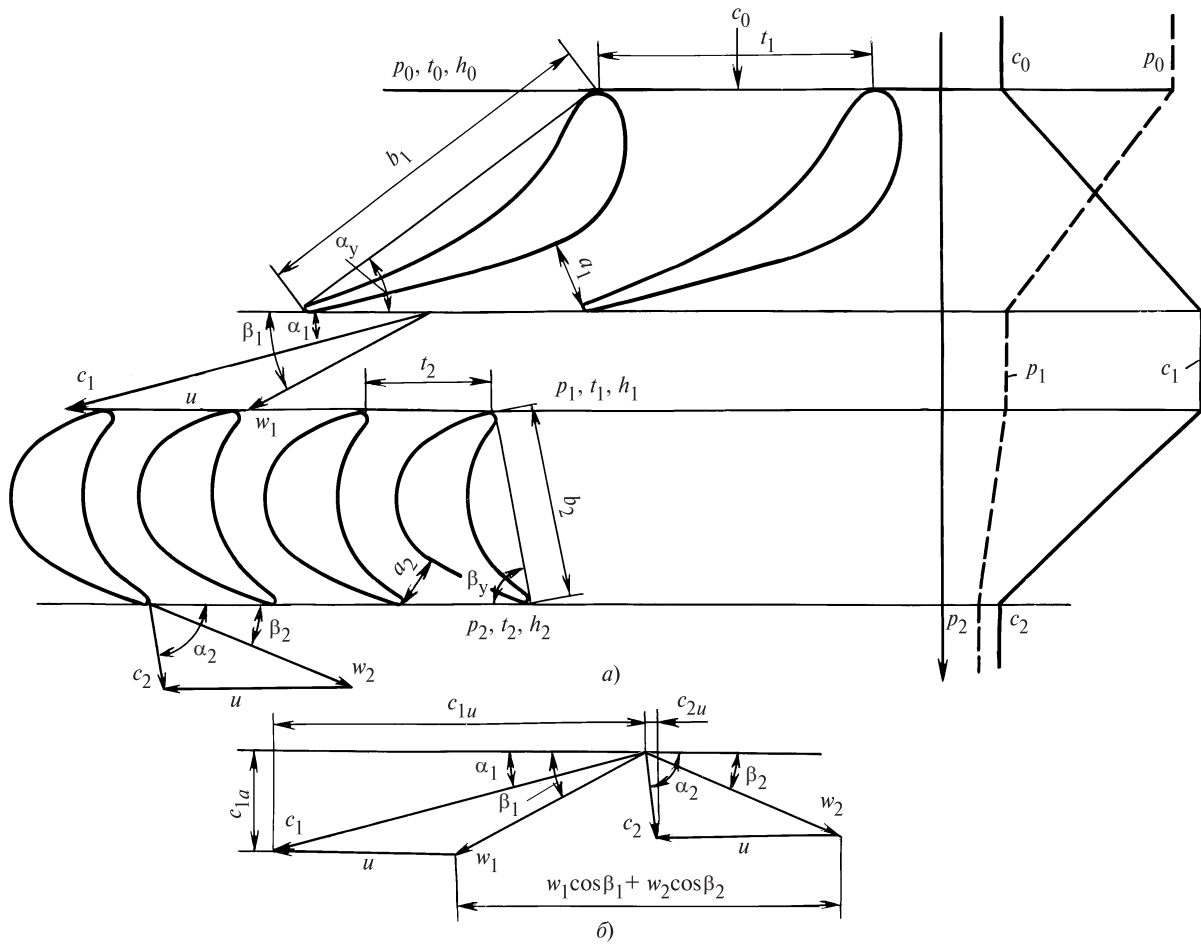


Рис. 2.11. Треугольники скоростей для ступени
a — векторы скоростей потока; *б* — треугольники скоростей

Пар, поступив в каналы рабочей решетки, взаимодействует с ее профилями, создавая окружную силу R_u , вращающую диск. Покидает пар рабочую решетку с относительной скоростью w_2 , значение которой подсчитывается по соотношению (2.15), а угол выхода в относительном движении определяется по формуле

$$\sin\beta_2 \approx a_2 / t_2, \tag{2.21}$$

где a_2 — ширина канала рабочей решетки на выходе.

Абсолютная скорость выхода пара c_2 представляет собой сумму векторов w_2 и u . Она будет составлять угол α_2 с плоскостью вращения. Полученный треугольник векторов скоростей называют выходным треугольником скоростей (для рабочей решетки).

Входной и выходной треугольники скоростей обычно совмещают (см. рис. 2.11, б) и кратко называют треугольниками скоростей. Они позволяют лучше понять, каким образом в ступени внутренняя энергия пара превращается в работу. Напомним, что при протекании пара через сопловую решетку техническая работа не производится, так как решетка закреплена в неподвижной диафрагме, но зато пар разгоняется от скорости c_0 до скорости c_1 . В рабочей решетке скорость потока уменьшается от значения c_1 до значения c_2 , и именно поэтому на рабочих лопатках возникает движущее окружное усилие и совершается работа. Подсчитать возникающую окружную силу можно с помощью известной из физики теоремы импульсов, утверждающей, что изменение в окружном направлении количества движения пара за 1 с

$$G(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)$$

равно импульсу окружной силы, т.е.

$$R_u \cdot 1 = G(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \quad (2.22)$$

Из рис. 2.11, б следует, что чем меньше углы β_1 и β_2 , тем большая сила R_u возникает на лопатках. Однако большее значение R_u вовсе не означает большую эффективность преобразования внутренней энергии пара в работу.

Действительно, представим себе чисто активную ступень, в которой площадь рабочих каналов постоянна. Тогда по уравнению неразрывности (см. рис. 2.4, б)

$$w_1 t \sin \beta_1 = w_2 t \sin \beta_2$$

и, следовательно, $w_1 = w_2$; $\beta_1 = \beta_2$. Пусть треугольники скоростей для такой ступени представлены на рис. 2.12, а сплошными линиями. Если уменьшить теплоперепад ступени, оставив неизменным угол α_1 и окружную скорость u (т.е. частоту вращения), то треугольники скоростей изменятся (штриховые линии). Нетрудно видеть, что при этом окружное усилие R_u уменьшится, но экономичность ступени возрастет, так как уменьшится потеря с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ из-за уменьшения скорости c_2 . При дальнейшем уменьшении теплоперепада скорость c_2 будет уменьшаться и, наконец, примет минимальное значение при $\alpha_2 = 90^\circ$. В этом случае треугольники скоростей будут оптимальными и приобретут вид, показанный на рис. 2.12, б. Очевидно, в этом случае $2u = c_1 \cos \alpha_1$.

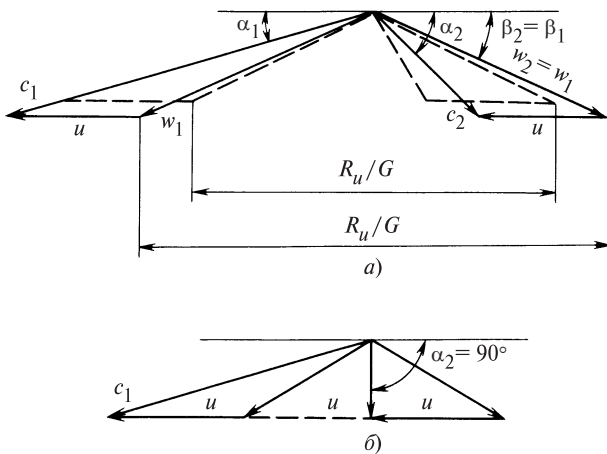


Рис. 2.12. Неоптимальные (а) и оптимальные (б) треугольники скоростей

Так как угол α_1 обычно мал ($\alpha_1 = 12\text{--}16^\circ$), то для обеспечения максимальной экономичности на номинальном режиме работы ступень должна быть спроектирована так, чтобы окружная скорость рабочих лопаток была примерно вдвое меньше скорости выхода пара из сопл.

В практических расчетах удобнее в качестве характеристики оптимальности ступени использовать не отношение u/c_1 , а близкое к нему отношение $x_\phi = u/c_\phi$, где c_ϕ — фиктивная (условная) скорость, определяемая из соотношения

$$c_\phi = (2H_0)^{1/2}. \quad (2.23)$$

Для реальных активных ступеней оптимальное значение определяется соотношением

$$x_\phi^{\text{опт}} = \frac{\phi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} \quad (2.24)$$

и лежит в пределах 0,42—0,55. Для реактивных ступеней $x_\phi^{\text{опт}} = 0,55\text{--}0,65$.

Существование для ступени оптимального отношения x_ϕ , как мы увидим ниже, имеет глубокий смысл и очень сильно влияет на конструкцию всей турбины.

Пример 2.2. Определить основные размеры проточной части промежуточной ступени турбины и построить для нее треугольники скоростей по следующим исходным данным: начальные параметры $p_0 = 4$ МПа, $t_0 = 410^\circ\text{C}$, $p_2 = 3,37$ МПа, $c_0 = 40$ м/с; расход пара через ступень $G = 100$ кг/с; частота вращения $n = 50$ с⁻¹.

Строя изоэнтропийный процесс расширения пара в ступени в h, s -диаграмме (рис. 2.13, а), получаем $h_0 = 3238$ кДж/кг, $h_{21} = 3188$ кДж/кг и, следовательно, располагаемый теплоперепад

$$H_0 = h_0 - h_{21} = 49,4 \text{ кДж/кг.}$$

Определяя кинетическую энергию на входе в ступень $c_0^2/2 = 1,25$ кДж/кг и откладывая ее вверх от точки с параметрами p_0, t_0 , получаем параметры торможения: $\bar{h}_0 = 3239$ кДж/кг, $\bar{p}_0 = 4,02$ МПа; располагаемый теплоперепад ступени, подсчитанный по параметрам торможения,

$$\bar{H}_0 = 49,4 + 1,25 = 50,65 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда фиктивная скорость $c_\phi = \sqrt{2 \cdot 50 \cdot 650} = 318,3$ м/с.

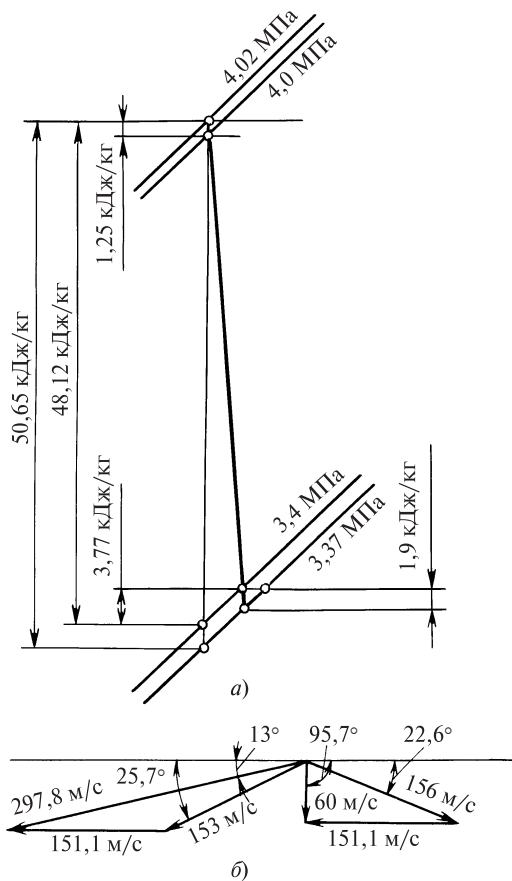


Рис. 2.13. Треугольники скоростей для ступени, рассчитанной в примере 2.2

Определим из соотношения (2.24) оптимальное отношение x_ϕ , задавшись следующими значениями: реактивность $\rho = 0,05$; угол выхода потока из сопловой решетки $\alpha_1 = 13^\circ$; коэффициент скорости $\phi = 0,95$, тогда

$$x_\phi^{\text{опт}} = \frac{0,95 \cos 13^\circ}{2\sqrt{1-0,05}} = 0,475,$$

и, следовательно, окружная скорость вращающейся решетки для обеспечения максимального КПД должна быть

$$u = x_\phi^{\text{опт}} c_\phi = 0,475 \cdot 318,3 = 151,1 \text{ м/с.}$$

Поскольку частота вращения задана, диаметр ступени должен быть равен

$$d = u/(\pi n) = 151,1/(3,14 \cdot 50) = 0,962 \text{ м.}$$

Построим входной треугольник скоростей. Располагаемый теплоперепад сопловой решетки

$$H_{0c} = (1 - \rho)\bar{H}_0 = (1 - 0,05) 50,65 = 48,12 \text{ кДж/кг,}$$

и тогда теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки

$$c_{1t} = c_\phi = (2H_0)^{1/2} = (2 \cdot 48120)^{1/2} = 310,2 \text{ м/с,}$$

а фактическая

$$c_1 = \phi c_{1t} = 0,95 \cdot 310,2 = 297,8 \text{ м/с.}$$

Строя под углом $\alpha_1 = 13^\circ$ в некотором масштабе вектор c_1 (см. рис. 2.13, б), пристраиваем к нему вектор окружной скорости u и получаем вектор w_1 скорости входа пара на рабочие лопатки в относительном движении. Путем непосредственного замера получаем $w_1 = 153 \text{ м/с}$; $\alpha_1 = 25,7^\circ$.

Откладывая от параметров торможения вниз по изоэнтропе теплоперепад H_{0c} , определяем давление за сопловой решеткой $p_1 = 3,4 \text{ МПа}$ и теоретический удельный объем пара $v_{1t} = 0,0854 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Используя уравнение неразрывности для выходного сечения сопловой решетки $F_1 \mu_1 c_{1t} = G v_{1t}$, определим ее выходную площадь:

$$F_1 = G v_{1t}/(\mu_1 c_{1t}) = 100 \cdot 0,854/(0,97 \cdot 310,2) = 0,0284 \text{ м}^2,$$

где $\mu_1 = 0,97$ — принятый по оценке коэффициент расхода. Тогда высота сопловой решетки равна

$$l_1 = F_1/(\pi d \sin \alpha_1) = 0,0284/(3,14 \cdot 0,962 \sin 13^\circ) = 0,0418 \text{ м.}$$

Перейдем к построению выходного треугольника. Теплоперепад рабочей решетки составляет $H_{0p} = \rho \bar{H}_0 = 0,05 \cdot 50,65 = 2,53 \text{ кДж/кг}$, и, следовательно, теоретическая скорость пара на выходе из нее в относительном движении равна

$$w_{2t} = (w_1^2 + 2H_{0p})^{1/2} = (152^2 + 2 \cdot 2530)^{1/2} = 167,8 \text{ м/с.}$$

Действительная скорость

$$w_2 = \phi w_{2t} = 0,93 \cdot 167,8 = 156 \text{ м/с,}$$

где коэффициент скорости $\phi = 0,93$ принят по оценке.

Выходная площадь рабочей решетки получается из уравнения неразрывности:

$$F_2 = G v_{2t}/(\mu_2 w_{2t}) = 100 \cdot 0,0848/(0,93 \cdot 167,8) = 0,0574 \text{ м}^2,$$

где $v_{2t} = 0,0848 \text{ м}^3/\text{кг}$ — удельный объем за рабочей решеткой при изоэнтропийном процессе расширения; $\mu_2 = 0,93$ — коэффициент расхода для рабочей решетки.

Выходная площадь F_2 обеспечивается при вполне определенном значении угла β_2 , для которого

$$\sin \beta_2 = F_2/(\pi d l_2) = 0,0574/(3,14 \cdot 0,962 \cdot 0,0448) = 0,424,$$

где l_2 — высота рабочей решетки, принятая для безударного входа потока на 3 мм больше высоты сопловой решетки.

Таким образом, получаем $\beta_2 = 25,1^\circ$.

Зная w_2 и β_2 , строим вектор w_2 , приставляем к нему вектор u и получаем (см. рис. 2.13, б) выходной треугольник, для которого $c_2 = 60$ м/с, $\alpha_2 = 97^\circ$.

Принятые по оценке коэффициенты скорости φ и ψ могут быть уточнены с помощью рис. 2.9 после выбора из соображений прочности размеров хорд профилей b_1 и b_2 и определения относительных величин \bar{l}_1 , \bar{l}_2 и $\Delta\beta$.

2.6. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ЛОПАТОЧНЫЙ КПД ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ

Относительный лопаточный КПД представляет собой отношение полезной работы, развиваемой ступенью, к располагаемой энергии ступени:

$$\eta_{о.л} = l_{ст} / E_0. \quad (2.25)$$

Полезная работа ступени (см. рис. 2.8) определяется соотношением

$$l_{ст} = \bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}. \quad (2.26)$$

Располагаемая энергия — это энергия, которая может быть преобразована в данной ступени в работу. Если ступень расположена так, что ее выходная скорость может быть использована в последующей ступени, то

$$E_0 = \bar{H}_0 - c_2^2/2.$$

Таким образом, для ступени, за которой используется выходная скорость,

$$\eta_{о.л} = \frac{\bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}}{\bar{H}_0 - c_2^2/2}, \quad (2.27)$$

а для ступени, за которой выходная скорость не используется,

$$\eta_{о.л} = \frac{\bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}}{\bar{H}_0}. \quad (2.28)$$

Если ввести относительные потери в ступени, то

$$\eta_{о.л} = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_{в.с}.$$

Таким образом, *относительный лопаточный КПД учитывает качество решеток ступени и потерю с выходной скоростью.*

Наибольшее влияние на относительный лопаточный КПД оказывает отношение $x_\phi = u/c_\phi$. Если по-

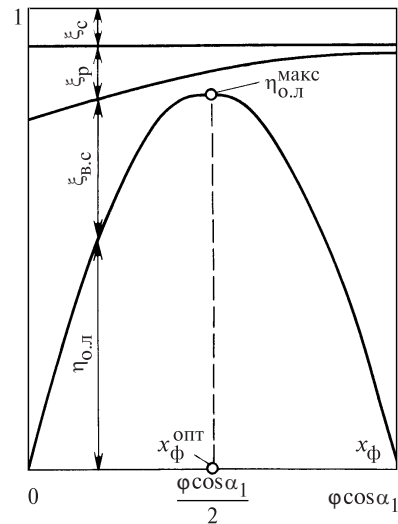


Рис. 2.14. Зависимость потерь и КПД $\eta_{о.л}$ от отношения скоростей x_ϕ при постоянных φ и ψ для чисто активной ступени

тери в сопловой и рабочей решетках сравнительно слабо зависят от x_ϕ (рис. 2.14), то потери с выходной скоростью определяют параболическое протекание кривой $\eta_{о.л}(x_\phi)$ с максимумом при $x_\phi = x_\phi^{опт}$ [см. соотношение (2.24)]. Таким образом, *имеется некоторое оптимальное соотношение скоростей u/c_ϕ , при котором $\eta_{о.л}$ максимален.* Поскольку окружная скорость u ограничена прочностью вращающихся деталей (дисков, лопаток), ограниченной оказывается и c_ϕ , т.е. теплоперепад $\bar{H}_0 = c_\phi^2/2$, срабатываемый в одной ступени. Именно поэтому конструкция турбины выполняется многоступенчатой.

Пример 2.3. Определить относительный лопаточный КПД ступени, рассмотренной в примере 2.2.

Так как рассматриваемая ступень промежуточная и выходная скорость c_2 может быть использована в последующей ступени, то

$$E_0 = \bar{H}_0 - c_2^2/2 = 5065 - 60^2/2 = 48\,850 \text{ Дж/кг} = 48,85 \text{ кДж/кг}.$$

Потери энергии в решетках

$$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) c_1^2/2 = (1 - 0,96^2) \cdot 310,2^2/2 = 3,77 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta H_p = (1 - \psi^2) w_{2l}^2/2 = 167,8^2/2 (1 - 0,93^2) \cdot 167,8^2 = 1,9 \text{ кДж/кг}.$$

Потеря с выходной скоростью

$$\Delta H_{в,с} = c_2^2/2 = 60^2/2 = 1,8 \text{ кДж/кг.}$$

Полезная работа ступени

$$l_{ст} = 50,65 - 3,77 - 1,9 - 1,8 = 43,18 \text{ кДж/кг.}$$

Следовательно, $\eta_{о,л} = 43,18/48,85 = 0,884$.

2.7. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ВНУТРЕННИЙ КПД СТУПЕНИ

Кроме потерь в решетках и с выходной скоростью в ступени имеются потери с протечками пара и на трение.

Потери с протечками связаны с тем, что часть пара протекает через зазоры ступени и полезной работы не совершает.

Это относится к пару G_{1y} (рис. 2.15), протекающему через диафрагменное уплотнение и поступающему либо через так называемые разгрузочные отверстия в диске (для разгрузки упорного подшипника от осевого усилия) к диафрагме следующей ступени, либо в корневое сечение рабочей лопатки. В последнем случае этот пар не только не совершает полезной работы, так как он не имеет соответствующей скорости, но и «портит» основной поток пара, идущего из сопловой решетки.

Поэтому в корневом сечении ступени выполняют такую реактивность и разгрузочные отверстия делают такого размера, которые исключили бы подсос пара в проточную часть из зазора между диафрагмой и диском. Но в этом случае возникает протечка G_{2y} в обвод рабочей решетки.

Часть пара G_{3y} проходит над бандажом рабочих лопаток, также не совершая работы.

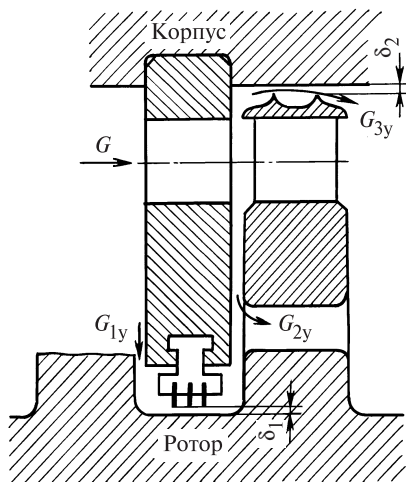


Рис. 2.15. Схема протечек в турбинной ступени

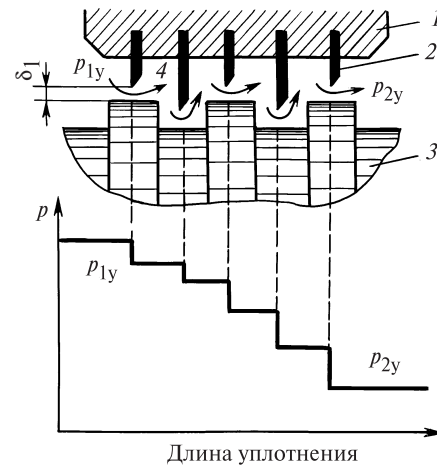


Рис. 2.16. Лабиринтное уплотнение

1 — сегмент уплотнения; 2 — гребешки; 3 — участок вала; 4 — расширительная камера

Для уменьшения протечек между вращающимися и неподвижными элементами устанавливают лабиринтное уплотнение, схема которого показана на рис. 2.16. Уплотнение создается тонкими кольцевыми гребешками, установленными с малым зазором δ_1 , и камерами, расположенными между гребнями. Пар, проходя между гребешком и валом, приобретает кинетическую энергию, которая затем гасится в расширительной камере. В результате по мере движения пара через уплотнение его давление уменьшается от p_{1y} перед ним до p_{2y} за ним. Расход пара через уплотнение определяется давлением перед последним гребешком, которое тем меньше, чем больше гидравлическое сопротивление предшествующих гребней.

Протечка пара через диафрагменное уплотнение определяется соотношением

$$G_{1y} = \mu_y F_y k_y G / (\mu_1 F_1 \sqrt{z}), \quad (2.30)$$

где G — расход пара через ступень; z — число гребешков; μ_1 и F_1 — соответственно коэффициенты расхода и площадь выхода сопловой решетки; F_y — площадь для прохода пара под последним гребешком; μ_y — коэффициент расхода (рис. 2.17), зависящий от формы и размеров гребешка и зазора под ним; k_y — поправочный коэффициент, зависящий от конструкции уплотнения.

Для ступенчатого уплотнения (см. рис. 2.16), в камерах которого происходит полное гашение скорости, $k_y = 1$. Однако ступенчатые уплотнения не применяются там, где в процессе эксплуатации появляются большие относительные смещения ротора и статора и могут возникать осевые

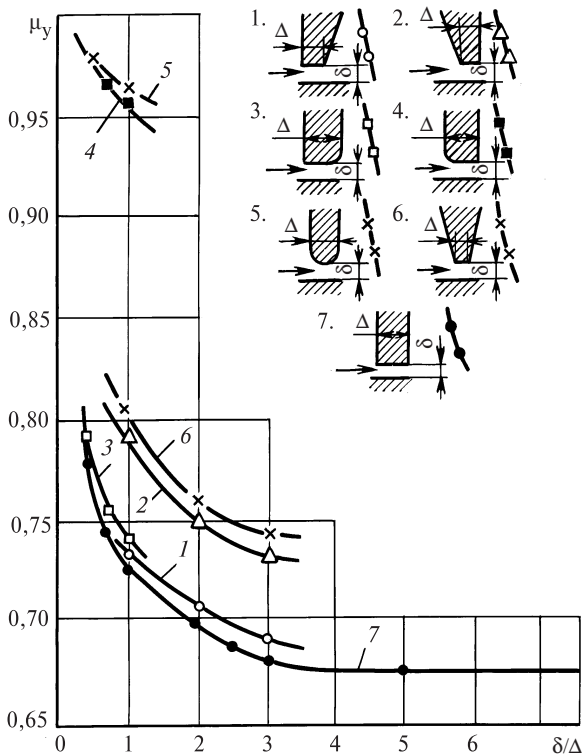


Рис. 2.17. Коэффициент расхода μ_y для зазоров с гребнями различной формы

задевания ротора о статор. Тогда используют прямоточные уплотнения (рис. 2.18, а), в камерах которых не происходит полного гашения скорости и протечка больше ($k_y > 1$), чем в ступенчатых уплотнениях. График для определения k_y приведен на рис. 2.18, б.

Из соотношения (2.30) видно, что протечка через диафрагменное уплотнение обратно пропорциональна корню квадратному из числа уплотняющих гребешков и прямо пропорциональна площади для прохода пара $F_y = \pi D_y \delta_1$, где D_y — диаметр уплотнения.

Поэтому, если в результате небрежной эксплуатации, в частности, при проведении пусков с большой вибрацией, происходят износ уплотнений [изменение формы гребней (см. рис. 2.17)] и увеличение зазоров, то это приводит к росту протечек и снижению экономичности.

Уменьшение зазора δ_1 в уплотнении ограничивается возможностью задеваний ротора о статор и возникновения тяжелой аварии. Как правило, выбирают $\delta_1 = D_y / 1000 = 0,3 - 0,6$ мм. Диаметр уплотнения D_y также стараются уменьшить, однако его минимальное значение ограничивается вибрационными характеристиками валопровода. Умень-

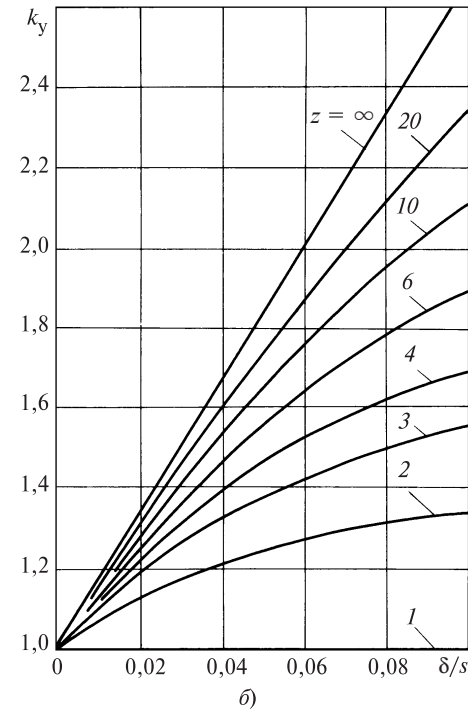
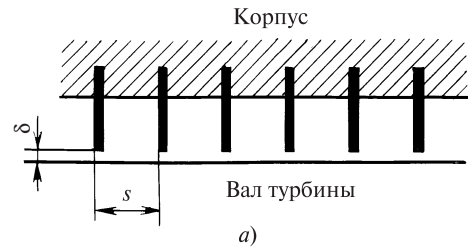


Рис. 2.18. Схема прямоточного уплотнения (а) и график для определения поправочного коэффициента k_y (б)

шение диаметра вала также приводит к возрастанию осевой силы, действующей на диск из-за разности давлений ($p_1 - p_2$).

Для уменьшения протечки G_{2y} (см. рис. 2.15) часто выполняют корневое уплотнение (рис. 2.19) с малым зазором δ_1 .

Протечка пара вверх бандажа определяется соотношением

$$G_{3y} = \frac{\mu_y k_y}{\sqrt{z}} \frac{F_y G}{F_1} \sqrt{\rho + 1,8 \frac{l}{d}}. \quad (2.31)$$

После вычисления суммарной протечки G_y , не участвующей в производстве работы, потери от протечки определяются соотношением

$$\Delta H_y = G_y E_0 / G, \quad (2.32)$$

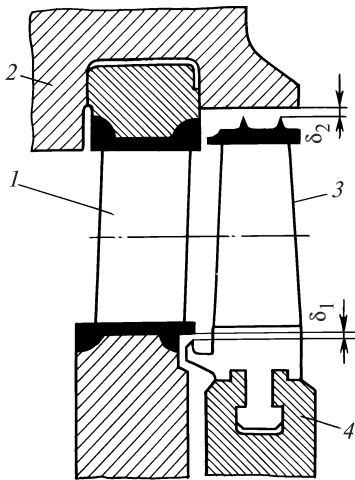


Рис. 2.19. Схема уплотнения ступени

1 — сопловая решетка; 2 — корпус турбины; 3 — рабочая лопатка; 4 — диск

а относительные потери от протечек

$$\xi_{1y} = \Delta H_y / E_0 = G_y / G. \quad (2.33)$$

Пример 2.4. Определить потери от протечек для ступени, рассмотренной в примере 2.2, если средний диаметр диафрагменного уплотнения (рис. 2.20) $D_y = 0,5$ м, зазор $\delta = 0,6$ мм, исходная форма — гребень с острыми кромками.

Площадь зазора для прохода пара

$$F_y = \pi D_y \delta = 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

По отношению $\delta / \Delta = 0,6 / 0,3 = 2$ с помощью кривой 7 на рис. 2.17 находим коэффициент расхода $\mu_y = 0,69$. Из соотношения (2.30) при числе гребешков $z = 7$ имеем

$$G_{1y} = \frac{0,69 \cdot 0,94 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{0,97 \cdot 0,0284 \sqrt{7}} 100 = 0,89 \text{ кг/с}.$$

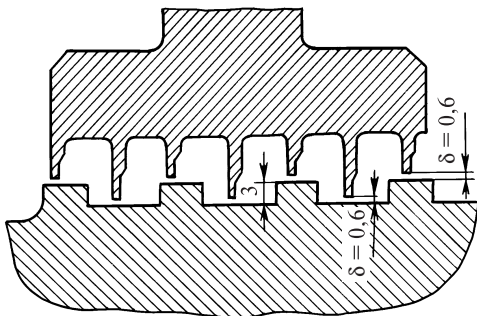


Рис. 2.20. Диафрагменное уплотнение (к примеру 2.4)

Если надбандажное уплотнение выполнить так, как показано на рис. 2.19, и принять типичные значения $\delta_2 = 1,5$ мм; $z = 2$, то по соотношению (2.31) получаем

$$G_{3y} = \frac{0,69 \cdot 1}{2} \frac{0,474 \cdot 10^{-3} \cdot 100}{28,4 \cdot 10^{-3}} \sqrt{0,05 + 1,8 \frac{0,0448}{0,962}} = 0,3 \text{ кг/с},$$

где площадь зазора

$$F_y = \pi (d + l_2) \delta_2 = 3,14 \cdot (0,962 + 0,0448) \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 0,00474 \text{ м}^2.$$

Суммарная протечка

$$G_y = G_{1y} + G_{3y} = 0,89 + 0,3 = 1,19 \text{ кг/с}.$$

Относительная потеря от протечек

$$\xi_{3y} = G_y / G = 1,19 / 100 = 0,012.$$

Пример 2.5. Определить изменение потерь от протечки при разработке диафрагменного уплотнения, рассмотренного в примере 2.4, до зазора $\delta' = 1$ мм при изменении формы гребешков до полукруглой (поз. 5 на рис. 2.17).

Протечка через уплотнение изменится пропорционально изменению зазора и коэффициенту расхода. Для изношенного уплотнения $\delta / \Delta = 0,33$; из рис. 2.17 (экстраполяция кривой 5) получим $\mu_y = 0,92$. Тогда протечка через разработанное уплотнение

$$G'_{1y} = G_{1y} \frac{\mu'_y \delta'}{\mu_y \delta} = 0,89 \frac{0,92 \cdot 1}{0,69 \cdot 0,6} = 1,98 \text{ кг/с}.$$

Суммарная протечка

$$G_y = 1,98 + 0,3 = 2,28 \text{ кг/с};$$

потери от протечек $\xi_y = 2,28 / 100 = 0,023$, т.е. увеличилась почти в 2 раза.

Потери на трение диска вызываются силами трения между вращающимся диском и паром. Они тем выше, чем больше окружная скорость u_d диска, его диаметр d_d и плотность среды, в которой вращается диск. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, определяется по формуле, Вт:

$$\Delta P_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{u_d^3 d_d^2}{2v_1}, \quad (2.34)$$

где $k_{\text{тр}} = 0,6 \cdot 10^{-3}$, $u_d = \omega d_d / 2$ — окружная скорость, м/с; d_d — диаметр диска, м; v_1 — удельный объем, м³/кг.

Потери на трение определяются по формуле

$$\Delta H_{\text{тр}} = \Delta P_{\text{тр}} / G, \quad (2.35)$$

а относительные потери на трение равны

$$\xi_{\text{тр}} = \Delta H_{\text{тр}} / E_0. \quad (2.36)$$

Если из работы лопаток ступени вычесть потери от протечек и трения, то получится внутренняя работа ступени, развиваемая на валу турбины:

$$l_{\text{вн}} = l_{\text{ст}} - \Delta H_{\text{у}} - \Delta H_{\text{тр}}.$$

Отношение внутренней работы ступени к ее расходуемой энергии называется относительным внутренним КПД ступени:

$$\eta_{oi} = l_{\text{вн}} / E_0. \quad (2.37)$$

Таким образом

$$\eta_{oi} = \eta_{o.l} - \xi_{\text{у}} - \xi_{\text{тр}}.$$

Пример 2.6. Определить относительный внутренний КПД ступени, рассмотренной в примерах 2.2—2.5.

Диаметр диска

$$d_{\text{д}} = d - l_2 = 0,962 - 0,0448 = 0,917 \text{ м}.$$

Окружная скорость на периферии диска

$$u_{\text{д}} = \pi d_{\text{д}} n = 3,14 \cdot 0,917 \cdot 50 = 144 \text{ м/с}.$$

Принимая $k_{\text{тр}} = 0,6 \cdot 10^{-3}$ и полагая $v_1 = 0,0854 \text{ м}^3/\text{кг}$, подсчитаем по формуле (2.34) мощность, затрачиваемую на преодоление трения:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 144^3 \cdot 0,917^2 / (2 \cdot 0,0854) = 8,82 \text{ кВт}.$$

Потери от трения

$$\Delta H_{\text{тр}} = \Delta P_{\text{тр}} / G = 8,82 / 100 = 0,0882 \text{ кДж/кг};$$

$$\xi_{\text{тр}} = 0,0882 / 48,85 = 0,0018.$$

Следовательно,

$$\eta_{oi} = 0,884 - 0,12 - 0,0018 = 0,8702.$$

В последних ступенях турбин протекает влажный пар, что приводит к потерям от влажности и дополнительному снижению относительного внутреннего КПД. Капли влаги, особенно крупные, протекают через ступень по своим траекториям, отличным от траекторий течения пара. В частности, они вызывают тормозящий эффект, объясняемый с помощью рис. 2.21. Капли влаги, протекая через сопловую решетку, не успевают разогнаться до скорости пара, приобретают скорость $c_{1\text{в}} < c_1$ и в результате входят в рабочую решетку со скоростью $w_{1\text{в}}$, направленной навстречу окружной скорости движения диска u .

Имеющиеся исследования влияния влажности на относительный внутренний КПД показывают, что

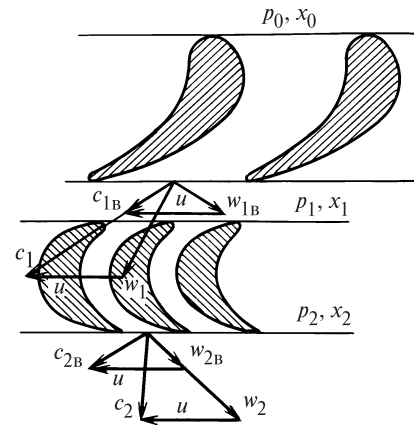


Рис. 2.21. Треугольники скоростей для паровой и водяной фаз влажного пара

каждый дополнительный процент влажности снижает η_{oi} на 0,5—1 %, и в первом приближении его можно определить по соотношению

$$\eta_{oi}^{\text{вл}} = \eta_{oi}(1 - y_{\text{ср}}a), \quad (2.38)$$

где $y_{\text{ср}}$ — средняя влажность в ступени; $\eta_{oi}^{\text{вл}}$ — КПД с учетом влажности; $a = 0,5—1,0$.

2.8. ДВУХВЕНЕЧНЫЕ СТУПЕНИ

Общий теплоперепад турбины определяется начальными и конечными параметрами пара. Выше мы видели, что оптимальное отношение $x_{\text{ф}}^{\text{опт}}$ позволяет эффективно сработать в одной ступени вполне определенный теплоперепад. Поэтому, чем он больше, тем меньше число ступеней будет в турбине и тем она будет дешевле. Для увеличения теплоперепада ступени можно несколько уменьшить $x_{\text{ф}}^{\text{опт}}$, однако при этом выходная скорость c_2 возрастет и, если она не может быть использована в последующей ступени, то потери увеличатся. Можно, однако, выполнить высокоэкономичную ступень, которая срабатывает большой теплоперепад.

Ступень, в которой расширение пара происходит в основном в сопловой решетке, а использование кинетической энергии пара — в двух рядах (венцах) рабочих лопаток, называется двухвенечной.

Конструкция двухвенечной ступени показана на рис. 2.22, а, а ее треугольники скоростей — на рис. 2.22, б. Пар, расширившись в сопловой решетке и пройдя первый ряд рабочих лопаток, выходит

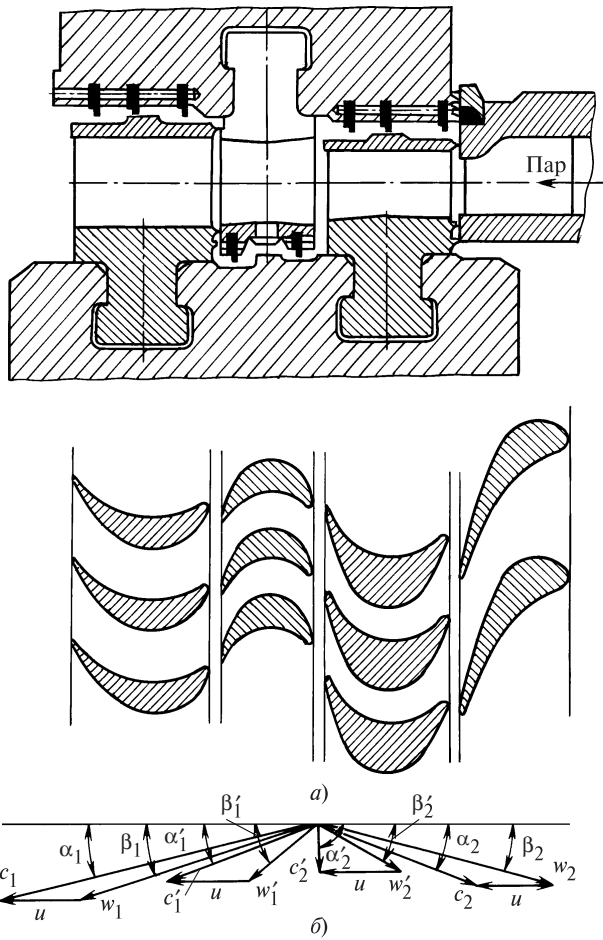


Рис. 2.22. Двухвенечная ступень
а — проточная часть и профили лопаток; б — треугольники скоростей

под малым углом α_2 со скоростью c_2 навстречу вращению. Поэтому за первым рядом рабочих лопаток устанавливают невращающийся поворотный лопаточный аппарат, в котором расширение пара почти не происходит, но который поворачивает поток и под углом α'_1 со скоростью c'_1

(а в относительном движении — под углом β'_1) направляет его на второй ряд рабочих лопаток. В результате пар покидает ступень с достаточно малой скоростью c'_2 под углом $\alpha'_2 \approx 90^\circ$.

Для определения условий, при которых $\alpha_2 = 90^\circ$, рассмотрим чисто активную ступень, предположив отсутствие потерь в решетках. Для такой ступени должно быть: $\beta_2 = \beta_1$; $w_2 = w_1$; $\alpha'_1 = \alpha_2$; $c'_1 = c_2$; $\beta'_2 = \beta_2$; $w'_2 = w'_1$. Как видно из рис. 2.23, для осевого выхода потока из ступени должно выполняться соотношение $4u = c_1 \cos \alpha_1$. Так как $\alpha_1 = 12\text{—}18^\circ$, то оптимальное отношение $u/c_1 \approx 0,25$. Если, однако, учесть обычно используемую небольшую реактивность, потери в решетках и рассматривать вместо отношения u/c_1 отношение $x_\phi = u/c_\phi$, то окажется, что для двухвенечной ступени оптимальное отношение скоростей составит $x_\phi^{\text{опт}} = 0,2\text{—}0,28$ вместо $0,42\text{—}0,55$ для одновенечной активной ступени.

Поскольку срабатываемый теплоперепад

$$H_0 = \frac{c_\phi^2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{u}{x_\phi} \right)^2,$$

то, следовательно, в двухвенечной ступени срабатывается теплоперепад примерно в 4 раза больший, чем в одновенечной.

Аналогичным образом можно выполнить и трехвенечную ступень. Для нее $x_\phi^{\text{опт}} = 1/6$, а срабатывает она теплоперепад примерно в 9 раз больший, чем одновенечная ступень. Однако с ростом числа венцов уменьшается КПД ступени (рис. 2.24). Поэтому даже двухвенечные ступени используются редко, когда преимущества уменьшения числа ступеней и снижения параметров пара за ступенью окупают

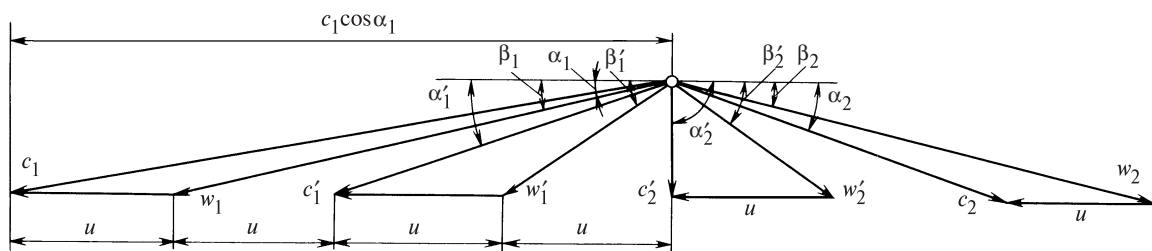


Рис. 2.23. Оптимальные треугольники скоростей для чисто активной двухвенечной ступени

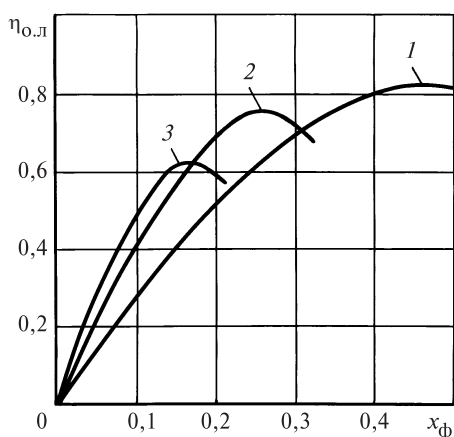


Рис. 2.24. Зависимость КПД ступени от отношения скорости и числа венцов

1 — одновенечная, 2 — двухвенечная, 3 — трехвенечная ступени

потерю экономичности. Трехвенечные регулирующие ступени можно встретить только в очень простых турбинах, обычно вспомогательного назначения (например, для привода небольших питательных насосов), когда турбину удастся выполнить из одной такой ступени.

В двухвенечной ступени имеются дополнительные потери в направляющем аппарате ΔH_n и втором ряду лопаток $\Delta H'_p$. Поэтому работа двухвенечной регулирующей ступени определяется соотношением

$$l_{ст} = \bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_n - \Delta H'_p - \Delta H_{в.с},$$

а относительный лопаточный и относительный внутренний КПД — соотношениями (2.28) и (2.37).

2.9. СТУПЕНИ С ЧАСТИЧНЫМ ПОДВОДОМ ПАРА

Во многих турбинах регулирование расхода пара осуществляется регулирующими клапанами, каждый из которых обеспечивает подвод пара к первой ступени лишь по части окружности. По мере открытия регулирующих клапанов дуга подвода пара увеличивается и при номинальном режиме может составлять 80—85 % всей окружности. Очень часто при всех полностью открытых регулирующих клапанах обеспечивается режим перегрузки турбины, но и в этом случае конструктивные возможности не позволяют в первой ступени подвести пар по всей окружности.

Ступени, у которых подвод пара производится по части окружности, называются ступенями с частичным (парциальным) подводом. Отношение дуги подвода пара (активной дуги) к длине окружности называется степенью парциальности:

$$e = z_1 t_1 / (\pi d), \quad (2.39)$$

где z_1 — число сопел, расположенных с шагом t_1 на диаметре d .

Ступени, степень парциальности которых изменяется с пропуском пара, называются регулирующими.

В турбинах малой мощности на сравнительно низкие параметры пара парциальный подвод пара часто выполняют в стремлении обеспечить достаточную высоту решеток первых ступеней и исключить большие потери (см. рис. 2.9). Иногда даже во всей турбине все ступени делают с парциальностью $e = 0,5$, устанавливая сопловые решетки только в верхних половинах диафрагм.

В парциальных ступенях возникают дополнительные потери: потери на вентиляцию и потери на концах дуг подвода пара.

Потери на вентиляцию ξ_v возникают из-за перемещения пара рабочими лопатками вне активной дуги подвода. Для их уменьшения в турбинах малой мощности, имеющих малую степень парциальности, выполняют кожух (рис. 2.25), ограничивающий объем камеры неактивного подвода и, следовательно, количество вентилируемого пара. Потери на вентиляцию прямо пропорциональны числу венцов ступени.

Потери на концах дуг подвода пара $\xi_{сегм}$ возникают из-за необходимости удаления из

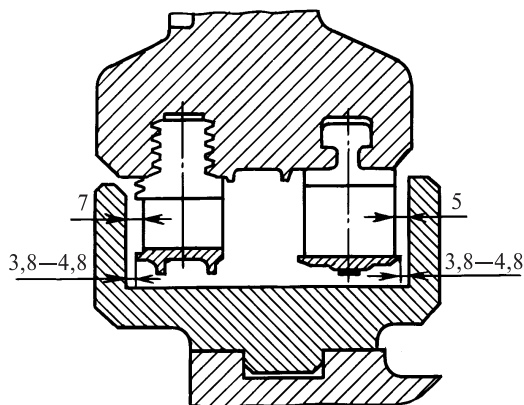


Рис. 2.25. Конструкция защитного кожуха для уменьшения вентиляционных потерь в ступенях с парциальным подводом

рабочих каналов застойного пара при их подходе к активной дуге подвода при вращении. Эти потери прямо пропорциональны числу дуг подвода пара.

Таким образом, сумма потерь

$$\xi_{\text{парц}} = \xi_{\text{в}} + \xi_{\text{сегм}}$$

представляет собой дополнительные потери в парциальной ступени. (Методы расчета потерь $\xi_{\text{в}}$ и $\xi_{\text{сегм}}$ можно найти в учебниках по турбинам для валов и в специальной литературе.)

2.10. СТУПЕНИ БОЛЬШОЙ ВЕЕРНОСТИ

Пар, проходя через проточную часть турбины, расширяется, и его удельный объем увеличивается в несколько тысяч раз. Поэтому в первых ступенях турбины высота решеток составляет несколько десятков миллиметров, а в последних — более 1 м.

В первом случае веерность ступени l/d мала, и параметры и треугольники скоростей практически не изменяются по высоте.

Иная картина возникает в ступенях с большой веерностью, характерной для ступеней с длинными лопатками. При выходе из сопловой решетки (см. рис. 2.11, б) вектор скорости c_1 имеет осевую c_{1a} и окружную c_{1u} составляющие, которые заставляют частицы пара двигаться по винтовым траекториям, причем на каждую частицу пара действует центробежная сила, стремящаяся отбросить ее к периферии. В результате по радиусу в зазоре между сопловой и рабочей решетками устанавливается распределение давления, уравнивающее центробежную силу частиц пара. Таким образом, давление пара p_1 в зазоре увеличивается от корневого сечения к периферийному (рис. 2.26).

Наоборот, как видно из рис. 2.11, б окружная составляющая скорости c_2 на выходе из правильно спроектированной ступени мала, и поэтому давлe-

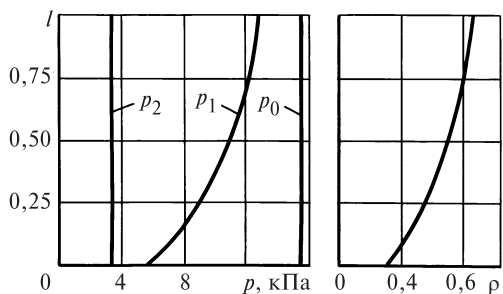


Рис. 2.26. Изменение параметров по высоте ступени с длинными лопатками

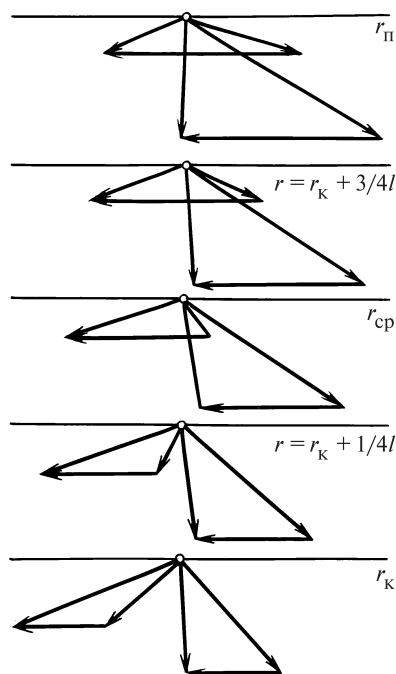


Рис. 2.27. Треугольники скоростей для ступени с длинными лопатками

$r_к$ — радиус корня; $r_п$ — радиус периферии лопатки

ние p_2 практически постоянно по высоте. Постоянным будет и давление p_0 на входе в ступень.

Таким образом, при практически неизменных по высоте давлениях p_0 и p_2 и, следовательно, теплотерпепадах на различных радиусах из-за переменности давления в зазоре реактивность ρ будет возрастать от корневого сечения к периферийному.

Изменение степени реактивности и окружной скорости по высоте ступени приводит к существенному изменению треугольников скоростей (рис. 2.27). Действительно, в корневом сечении ступени реактивность обычно мала и треугольники скоростей имеют обычный вид. На периферии, где ρ может достигать 65—70 %, вектор скорости c_1 будет малым, а w_2 очень большим. Сильно по высоте изменится и угол входа на рабочую лопатку: если в корневом сечении он составляет $\beta_1 = 25 — 40^\circ$, то в периферийном сечении он может достигать $120—160^\circ$. Меняется и разность углов β_2 и β_1 , поэтому для корневого сечения требуется сильно изогнутый, а для периферийного — почти прямой профиль. Одним словом, для ступеней большой веерности из-за изменения треугольников скоростей для обеспечения высокой экономичности требуется изменять профили сопловых и рабочих лопаток по высоте. Эти требования усугубляются необходимостью

обеспечения достаточной прочности и технологичности изготовления рабочих лопаток.

2.11. НЕОБХОДИМОСТЬ И ПРЕИМУЩЕСТВА МНОГУСТУПЕНЧАТОЙ КОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ

Располагаемый теплоперепад турбины зависит от ее начальных и конечных параметров. На рис. 2.28 показаны типичные процессы расширения пара для двух типов турбин: на сверхкритические начальные параметры пара с промежуточным перегревом и без него. Если подсчитать располагаемый теплоперепад по отдельным цилиндрам турбины, как указано на рис. 2.28, то для рассмотренных турбин он окажется равным 1800 и 1300 кДж/кг.

Выше мы видели, что условием высокого КПД ступени является ее выполнение с оптимальным отношением скоростей $x_\phi = u/c_\phi$. Условия прочности вращающегося ротора в области высоких температур ограничивают окружную скорость величиной $u = 180 — 200$ м/с. Если для оценки принять оптимальное отношение $x_\phi = 0,5$, то скорость c_ϕ должна быть равной

$$c_\phi = u/x_\phi = 200/0,5 = 400 \text{ м/с,}$$

и максимальный теплоперепад, который возможно переработать в одной ступени с достаточной экономичностью, составит

$$H_0 = 400^2/2 = 80 \text{ кДж/кг.}$$

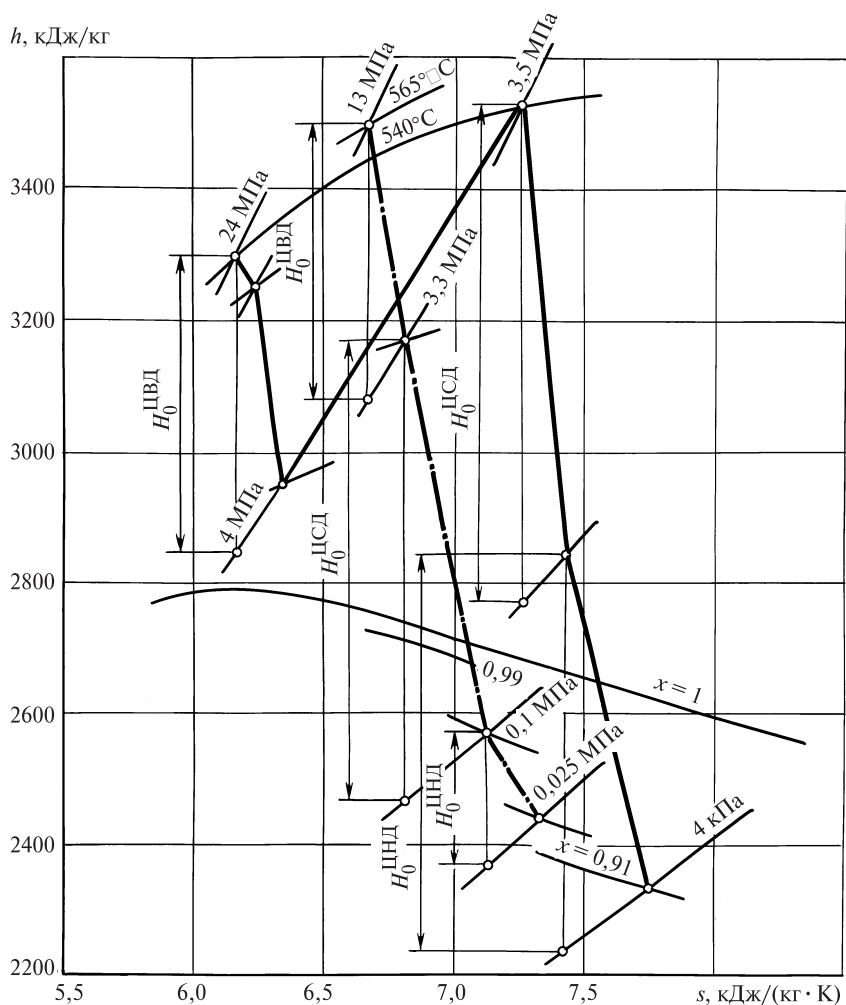


Рис. 2.28. Типичные процессы расширения в турбине СКД с промежуточным перегревом (сплошные линии) и в турбине без промперегрева (штрих-пунктирные линии)

Это значение существенно меньше располагаемого теплоперепада всей турбины, что предопределяет ее многоступенчатую конструкцию.

Таким образом, многоступенчатая конструкция паровой турбины позволяет срабатывать в каждой ступени небольшую часть общего теплоперепада турбины при одновременном обеспечении высокого КПД ступеней и турбины в целом и ее механической прочности.

Совокупность решеток последовательно установленных ступеней называется проточной частью турбины.

Выполнение многоступенчатой конструкции позволяет получить и ряд других дополнительных преимуществ.

Кинетическая энергия пара $c_2^2/2$, с которой пар покидает ступень, не вырабатывает энергии в рассматриваемой ступени, но может быть использована в значительной степени в последующей ступени. В этом случае потери с выходной скоростью будут только в тех ступенях, в которых выходная скорость не используется. В частности, это относится к последней ступени, теплоперепад которой при многоступенчатой конструкции составляет лишь небольшую часть общего теплоперепада турбины.

Выше отмечалось, что регенеративный подогрев питательной воды приводит к увеличению термического КПД цикла и соответственно абсолютного электрического КПД турбоустановки. Анализ регенеративного цикла Ренкина показывает, что экономически целесообразно вести подогрев питательной воды не в одном подогревателе с использованием пара высоких параметров, а в нескольких последовательно включенных подогревателях, подбирая греющий пар в соответствии с достигнутой температурой питательной воды. Чем более низких параметров пар будет взят из турбины, тем большую работу в ней он произведет, не потеряв при этом свою теплоту конденсации. Многоступенчатая конструкция позволяет организовать такие последовательные отборы пара на регенеративные подогреватели, турбины питательных насосов и воздуходувок котла, деаэраторы, внешним потребителям теплоты и т.д.

Использование многоступенчатой конструкции имеет и другие преимущества, которые мы рассмотрим ниже.

Вместе с тем многоступенчатые турбины имеют и недостатки. Они дороже и сложнее, требуют более подготовленного персонала для их изготовления, наладки и эксплуатации.

2.12. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Электрическая мощность, развиваемая турбоагрегатом, не имеющим отборов пара, определяется соотношением

$$P_э = GH_0^{\text{турб}} \eta_{о.э}, \quad (2.40)$$

где G — расход пара через турбину.

Внутренняя мощность турбины с отборами пара выражается как сумма мощностей отдельных отсеков проточной части, каждый из которых имеет свой расход пара, свой теплоперепад и свой относительный внутренний КПД.

Из соотношения (2.40) следует, что на мощность турбины принципиально можно повлиять, изменяя расход пара через турбину или ее отсеки, ее теплоперепад за счет начальных или конечных параметров пара, а также расход и теплоперепад проточной части турбины одновременно. Чаще всего реализуется третий способ, причем изменению подвергаются только начальные параметры пара.

Система подачи пара в турбину называется системой парораспределения, или просто парораспределением. Конструктивно парораспределение реализуется с помощью регулирующих клапанов. При изменении степени их открытия изменяется площадь для прохода пара и, следовательно, его расход. При частичном открытии регулирующего клапана происходит дросселирование пара, что приводит к уменьшению теплоперепада проточной части турбины. Таким образом, в общем случае при регулировании нагрузки клапанами происходит изменение и расхода пара, и теплоперепада проточной части турбины.

Для современных теплофикационных турбин в основном используют два вида парораспределения: дроссельное и сопловое.

При дроссельном парораспределении (рис. 2.29, *a*) весь пар, подводимый к турбине, после дросселирования в одном или нескольких одновременно открывающихся регулирующих клапанах подается в общую сопловую камеру. Из этой камеры пар поступает к соплам первой ступени, выполненной, как правило, с полным подводом пара. Таким образом, *характерным признаком дроссельного парораспределения является отсутствие в турбине первой специально выделенной ступени, в которой изменяется степень парциальности.* При дроссельном парораспределении пар к первой

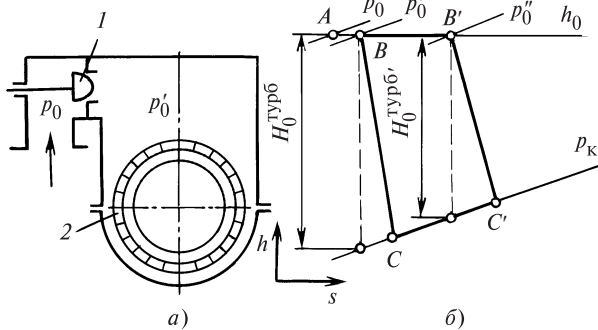


Рис. 2.29. Схема дроссельного парораспределения (а) и процессы расширения пара в турбине при различных степенях открытия дроссельного клапана (б)

1 — дроссельный регулирующий клапан; 2 — сопла первой ступени

ступени подводится либо по всей окружности ($e = 1$), либо при установке так называемых сопловых коробок почти по всей окружности.

На рис. 2.29, б показан процесс расширения пара в турбине с дроссельным парораспределением. При полной нагрузке, когда регулирующие клапаны полностью открыты, давление p'_0 за ним отличается от давления перед ними всего на несколько процентов и турбина имеет располагаемый теплоперепад $H_0^{турб}$. При закрытии регулирующих клапанов в них происходит процесс дросселирования AB' , при котором давление p''_0 за клапаном становится существенно меньше, чем p_0 . В результате располагаемый теплоперепад турбины станет равным $H_0^{турб'}$ и существенно меньшим $H_0^{турб}$. Таким образом, при дроссельном парораспределении мощность турбины изменяется не только за счет уменьшения расхода пара, но и за счет уменьшения теплоперепада проточной части турбины.

Уменьшение теплоперепада из-за дросселирования приводит к уменьшению работоспособности пара, которое зависит от двух факторов: относительного пропуска пара G/G_0 (G_0 — расход через полностью открытый клапан) и отношения давлений p_c/p_0 (p_c — давление за турбиной). Чем меньше относительный расход G/G_0 , тем больше дросселирование и потери от него. Чем больше отношение давлений p_c/p_0 , тем меньше теплоперепад $H_0^{турб}$ и, следовательно, больше его относительное изменение, т.е. снижение КПД из-за дросселирова-

ния. Именно поэтому дроссельное парораспределение никогда не используется в турбинах с противодавлением и даже в теплофикационных турбинах с отборами пара и конденсацией, которые большую часть года работают в режиме с противодавлением.

Важными преимуществами дроссельного парораспределения являются его простота (можно обойтись одним — двумя дроссельными клапанами), высокая экономичность при полном открытии клапанов (из-за отсутствия регулирующей ступени) и высокая надежность рабочих лопаток первой ступени из-за подвода пара по всей окружности.

При сопловом парораспределении увеличение расхода пара через турбину достигается последовательным открытием регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к своей группе сопел, расположенных в одной сопловой коробке, занимающей часть окружности.

Схема соплового парораспределения показана на рис. 2.30. По мере открытия клапана № 1 в нем происходит процесс дросселирования точно такой же, как и при дроссельном парораспределении. Однако при его полном открытии давление за ним практически совпадает с давлением до него, и потери, связанные с дросселированием, исчезают. Затем (или несколько раньше) начинает открываться регулирующий клапан № 2, в нем будет происходить дросселирование и давление за ним p''_0 будет меньше, чем давление p_0 перед клапаном. Таким образом, при сопловом парораспределении дросселирова-

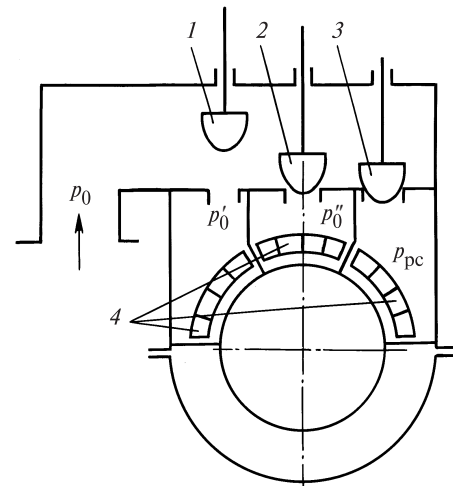


Рис. 2.30. Схема соплового парораспределения

1, 2, 3 — регулирующие клапаны соответственно № 1, 2 и 3; 4 — группы сопел

нию подвергается только та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан. Только тогда, когда в работе находится один или, как это часто бывает, два одновременно закрывающихся клапана, и дросселированию подвергается весь поступающий к турбине пар, сопловое парораспределение становится дроссельным с той лишь разницей, что пар подводится по части окружности.

Характерным конструктивным признаком соплового парораспределения является наличие регулирующей ступени, т.е. выделенной ступени с изменяющейся степенью парциальности.

Главное преимущество соплового парораспределения — сохранение высокой экономичности при отклонении режима работы от номинального из-за малых потерь от дросселирования в полностью открытых регулирующих клапанах.

Однако сопловое парораспределение имеет и существенные недостатки. Его экономичность при полном открытии регулирующих клапанов оказывается ниже, чем при дроссельном, из-за потерь, связанных с парциальным подводом пара. Парциальность создает высокий уровень переменной силы, действующей на рабочие лопатки, из-за того, что они попеременно проходят перед активными и неактивными дугами подвода пара. Это снижает вибрационную надежность рабочих лопаток.

Для теплофикационных турбин используют только сопловое парораспределение, что связано со значительными, часто независимыми изменениями тепловой и электрической нагрузок и соответственно расхода свежего пара. При этом число регулирующих клапанов часто выполняют большим, чем в конденсационных турбинах.

И при сопловом, и при дроссельном парораспределении регулируемыми клапанами управляет либо машинист турбины, переставляя их с помощью механизма управления турбиной, либо система автоматического регулирования турбины. Если отключить систему управления турбиной, предварительно открыв все регулирующие клапаны для исключения дросселирования, то можно изменить мощность турбины путем изменения параметров пара перед ней за счет изменения паропроизводительности котла, например, изменением подачи в котел питательной воды и топлива. Такой способ изменения мощности называется регулированием мощности скользящим давлением, так как при его использовании вместе с изменением расхода пара из котла изменяется давление перед турбиной; при этом температуру пара для обеспече-

ния надежной работы турбины принудительно поддерживают постоянной. *При регулировании мощности турбины скользящим давлением изменяется теплоперепад турбины, а расход через нее изменяется пропорционально начальному давлению.* При регулировании мощности турбины скользящим давлением, т.е. котлом принципиально нет необходимости в установке на паропроводах между котлом и турбиной регулирующих клапанов. Однако при этом практически невозможно регулировать частоту вращения ротора турбины при ее развороте и поддерживать расход пара при малых нагрузках, когда котел работает неустойчиво. Поэтому все турбины, независимо от типа парораспределения, в том числе и работающие при скользящем давлении снабжают регулируемыми клапанами. *При работе в режиме скользящего давления регулирующие клапаны открыты и в регулировании мощности турбины не участвуют.* Подчеркнем, что турбина, работающая в режиме скользящего давления, все равно выполнена либо как турбина с сопловым, либо как дроссельным парораспределением.

Несмотря на целый ряд преимуществ, скользящее давление имеет и серьезные недостатки. Тепловая инерция котельной установки велика, и поэтому турбоагрегат не может изменять свою мощность быстро, особенно в сторону увеличения в соответствии с требованием энергосистемы. Пригоден этот способ только для блочных установок, в которых турбины и котлы не связаны поперечными связями.

В тех случаях, когда возникает частая необходимость получать от турбины максимальную мощность либо при сниженных начальных параметрах пара (вследствие неудовлетворительной работы котла), либо при повышенной теплофикационной нагрузке (например, при очень низкой температуре окружающего воздуха), либо при повышенном противодавлении используют обводное парораспределение.

На рис. 2.31, а показана схема парораспределения с внешним обводом. Номинальная мощность турбины обеспечивается при полном открытии регулирующего клапана (или группы клапанов) 1, которые реализуют чаще всего сопловое парораспределение. Для перегрузки турбины открывается обводной клапан (чаще всего один) 2, давление за обведенной группой ступеней возрастает, а так как проходное сечение последующих ступеней больше, чем обведенных, то возрастает расход пара через ступени, расположенные за обведенными ступенями. Конечно, расход пара и мощность, вырабатывае-

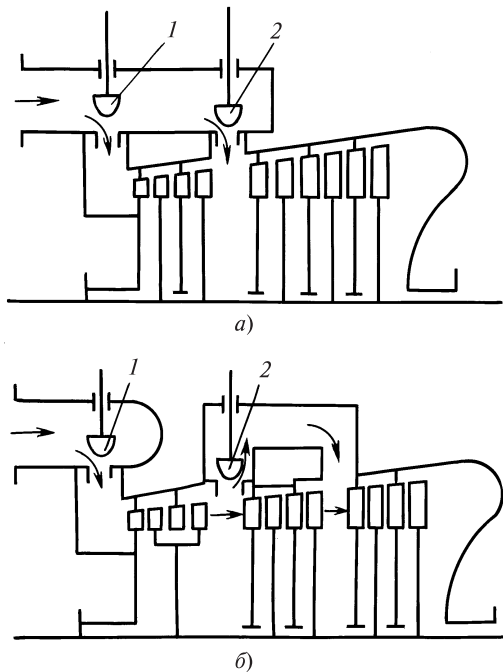


Рис. 2.31. Схемы обводного парораспределения с внешним (а) и внутренним (б) обводом

мая обведенными ступенями, уменьшаются, но в целом обеспечивается перегрузка турбины.

Парораспределение с внутренним обводом (см. рис. 2.31, б) отличается только тем, что используется пар, частично отработавший в турбине.

При любом типе обводного парораспределения должен быть обеспечен гарантированный проток пара через обводимые ступени во избежание их опасного разогрева за счет трения.

2.13. ПРЕВРАЩЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В РАБОТУ В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

Схема проточной части многоступенчатой турбины активного типа показана на рис. 2.32. Пар из нескольких сопловых коробок с давлением p'_0 поступает в первую, регулируемую ступень, работающую при переменной парциальности.

Регулирующая ступень обычно выполняется увеличенного диаметра с минимально возможным по условиям экономичности отношением $x_\phi = u/c_\phi$. В тех турбинах, где допустимо снижение экономичности, устанавливают двухвенечную регулируемую ступень, которая позволяет сработать в регулирующей ступени увеличенный теплоперепад, что уменьшает теплоперепад ступеней, следующих за

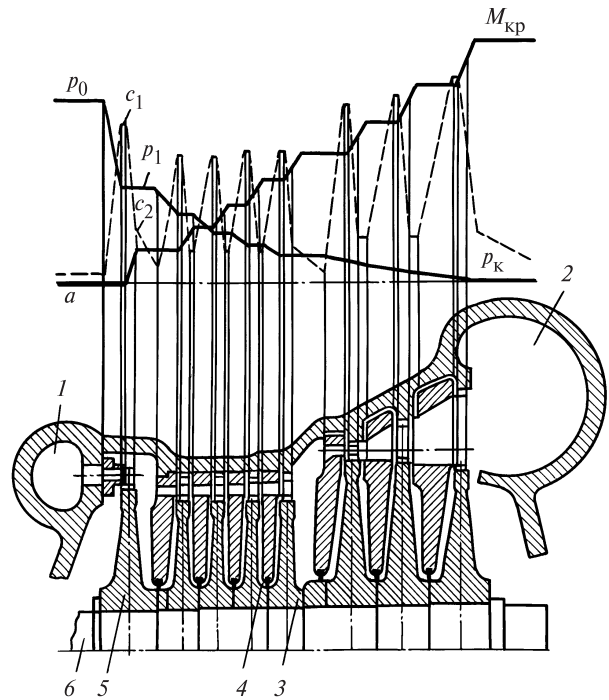


Рис. 2.32. Изменение давлений, скоростей и крутящего момента вдоль турбины

1 — сопловая коробка; 2 — выходной патрубок; 3 — диск промежуточной ступени; 4 — диафрагма; 5 — диск регулирующей ступени; 6 — вал

ней, и, следовательно, их число и длину турбины. Это приводит к ее удешевлению. Срабатывание увеличенного теплоперепада в регулирующей ступени сопровождается уменьшением температуры и давления за ней, что позволяет применить для деталей турбины менее легированные и, следовательно, более дешевые стали. Наконец, снижение давления уменьшает утечку пара через переднее концевое уплотнение (если регулирующая ступень примыкает к нему), позволяет сделать корпус турбины и его фланцы более тонкими.

Характерная особенность регулирующей ступени — ее малая реактивность, исключая большой перепад давления на ее диск и большие протечки пара через каналы рабочих лопаток в области неактивной дуги подвода пара.

Считается, что выходная скорость за регулируемую ступень полностью теряется, а пар, выходящий из дуг подвода с различной степенью открытия регулирующих клапанов и имеющий различную температуру, полностью перемешивается в камере за ней.

Из камеры регулирующей ступени пар последовательно направляется в нерегулируемые ступени, т.е. ступени с постоянной степенью парциальности, почти всегда равной единице. По мере расширения пара его удельный объем возрастает, и поэтому увеличивается необходимая площадь для прохода пара. Для ее обеспечения увеличивают как диаметр ступени, так и высоту лопаток. Наибольшую площадь для прохода пара имеет последняя ступень турбины, из которой пар с давлением p_k поступает в выходной патрубок (см. рис. 2.32) и покидает турбину.

На рабочих лопатках каждой из ступеней за счет срабатывания теплоперепада возникает окружная сила, создающая крутящий момент $M_{кр}$. Суммируя от ступени к ступени, крутящий момент (см. рис. 2.32) растет, достигая своего максимального значения на выходном валу, и используется для привода электрического генератора или другой машины.

Процесс расширения пара в рассмотренной турбине в h, s -диаграмме показан на рис. 2.33. Отрезок OA изображает процесс расширения пара от начальных параметров до состояния в камере регулирующей ступени. Он отклоняется от изоэнтропы OK из-

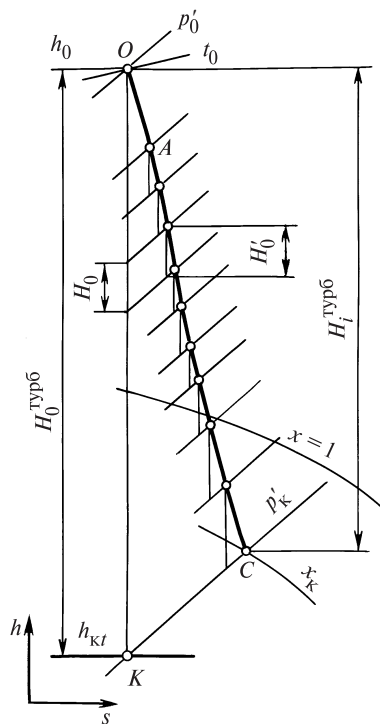


Рис. 2.33. Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине в h, s -диаграмме

за потерь. Конечная точка A расширения является начальной точкой для процесса расширения в первой нерегулируемой ступени и т.д. В результате пар расширяется до давления p'_k и сухости x_k .

При внимательном рассмотрении h, s -диаграммы (см. рис. 1.9) можно убедиться, что с увеличением энтропии s вертикальные расстояния между изоэнтальпиями увеличиваются. Применительно к процессу расширения пара это означает, что реальный располагаемый теплоперепад H'_0 некоторой ступени больше, чем располагаемый теплоперепад H_0 этой же ступени при протекании процесса расширения по изоэнтропе OK . Таким образом, сумма располагаемых теплоперепадов всех ступеней за счет возникающих в них потерь оказывается больше, чем располагаемый теплоперепад турбины H'_0 и потери энергии как бы частично возвращаются (3—5 % располагаемого теплоперепада). Это явление называется возвратом тепла.

Рассмотренный процесс расширения пара относится только к проточной части турбины. Однако прежде чем пар поступит к соплам регулирующей ступени, ему необходимо пройти стопорный и регулирующий клапаны, в которых происходит потеря давления и, следовательно, работоспособности пара. Из рис. 2.34 видно, что пар, поступаая к стопор-

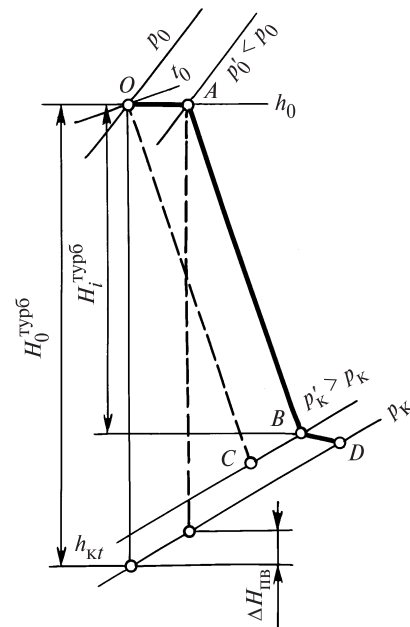


Рис. 2.34. Влияние потерь при впуске и выходе пара на КПД турбины

ному клапану с давлением p_0 на входе в проточную часть имеет давление p'_0 , меньшее p_0 , вследствие чего располагаемый теплоперепад $H_0^{\text{турб}}$ уменьшается на значение, равное потерям энергии в паровпуске $\Delta H_{\text{пв}}$. При правильно выполненном стопорном клапане и элементах паровпуска потеря давления на расчетном режиме не превышает 3—4 % начального.

Пару, выходящему из последней ступени, необходимо преодолеть аэродинамическое сопротивление выходного патрубка. В правильно выполненном выходном патрубке это осуществляется за счет кинетической энергии $c_2^2/2$ потока пара, выходящего из последней ступени. В этом случае давление p_k на выходе из выходного патрубка будет совпадать с давлением за последней ступенью. Иногда патрубок можно выполнить так, чтобы не только преодолеть аэродинамическое сопротивление патрубка, но и восстановить давление, т.е. преобразовать часть кинетической энергии в давление. В этом случае можно получить давление за последней ступенью p'_k даже меньшее, чем p_k на выходе из патрубка.

Чаще всего, однако, кинетической энергии $c_2^2/2$ не хватает на преодоление аэродинамического сопротивления патрубка, и поэтому за последней ступенью турбины устанавливается давление p'_k , большее p_k (рис. 2.34). Тогда конечной точкой процесса расширения пара в проточной части будет точка B , а на выходе из патрубка — точка D . Используемый теплоперепад в турбине $H_i^{\text{турб}}$ будет меньше, что снизит мощность и КПД турбины.

2.14. КОНЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ТУРБИНЫ

В местах выхода вала из корпуса турбины устанавливаются концевые уплотнения. В областях высоких давлений уплотнения ограничивают выход пара из турбины, а в областях, находящихся под давлением ниже атмосферного, препятствуют подосу атмосферного воздуха в турбину и конденсатор, обеспечивая их нормальную работу.

Лабиринтные концевые уплотнения принципиально не отличаются от рассмотренных выше лабиринтных диафрагменных уплотнений. Главное отличие состоит в отношении давлений после и до уп-

лотнения. В диафрагменном уплотнении оно составляет 0,85—0,9, в то время как для концевого уплотнения оно в сотни раз меньше. Поэтому концевые уплотнения обеспечивают малую утечку лишь при достаточно большом числе гребешков, достигающем нескольких десятков. При этом часть длины вала, занятая концевыми и промежуточными уплотнениями, может составлять 40 % длины вала и более.

Концевое уплотнение организуется так, чтобы исключить попадание пара в машинный зал даже в самых малых количествах, так как при этом теряется не только рабочее тело, которое надо восполнять на водоподготовительных установках, но и повышается влажность в машинном зале, появляется опасность попадания пара в корпуса стоящих рядом подшипников и обводнения масла.

Схема переднего концевого уплотнения для части цилиндра, работающей под давлением, показана на рис. 2.35. Все уплотнение разделяется на отдельные камеры. В предпоследние камеры подается уплотняющий пар с регулируемым давлением, несколько большим атмосферного. Из последней камеры пар отсасывается с помощью эжектора уплотнений, и в ней создается небольшое разрежение.

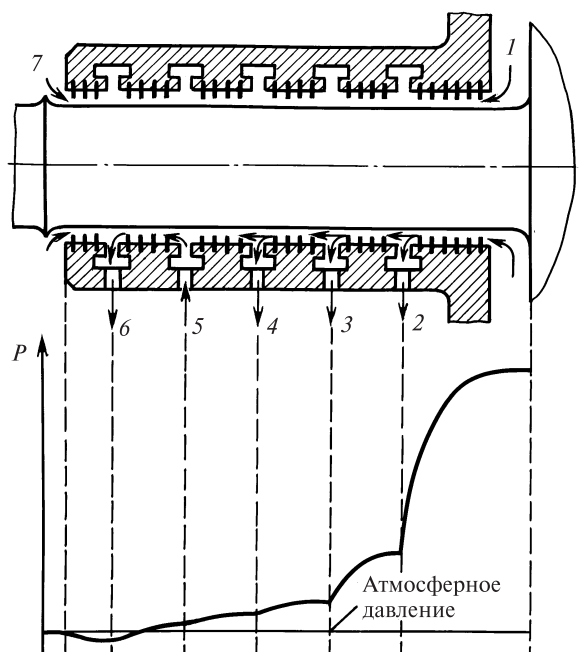


Рис. 2.35. Схема переднего концевого уплотнения ротора ЦВД мощной турбины

1 — пар из камеры регулирующей ступени; 2, 3, 4 — отсосы пара в подогреватели; 5 — пар от регулятора давления; 6 — отсос пара в вакуумный эжекторный холодильник; 7 — подсос воздуха из атмосферы

Таким образом, из последней камеры отсасывается пар, поступающий из предпоследней камеры, и воздух, подсосываемый из атмосферы, но пар из турбины не может выйти в машинный зал. Промежуточные камеры уплотнения соединяют с паровым пространством регенеративных подогревателей, направляя в них пар из турбины. Тем самым утилизируется теплота отсасываемого пара.

Аналогичным образом организовано и концевое уплотнение части вала, находящегося под разрежением. Разница состоит лишь в том, что оно имеет только две камеры: подачи уплотняющего пара и отсоса смеси пара и атмосферного воздуха.

2.15. МНОГОЦИЛИНДРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Одноцилиндровую паровую турбину удается выполнить только в некоторых случаях.

Если общий теплоперепад турбины $H_0^{\text{турб}}$ достаточно большой, то для его рационального использования потребуется много ступеней. При этом, если выполнить турбину в одном цилиндре, то потребуется очень длинный ротор с большим расстоянием между опорными подшипниками. Ротор турбины будет гибким, и его вибрационные характеристики будут неудовлетворительными. Поэтому при большом теплоперепаде расширение пара осуществляют в нескольких цилиндрах, ротора которых имеют умеренную длину и опираются на свои подшипники.

Располагаемый теплоперепад определяется параметрами пара перед турбиной и за ней. Поэтому турбины с противодавлением всегда выполняют одноцилиндровыми.

Другим параметром, определяющим число цилиндров, является объемный расход пара через последнюю ступень. Чем больше мощность турбины P_3 и чем меньше давление p_k в конденсаторе, тем при выбранных начальных параметрах больше объемный расход пара на выходе из турбины. Для пропуска этого количества пара требуется кольцевая площадь выхода

$$\Omega = \pi d l_2 = G_k v_k / c_{2a}, \quad (2.41)$$

определяемая допустимой по соображениям экономичности потерей с выходной скоростью за последней ступенью. С другой стороны, выполнить ступень с большим диаметром и большой высотой лопатки невозможно, так как большие центробежные силы приведут к отрыву лопатки. Поэтому по дос-

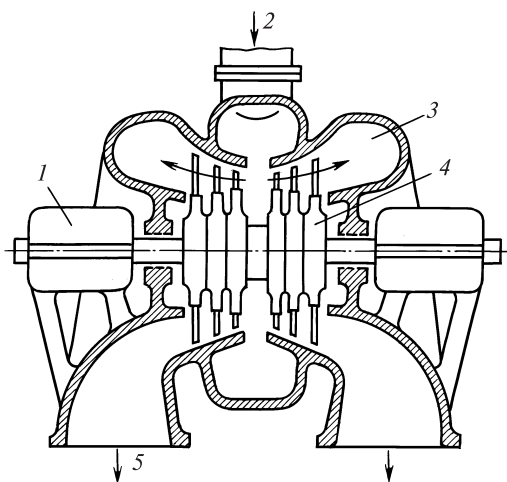


Рис. 2.36. Конструктивная схема двухпоточного ЦНД
1 — подшипник; 2 — вход пара; 3 — выходной патрубок; 4 — ротор; 5 — выход пара в конденсатор

тажению паром при его расширении определенного объема его разделяют на несколько потоков. В простейшем случае таких потоков будет два и их конструктивно объединяют в отдельный двухпоточный цилиндр низкого давления (ЦНД), схема которого показана на рис. 2.36.

Для мощных конденсационных турбин, работающих длительное время с полной нагрузкой, число двухпоточных ЦНД может достигать трех (например, в турбинах ЛМЗ К-800-23,5 и К-1200-23,5). В теплофикационных турбинах, даже весьма большой мощности, больше одного ЦНД не делают, так как конденсационный режим работы таких турбин реализуется только в относительно короткое летнее время, а в остальное время турбина работает в режиме противодавления с минимальным пропуском пара в последние ступени турбины. Поэтому целесообразнее сэкономить на изготовлении турбины, выполняя ее с одним ЦНД, хотя и несколько потерять на расходе топлива при летнем режиме эксплуатации.

К многоцилиндровой конструкции естественным путем приводит и использование промежуточного перегрева пара, когда пар выводится из турбины в котел и затем возвращается в турбину. Конструктивно это проще всего осуществить, выполняя цилиндр высокого (ЦВД) и среднего давлений (ЦСД).

Из теплофикационных турбин наибольшее число цилиндров имеет турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ. Она имеет четыре цилиндра: ЦВД, два ЦСД и ЦНД.

2.16. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ В ТУРБИНЕ

В ступени активного типа, всегда выполняемой с большей или меньшей реактивностью, возникает разность давлений на рабочем диске, создающая осевое усилие. Осевые усилия складываются от диска к диску (рис. 2.37, а), и в результате, если не принять специальных мер, суммарное осевое усилие окажется настолько большим, что его не сможет выдержать ни один опорный подшипник.

Как уже отмечалось, в ЦВД и ЦСД рабочие диски выполняют с разгрузочными отверстиями, уменьшающими разность давлений на диске. Однако разгрузочные отверстия, даже большого размера, обладают определенным аэродинамическим сопротивлением, из-за чего все-таки поддерживается некоторая разность давлений. В дисках ротора ЦНД разгрузочных отверстий, как правило, не делают, так в нем абсолютные давления малы и соответственно невелики абсолютные перепады давления на диски.

Радикальным способом уменьшения осевого усилия является использование симметричной (двухпоточной) конструкции цилиндров, показанной на рис. 2.36. Поскольку добиться полной симметрии в расходах пара и зазорах в проточной части по потокам невозможно, то даже в двухпоточной конструкции возникают осевые усилия. Кроме того, двухпоточная конструкция неприменима при малых объемных пропусках пара, обуславливающих малые высоты лопаток в ЦВД и большие потери.

Для разгрузки ротора от осевого усилия чаще всего используют разгрузочный «поршень» — дум-

мис, схема работы которого показана на рис. 2.37, б. Диаметр «поршня» $d_{\text{п}}$ выполняют большим, чем диаметр вала d_1 под диафрагмой второй ступени. В результате на кольцевую поверхность, расположенную вне окружности диаметра $d_{\text{п}}$, будет действовать осевое усилие $R_{\text{д}}$, обусловленное разностью давлений $(p'_1 - p_2)$ и направленное по потоку пара, а на кольцевую поверхность $\pi(d_{\text{п}}^2 - d_1^2)/4$ будет действовать давление p_2 за ступенью, в результате чего возникнет разгружающая сила

$$R'_p = p_2 \pi (d_{\text{п}}^2 - d_1^2) / 4,$$

действующая справа налево и направленная против основного осевого усилия R_y , действующего слева направо. Чем больше разность диаметров $d_{\text{п}}$ и d_1 , тем больше разгрузочная сила. Поскольку диаметр $d_{\text{п}}$ оказывается больше диаметра вала d_2 , выходящего из цилиндра, на ротор будет действовать дополнительная нагружающая осевая сила

$$R'_y = p_x \pi (d^2 - d_2^2) / 4,$$

вызванная давлением p_x . Для ее уменьшения камеру А связывают трубопроводом с промежуточной ступенью или выходным патрубком.

Суммарное осевое усилие, действующее на ротор,

$$R_{\text{ос}} = R_y + R'_y - R'_p,$$

где R_y — суммарное осевое усилие, действующее на диски турбины.

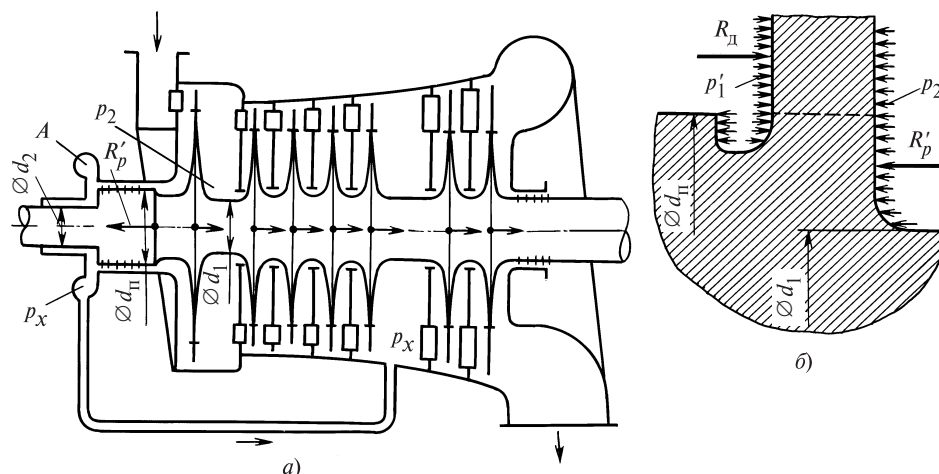


Рис. 2.37. Уменьшение осевого усилия с помощью разгрузочного поршня в турбине активного типа

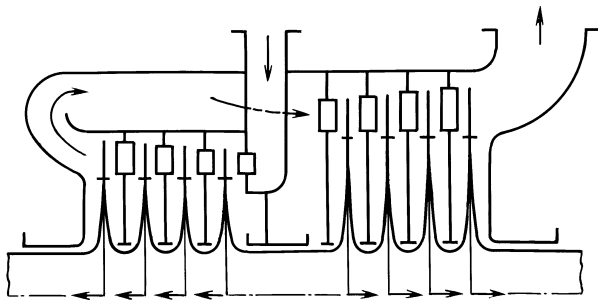


Рис. 2.38. Конструктивная схема противоточного ЦВД

Диаметр $d_{\text{п}}$ подбирают так, чтобы создать разгружающую силу R'_p , которая бы обеспечила бы малое результирующее осевое усилие $R_{\text{ос}}$, действующее на упорный подшипник.

Разгрузка ротора цилиндра от осевого усилия может быть получена при использовании противоточного цилиндра (рис. 2.38), в котором пар после прохождения через группу ступеней поворачивает на 180° и движется в обратном направлении. В этом случае сохраняются все преимущества цилиндра с потоками пара, направленными в разные стороны, но не снижается КПД ступеней из-за уменьшения высоты их решеток. Правда, при этом возникают потери с выходной скоростью пара после первой группы ступеней, а также потери из-за поворота пара и его протекания между внутренним и внешним корпусами цилиндра.

Контрольные вопросы

1. Сухой насыщенный пар с давлением 0,6 МПа расширяется в сопле до давления 5 кПа. Какое сопло необходимо использовать для полного превращения потенциальной энергии пара в кинетическую? Какова будет скорость истечения пара?
2. Как будет изменяться в трубе скорость протекающего пара при наличии сил трения?
3. Параметры пара перед ступенью $p_0 = 18$ МПа, $t_0 = 420$ °С, $c_0 = 100$ м/с. Определите параметры торможения перед ступенью.

4. Запишите уравнения неразрывности для выходных сечений сопловой и рабочей решеток ступени и объясните их смысл.
5. Запишите уравнение первого закона термодинамики для потока пара.
6. Что такое реактивность ступени?
7. Вследствие задеваний произошла закатка выходных кромок рабочих лопаток и их выходные сечения уменьшились. Как изменилась реактивность ступени?
8. Для чего строят треугольники скоростей?
9. Какие потери энергии учитывает относительный лопаточный КПД ступени? Как связаны эти потери с коэффициентами скорости?
10. Какая основная характеристика решетки определяет значения коэффициентов ϕ и ψ ?
11. Какая характеристика ступени является основной при оценке экономичности ступени?
12. Почему относительный внутренний КПД меньше лопаточного?
13. При ремонте уплотнения радиальный зазор уменьшили с 2,5 до 1 мм. Как изменилась утечка?
14. Во сколько раз будут отличаться потери на трение в ступенях двух турбин одинаковых размеров, если в одной из них давление 18 МПа и температура 500 °С, а во второй соответственно 7 МПа и 490 °С?
15. Какие потери возникают при парциальном подводе пара?
16. Каковы преимущества и недостатки использования двухвенечных ступеней?
17. Как и почему изменяется давление в зазоре между сопловой и рабочей решетками?
18. Относительный внутренний КПД ступени без учета влажности составляет 88 %. Каков он в действительности, если влажность составляет 6 %?
19. Почему в турбине возникают осевые усилия?
20. Объясните работу думмиса.
21. Какие конструктивные мероприятия используются для уменьшения осевых усилий в турбине?
22. Почему турбины выполняют многоступенчатыми?
23. Что такое возврат тепла?
24. Может ли давление за последней ступенью быть меньше, чем давление в конденсаторе?
25. Почему мощные теплофикационные турбины выполняют многоцилиндровыми?
26. Что определяет количество ЦВД в турбине?
27. Как работает концевое уплотнение в турбине?

Глава третья

КОНСТРУКЦИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

3.1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ ТУРБИНЫ

Для понимания конструкции деталей и элементов паровой турбины необходимо иметь хотя бы общее представление о турбине.

На рис. 3.1 (см. вкладку, приложенную к книге) показан продольный разрез турбины с противодавлением Р-40-12,8-3,1 ТМЗ. Начальные параметры этой турбины 13 МПа/540 °С, а конечное давление (противодавление) 3 МПа. Высокое противодавление позволило выполнить турбину всего из одного цилиндра.

Турбина состоит из двух крупных узлов: статора (не вращающиеся элементы) и ротора (вращающийся узел). Статор рассматриваемой турбины в свою очередь состоит из трех узлов: корпуса переднего подшипника 1, корпуса заднего подшипника 11 и корпуса турбины 16. Подшипники 1 и 11 установлены на фундаментные рамы 13 и 19, забетонированные в верхнюю фундаментную плиту. Корпус турбины специальным образом опирается на корпуса подшипников, обеспечивающим совпадение осей (центровку) ротора и статора.

Ротор турбины 17 вращается в неподвижных опорных вкладышах 2 и 7 подшипников, установленных в корпусах подшипников. Вкладыш заднего подшипника 11 является комбинированным; в нем установлены колодки, воспринимающие от ротора через упорный диск 8 осевое усилие. Муфта 10 передает крутящий момент на ротор генератора 12. Пар по четырем трубам 4 подается к четырем регулирующим клапанам 5, из которых он поступает к двухвенечной регулирующей ступени 6. Затем пар проходит восемь ступеней давления, каждая из которых состоит из диафрагмы и диска, на периферии которого установлены рабочие лопатки. Через два выходных патрубка 18 отработанный в турбине пар направляется потребителю.

По концам ротора установлены концевые лабиринтные уплотнения 3 и 15, препятствующие вытеканию пара из турбины в машинный зал. Для их работы предусмотрена специальная система подачи уплотняющего пара и утилизации протечек через патрубки 14 в систему регенерации.

В корпусе переднего подшипника 1, кроме вкладыша, располагается блок регулирования и масло-

снабжения. На корпусе заднего подшипника помещено валоповоротное устройство 9, необходимое для обеспечения равномерного прогрева ротора при пусках и остановках турбины.

На рис. 3.2 (см. вкладку) показана конструкция теплофикационной турбины Т-50-12,8 ТМЗ мощностью 50 МВт, служащей для выработки электроэнергии и тепла. Турбина выполнена двухцилиндровой. Первый цилиндр — цилиндр высокого давления (ЦВД) является по существу турбиной, представленной на рис. 3.1. Пар из ЦВД поступает во второй цилиндр, совмещающий в себе две группы ступеней: 13 ступеней среднего давления (часто ее называют частью среднего давления — ЧСД) и две ступени низкого давления (часть низкого давления — ЧНД). По-видимому, правильно называть второй цилиндр совмещенным — ЦСНД, объединяющим в себе ЧСД и ЧНД.

Цилиндр ЦСНД имеет собственный ротор, соединенный с ЦВД и генератором муфтами 1 и 11. Ротор опирается на свои опорные подшипники 2 и 10 и уплотняется концевыми лабиринтными уплотнениями 3 и 9. Проточная часть сформирована сопловыми решетками диафрагм, вставленных в обоймы 4, и рабочими лопатками дисков. Заканчивается ЧСД группой из двух ступеней 6, называемой переключаемым отсеком, перед и за которым расположены две большие камеры 5 и 7. Эти камеры соединены с подогревателями сетевой воды, расположенными под турбиной, в которых происходит последовательный нагрев сетевой воды для нужд отопления.

Для того, чтобы можно было регулировать расход пара на сетевые подогреватели, ЦСНД имеет еще один регулирующий орган — регулирующую поворотную диафрагму 8. Соответствующим поворотом диафрагмы можно почти полностью закрыть подвод пара в ЧНД, и тогда турбина будет работать как турбина с противодавлением (работа по тепловому графику). Частичное открытие регулирующей диафрагмы обеспечивает работу по электрическому графику нагрузки с независимым регулированием электрической мощности и тепловой нагрузки.

Из последней ступени пар поступает в выходной патрубок 12, а из него — в конденсатор, расположенный под полом машинного зала.

На рис. 3.3 (см. вкладку) представлена конструкция турбины Т-100-12,8 ТМЗ. Она имеет три цилиндра: ЦВД, ЦСД, заканчивающийся переключаемым отсеком 1, и отдельный двухпоточный цилиндр низкого давления (ЦНД) со своим корпусом и ротором, уложенным в собственные подшипники. Пар из ЦСД в ЦНД поступает по двум ресиверным трубам 2. Регулирование расхода пара в ЦНД (и, собственно, через патрубки 4 и 5 в подогреватели сетевой воды) осуществляется двумя поворотными диафрагмами 3.

Наибольшее число цилиндров (четыре) имеет турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ, конструкцию которой мы рассмотрим позже.

3.2. МАТЕРИАЛЫ

3.2.1. Основные свойства материалов

Создание надежно работающей и экономичной турбины и ее эксплуатация невозможны без обеспечения механической прочности ее деталей, определяемой двумя основными факторами: действующими и предельными нагрузками (прочностью), которые может выдержать материал без разрушения. Чем меньше нагрузки по отношению к предельным, тем прочнее деталь.

Изложить достаточно подробно вопросы обеспечения механической прочности деталей турбин в настоящей книге не представляется возможным. Однако для понимания факторов, определяющих механическую прочность деталей паровых турбин, необходимо иметь некоторые элементарные представления о сопротивлении материалов и деталям турбин механическим воздействиям.

Степень напряженности материала под действием приложенных к нему сил характеризуется в первую очередь напряжением.

При приложении к некоторому телу внешних сил внутри него возникают напряжения — внутренние силы, препятствующие разрушению тела. Если, например, к образцу (рис. 3.4) приложить внешнюю продольную силу P , то в каждом его сечении появляются внутренние продольные распределенные по сечению силы. *Напряжение — это внутренняя сила, действующая на единицу площади сечения.* Если площадь сечения рассмотренного образца $F = 1 \text{ см}^2$, а растягивающая $P = 1 \text{ Н}$, то напряжения в сечении $\sigma = P/F = 1 \text{ Н/см}^2$.

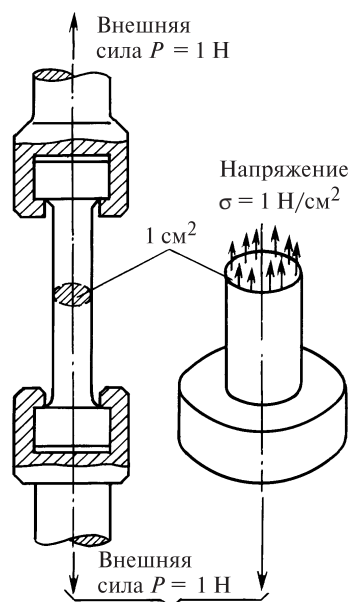


Рис. 3.4. Напряжения в стержне, растягиваемом внешней силой

Таким образом, размерность напряжения совпадает с размерностью давления и поэтому их чаще всего измеряют в мегапаскалях (МПа) или килограмм-силах на квадратный сантиметр (кгс/см^2).

В рассмотренном примере напряжения во всех точках сечения одинаковы. Одинаковыми они будут и в сечении вращающейся рабочей лопатки под действием центробежных сил. Однако это бывает в общем случае редко. Если, например, рассмотреть напряжения, возникающие в лопатке под действием парового потока, изгибающего рабочую лопатку, то они будут изменяться по сечению: ясно, что при увеличении интенсивности потока разрушение скорее всего начнется в корневом сечении с ее входной или выходной кромки, где напряжения, вызванные изгибом лопатки, будут выше, чем в средней ее части.

Особенно большая неравномерность напряжений возникает в зонах резкого изменения формы детали, например, при выполнении отверстия в рабочих лопатках под связывающие проволоки, при переходе от профильной части рабочей лопатки к полке хвостовика, в разгрузочных отверстиях дисков, углах шпоночных пазов и т.д. Это явление называется концентрацией напряжений, а зоны детали местного повышения напряжений — концентраторами напряжений. Местные напряжения, действующие на очень малой площади, могут в несколько раз превышать так называемые номинальные напряжения — напряжения, рассчи-

таные в предположении отсутствия концентраторов напряжений. Именно в концентраторах напряжений возникают трещины, причем вероятность их появления тем больше, чем «острее» концентратор (меньше радиус скругления). Поэтому следует не только тщательно изготавливать детали на заводе, но и осуществлять ремонт в соответствии с чертежами и формулярами, не допуская забоин, рисок и т.д.

В большинстве случаев для оценки механической прочности детали в ней определяют напряжения, находят опасную точку, в которой они максимальны, а затем сравнивают их с характеристикой прочности материала детали.

При работе материала при постоянных напряжениях и невысоких температурах его разрушение наступает при достижении напряжений σ , равных пределу прочности материала σ_B . Если к образцу, показанному на рис. 3.4, приложить усилие P , создающее в его сечении напряжение $\sigma = \sigma_B$, то он разрушится, получив при этом остаточное (необратимое) удлинение: сумма длин частей разрушенного образца будет больше, чем его первоначальная длина. Отношение приращения длины образца к первоначальной длине называется относительным удлинением при разрыве δ . Оно характеризует пластичность материала. Чем больше δ , тем меньшую склонность к внезапному хрупкому (без остаточного удлинения) разрушению обнаруживает материал.

Для оценки надежности детали, работающей при постоянных напряжениях, обычно используется не предел прочности, соответствующий разрушению, а меньшая величина — предел текучести σ_s . Предел текучести — это те напряжения, при которых появляются первые пластические деформации после упругого деформирования. Деталь считается спроектированной надежно, если в ней не возникает пластических деформаций, т.е. ее материал работает в зоне упругости. Иногда пластические деформации все-таки допускаются, но тогда вводят дополнительные меры, обеспечивающие прочность детали.

Мерой сопротивления материала упругим деформациям является модуль упругости E — коэффициент пропорциональности между напряжениями и деформациями. Например, сопротивление деформированию титановых сплавов примерно в 2 раза меньше, чем сталей.

При работе детали при высокой температуре в ней развивается явление ползучести. Деталь, которая при некоторых напряжениях, меньших предела текучести σ_s , при низких температурах работает вполне надежно неограниченное время,

при высокой температуре может иметь лишь ограниченный срок службы: спустя некоторое время в наиболее напряженной точке детали возникнет трещина вследствие исчерпания длительной прочности. Напряжение, при котором материал может прослужить заданное время при заданной температуре, называется пределом длительной прочности $\sigma_{д.п}$. Ясно, что при рабочей температуре и заданном сроке службы напряжения в детали должны быть меньше предела длительной прочности с некоторым запасом.

При высоких температурах проявляется еще одна сторона явления ползучести: деталь медленно увеличивает свои размеры даже при неизменных внешних нагрузках. Напряжение, при котором при заданной температуре накапливается деформация ползучести определенной величины, называется пределом ползучести.

Во многих случаях на детали, в частности на рабочие лопатки, действуют переменные во времени нагрузки, вызывающие в них переменные напряжения. В этом случае при амплитуде напряжений, даже существенно меньшей предела текучести, в материале может возникнуть явление усталости. После определенного числа циклов нагружения в детали возникает трещина усталости. Амплитуда напряжений, при которой материал может выдерживать определенное, например 10^7 , число циклов нагружения, называется пределом усталости.

Если изготовить из различных материалов совершенно одинаковые стержни, закрепить их и вывести из состояния покоя, то они начнут совершать свободные затухающие колебания. Затухание для различных стержней будет происходить по-разному и тем интенсивнее, чем большей способностью рассеивать энергию колебаний обладает их материал. Рассеивание энергии колебаний называется демпфированием, а свойство материала, которое ее характеризует, — декрементом колебаний. Чем больше декремент колебаний материала, тем меньше напряжения возникают в детали при колебаниях.

Не каждая трещина, появившаяся в результате усталости, исчерпания длительной прочности или просто оставшаяся необнаруженной в процессе изготовления, представляет непосредственную опасность для детали. Ведь дефекты малого размера имеются практически в каждой изготовленной детали, но она работает с ними многие годы. Хрупкое разрушение детали наступает лишь при достижении трещиной некоторого критического размера $l_{кр}$, определяемого ее формой, размерами, напряжениями σ ,

действовавшими до появления трещины, и, наконец, материалом. В первом приближении

$$l_{кр} = \pi K_c^2 / \sigma^2, \quad (3.1)$$

где K_c — характеристика материала, называемая вязкостью разрушения и определяющая сопротивление материала хрупкому разрушению.

Эта характеристика наиболее сильно зависит от температуры, причем при некоторой критической температуре хрупко сти происходит ее резкое уменьшение. Поэтому одна и та же деталь при температуре ниже критической разрушается хрупко, а при большой температуре — вязко, с заметными пластическими деформациями.

Появившиеся в материале трещины (вследствие усталости, ползучести или других причин) при приложении переменных нагрузок развиваются от начального состояния до критического размера. Скорость их роста определяется тремя факторами: номинальными напряжениями в области трещины, ее длиной и свойствами материала, из которого сделана деталь. Чем меньше диапазон измерения внешних нагрузок, чем больше трещина и меньше сопротивление материала развитию трещины, тем больше скорость ее роста от цикла к циклу нагружения.

Способность материала проводить тепло называется теплопроводностью, а характеристика, ее определяющая, — коэффициентом теплопроводности λ . Чем больше λ , тем равномернее прогревается или остывает деталь.

Удлинение материала при нагреве (или сокращение при остывании) определяется коэффициентом линейного расширения α_T . Эта характеристика важна для правильного выбора зазоров между отдельными смежными деталями турбины (например, ротором и статором), которые при изменении температуры могут изменять свои размеры по-разному.

Приведенные характеристики материалов являются основными и, конечно, не исчерпывают всего их многообразия.

3.2.2. Материалы деталей турбин

Для деталей турбин в общем случае используют стали (углеродистые и легированные), чугуны и различные сплавы.

Стали. Для деталей турбин, работающих в области низких температур: используют углеродистые стали.

Углеродистая сталь — сплав железа и углерода с содержанием последнего 0,05—1,7 %. Для

деталей турбин используются только качественные углеродистые стали, химический состав и механические характеристики которых гарантированы заводом-изготовителем. Эта сталь маркируется числом, указывающим содержание углерода в стали в сотых долях процента. Например, в стали 20 содержится 0,20 % углерода. Свойства и области применения некоторых углеродистых сталей приведены в табл. 3.1.

Литые качественные стали обозначаются с добавлением буквы Л. Основные свойства литых сталей приведены в табл. 3.2.

Для изготовления ответственных деталей турбин (роторов, лопаток, дисков, корпусов и т.д.) используются легированные стали — углеродистые стали с добавкой легирующих элементов: хрома, молибдена, ванадия, никеля и др. Легирование позволяет получить стали с характеристиками, значительно превосходящими углеродистые стали.

Таблица 3.1

Свойства некоторых качественных углеродистых сталей и область их применения

Марка стали	σ_s , МПа	σ_B , МПа	δ , %	Область применения
10	210	340	31	Листы для сварных корпусов ЦНД
15	230	380	27	
20	250	420	25	
25	280	460	23	Крепеж различного назначения
30	300	500	21	
35	320	540	20	
40	340	580	19	

Таблица 3.2

Механические свойства литых качественных углеродистых сталей

Марка стали	σ_s , МПа	σ_B , МПа	δ , %	Область применения
15Л	200	400	24	Корпуса паровых турбин, арматура паропроводов, диафрагмы, обоймы
20Л	220	420	23	
25Л	240	450	19	
30Л	260	480	17	
35Л	280	500	15	
40Л	300	530	14	
45Л	320	550	12	
50Л	340	580	11	
55Л	350	600	10	

Таблица 3.3

Основные свойства некоторых легированных сталей и область их применения

Марка стали	Температура, °С	Предел текучести σ_s , МПа	Предел прочности σ_B , МПа	Относительное удлинение δ , %	Модуль упругости $E \cdot 10^{-4}$, МПа	Предел длительной прочности $\sigma_{дл}$ за 10^5 ч, МПа	Коэффициент линейного расширения $\alpha_T \cdot 10^6$, 1/К	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Декремент колебаний η , %	Область применения
1X13	20	410	610	22	22	—	10,1	25,1	2,0	Рабочие лопатки, бандажные ленты, скрепляющие проволоки
	400	370	500	16	19	330	11,4	28,1	1,5	
2X13	20	520	720	21	22	—	10,1	22,2	2,0	Рабочие лопатки
	400	400	530	16	19	330	11,4	26,4	1,5	
15X12ВМФ (ЭИ-802)	20	750	890	15	22	—	9,7	24,7	1,4	Рабочие лопатки, диафрагмы, крепеж, заклепки хвостовых соединений
	500	530	580	14	18	280	11,2	26,8	0,7	
34ХМА	20	430—520	620—720	17—22	22	—	12,3	40,6	—	Валы, диски, штоки клапанов
20X1M1 (P2, P2M)	20	570	740	19	22	—	10,9	40,6	—	Цельнокованные роторы
	500	460	540	18	—	220—260	13,7	36,0	—	
20X3ВМФ (ЭИ-415)	20	600—700	700—800	12—18	21	—	10,6	35,6	—	
	500	460—560	480—580	15—20	—	210	12,6	29,7	—	
34ХМ1А	20	480	650	14	22	—	12,3	40,6	—	Сварные роторы
34ХНЗМА	20	680—850	830	12	21	—	10,8	37,7	—	Диски сборных роторов
20ХМЛ	20	310—400	480—560	12—28	21	—	10,9	49,0	—	Корпуса турбин, корпуса стопорных и регулирующих клапанов, сопловые коробки, клапанные коробки
	550	260	340	24	—	60—65	13,7	28,1	—	
20ХМФЛ	20	320—480	500—690	14—24	20	—	10,0	49,0	—	
	550	220—390	320—470	12—21	17	100	13,6	26,4	—	
15X1M1ФЛ	20	350	550—600	22	22	—	12,4	32,3	—	
	540	240	310	18	18	130	14,0	23,8	—	

Легированные стали обозначают следующим образом: цифрами указывают содержание в стали углерода (одна цифра — в десятых, две — в сотых долях процента), а затем по порядку записывают буквы русского алфавита, обозначающие легирующие элементы, а после каждой из них — их процентное содержание. При содержании легирующего элемента менее 1 % цифры опускают.

Легирующие элементы обозначают следующими буквами:

Хром	Х	Алюминий	Ю
Молибден	М	Медь	Д
Ванадий	Ф	Ниобий	Б
Никель	Н	Кобальт	К
Титан	Т	Бор	Р
Вольфрам	В		

Например, в литой стали 15X1M1ФЛ содержится примерно 0,15 % углерода, 1—2 % хрома, 1—2 % молибдена, около 1 % ванадия, а остальное — железо.

Свойства наиболее употребительных легированных сталей представлены в табл. 3.3.

Чугуны. Чугун — это сплав железа и углерода при содержании последнего более чем 2 %. Обычно в чугуне содержится от 2,8 до 3,5 % углерода. Различают чугуны белый, ковкий, серый и высокопрочный. В турбинах используют два последних вида.

Серый чугун хорошо лется, поддается обработке резанием и потому находит применение для низкотемпературных корпусов ЦНД небольших турбин, корпусов подшипников, диафрагм и других деталей.

Таблица 3.4

Механические свойства серых чугунов и область их применения

Марка чугуна	σ_s , МПа	σ_B , МПа	Область применения
СЧ 15-32	150	320	Корпуса ЦНД, выходные патрубки, корпуса подшипников, фундаментальные рамы
СЧ 18-36	180	360	Корпуса ЦНД, выходные патрубки, диафрагмы
СЧ 21-40	210	400	Корпуса ЦНД, выходные патрубки, диафрагмы, сопловые коробки, корпуса масляных насосов
СЧ 22-44	220	440	Диафрагмы, корпуса подшипников
СЧ 28-48*	280	480	Нагруженные детали, заменяющие стальное литье
СЧ 32-52*	320	520	
СЧ 35-56*	350	560	
СЧ 38-60*	380	600	

Примечание. Звездочкой помечены модифицированные чугуны.

Добавление в серый чугун модификаторов (ферросилиция или его сплава с алюминием) повышает его механические свойства. Такой чугун называется модифицированным.

Серый чугун обозначается буквами СЧ и двумя двухзначными числами, первое из которых указывает значение предела прочности на растяжение, а второе — на изгиб (кгс/мм^2). Например чугун марки СЧ 15-32 имеет предел прочности на растяжение $\sigma_B \geq 15 \text{ кгс/мм}^2 \approx 150 \text{ МПа}$ и 32 кгс/мм^2 на изгиб.

В табл. 3.4 приведены основные марки серого чугуна, используемого для деталей паровых турбин, и его основные свойства.

Использование серых чугунов ограничено температурой 250°C , модифицированных — 300°C . При больших температурах наблюдается явление роста чугуна: соединение железа с углеродом — цементит — распадается на углерод и железо, суммарный объем которых на 30—40 % больше. Рост чугуна приводит к распуханию детали, ее короблению и заклиниванию в смежных деталях. Сам материал при этом становится непрочным и хрупким.

Находит применение в турбинах и высокопрочный чугун — чугун с добавкой 0,04—0,06 % магния. Обозначается такой чугун буквами ВЧ и двумя числами: первое число указывает минимальное значение предела прочности при растяже-

Таблица 3.5

Механические свойства высокопрочных чугунов и область их применения

Марка чугуна	σ_s , МПа	σ_B , МПа	δ , %	Область применения
ВЧ 45-0	450	360	—	Вкладыши опорных подшипников, направляющие втулки, уплотнительные кольца
ВЧ 50-1,5	500	380	1,5	
ВЧ 60-2	600	420	2	
ВЧ 45-5	450	330	5	
ВЧ 40-10	400	300	10	

нии (кгс/мм^2), второе — минимальное относительное удлинение (%). Например, высокопрочный чугун ВЧ 50-1,5 имеет предел прочности на растяжение не менее $50 \text{ кгс/мм}^2 \approx 500 \text{ МПа}$ и относительное удлинение при разрыве не менее 1,5 %. Основные свойства высокопрочных чугунов, используемых для деталей паровых турбин, приведены в табл. 3.5.

Кроме рассмотренных выше материалов на основе железа, в паровых турбинах находят применение другие металлические сплавы для рабочих лопаток последних ступеней некоторых конденсационных турбин, цветные сплавы для трубок конденсаторов и подогревателей, баббиты для вкладышей подшипников и т.д. Их свойств мы коснемся при рассмотрении конструкций деталей, выполняемых из них.

3.3. ОБЛОПАЧИВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

3.3.1. Условия работы облопачивания

Основой турбины, определяющей ее надежность и экономичность, является ее проточная часть, образуемая статорным и рабочим облопачиванием. Рабочее облопачивание — это совокупность рабочих лопаток с хвостовиками и связями различного рода. Установленные вполне определенным образом профили рабочих лопаток образуют рабочую решетку, в которой происходит преобразование кинетической энергии потока пара в полезную кинетическую энергию вращения вала.

Условия работы рабочих лопаток очень тяжелы.

Под действием вращения с большой частотой в лопатке возникают большие центробежные силы и высокие напряжения растяжения, стремящиеся вырвать лопатку из диска.

Окружная сила, создающая полезный крутящий момент на валу турбины, изгибает лопатку в плоскости диска. Дополнительно лопатка изгибается

в плоскости турбины под действием разности давлений ($p_1 - p_2$).

Изгибающие силы, действующие на рабочие лопатки, не постоянны во времени, а непрерывно изменяются из-за различий в проходных сечениях сопловых каналов, из которых пар поступает на рабочие лопатки, наличия выходных кромок сопловых лопаток и других причин. Это приводит к возбуждению колебаний лопаток и возможности появления усталостных трещин, которые, увеличиваясь, могут достигнуть критического размера, после чего произойдет внезапный отрыв лопатки.

Особенно большие переменные нагрузки действуют на рабочие лопатки парциальных, в частности регулирующих ступеней. При прохождении лопатки перед группой сопл, из которых поступает пар, на нее действует полное усилие. При выходе лопатки из активной дуги подвода парового ускорения почти полностью пропадает. Это и приводит к появлению большой переменной аэродинамической силы.

Рабочие лопатки первых ступеней ЦВД и ЦСД работают в условиях высоких температур, вызывающих явление ползучести.

Для рабочих лопаток последних ступеней турбин очень опасной является эрозия, приводящая к износу их поверхностей. Агрессивные примеси, содержащиеся в паре, вызывают коррозию и снижение сопротивления действию постоянных и переменных напряжений.

В районе фазового перехода, т.е. в той зоне турбины, где процесс расширения пара пересекает пограничную кривую $x = 1$, происходит процесс концентрирования агрессивных примесей, в первую очередь хлоридов. При этом в металле лопатки возникают язвы. Последние являются концентраторами напряжений, приводят к коррозионной усталости — сравнительно быстрому усталостному разрушению в условиях коррозионной среды.

3.3.2. Конструкция облопачивания

Конструкция простейшей рабочей лопатки показана на рис. 3.5. Лопатка состоит из профильной рабочей части (пера) 2 и хвостовика 4. Установленные с равным шагом лопатки образуют рабочие каналы. Хвостовики служат для крепления лопаток на диске. На торце рабочей части выполняют шип 1. На группу лопаток надевается бандажная лента 3, в которой выполнены отверстия с шагом и формой, соответствующими шипам 1 на лопатках, установленных на диске. Шипы расклепывают, и в результате лопатки на диске оказываются набран-

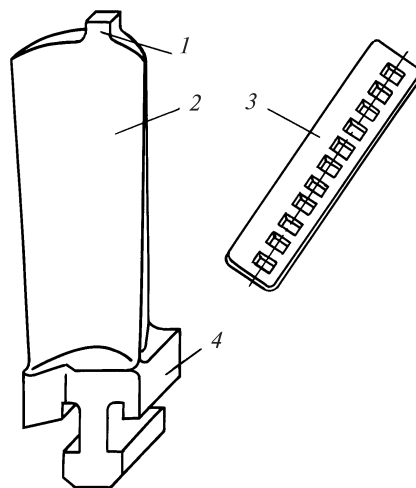


Рис. 3.5. Конструкция простейшей рабочей лопатки

ными в пакеты, что увеличивает вибрационную надежность облопачивания и позволяет выполнить периферийное уплотнение ступени.

Короткие лопатки ($d/l > 10$) выполняют с постоянным по высоте профилем, длинные — с переменным. Длинные лопатки приходится выполнять закрученными в соответствии с изменяющимися по высоте треугольниками скоростей (см. рис. 2.27). Одновременно необходимо уменьшать их площадь от корневого сечения к периферийному, для того чтобы уменьшить центробежную силу рабочей части лопатки и напряжения в корневом сечении и в хвостовике.

На рис. 3.6 показана самая длинная из рабочих лопаток теплофикационных турбин — рабочая лопатка последней ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ.

Рабочую часть лопатки фрезеруют или строгуют на специализированных станках по копиру, а затем полируют до зеркального блеска. Это уменьшает потери на трение пара о поверхность лопаток и увеличивает их сопротивление усталости.

Особые меры применяются для защиты лопаток от эрозийного действия капель влаги при работе влажным паром. Крупные капли, вызывающие наиболее значительную эрозию, отстают от потока пара и в результате ударяют во входную часть спинки периферийной части лопатки. Поэтому часто прибегают к защите этой части лопатки с помощью стеллитовых пластинок, напаяваемых на лопатку токами высокой частоты.

Стеллит — сплав на основе кобальта (60—65 %), содержащий 25—28 % хрома и 4—5 % вольфрама. Он имеет высокую твердость и очень высокое сопротивление эрозии.

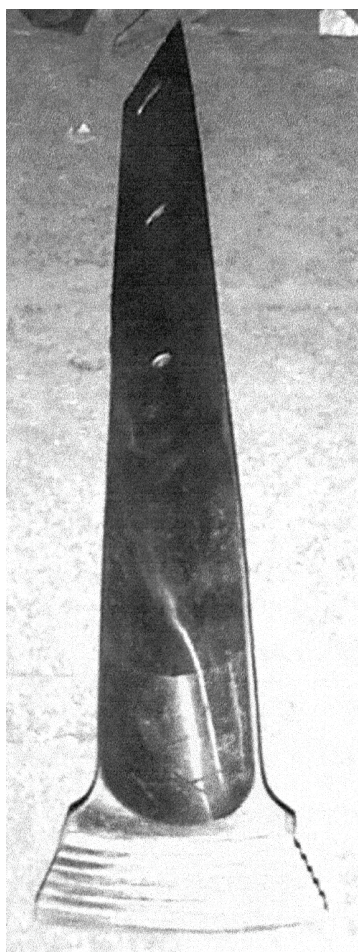


Рис. 3.6. Рабочая лопатка последней ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

Хвостовик — один из самых напряженных и ответственных элементов лопатки. С его помощью она крепится на диске.

Выбор типа хвостовика для рабочей лопатки определяется двумя факторами: нагрузкой, создаваемой лопаткой, и технологическим оборудованием турбинного завода.

На рис. 3.7 показан один из простейших хвостовиков — Т-образный, применяемый для лопаток малой длины. Для установки рабочих лопаток на периферии диска выполняют окружной паз по профилю хвостовика лопатки. Для заводки лопаток в диск с двух его противоположных сторон делают колодцы (рис. 3.7, б), через которые набираются и заводятся по окружности лопатки. Последними непосредственно в колодцы устанавливают замковые лопатки (рис. 3.7, в) и крепят их к диску цилиндрическими заклепками.

Хвостовики рассмотренной конструкции пригодны только для коротких лопаток, центробежная сила которых невелика. При больших высотах лопаток центробежная сила R , приложенная в плоскостях контакта $C—C$ и $D—D$ (см. рис. 3.7, а и г), вызывает в сечениях диска $B—B$ и $A—A$ высокие напряжения изгиба. Это может привести в зоне высоких температур к появлению трещины длительной прочности и требует увеличения толщины диска на периферии. Для уменьшения напряжений в ободке диска на хвостовой части лопатки выполняют замки (рис. 3.8) с плотным контактом поверхностей хвостовика и диска. Под действием центробежной силы R_1 , приложенной к опорной поверхности обода

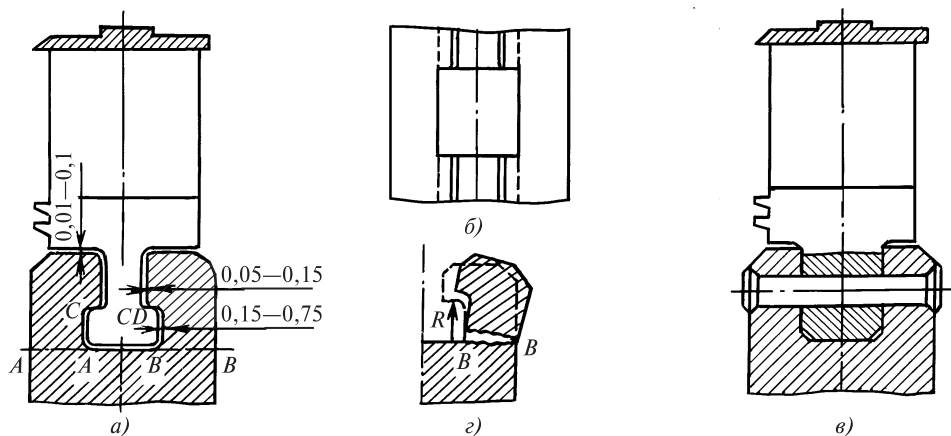


Рис. 3.7. Рабочая лопатка с Т-образным хвостовиком

а — хвостовое соединение; б — колодец для заводки лопаток; в — крепление замковой рабочей лопатки заклепкой; г — разгиб щеки диска центробежной силой лопатки

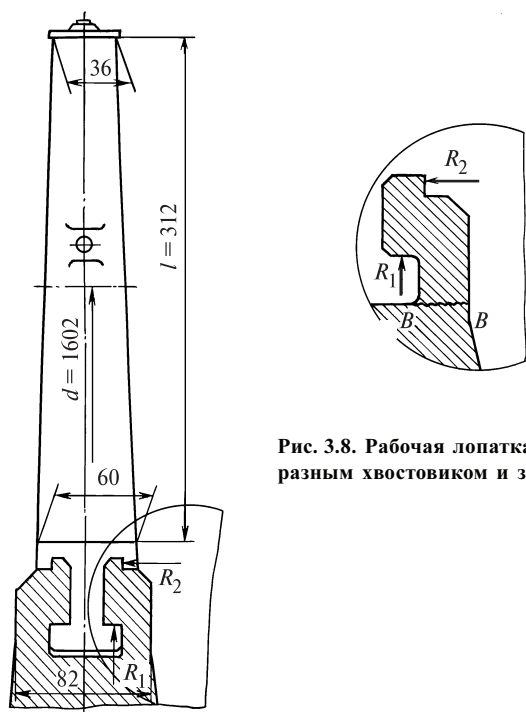


Рис. 3.8. Рабочая лопатка с Т-образным хвостовиком и замками

в месте контакта, возникает сила R_2 , уменьшающая изгибающие напряжения в сечении $B-B$.

Т-образные хвостовики широко применяют ЛМЗ и ТМЗ в турбинах разных типов.

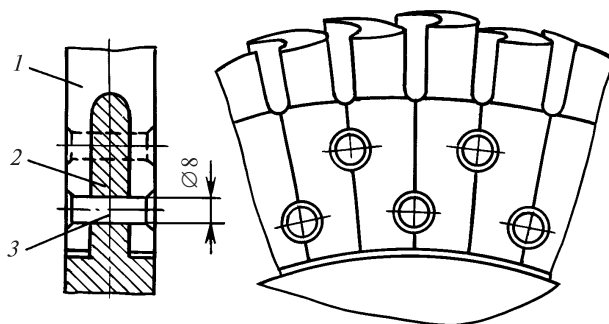


Рис. 3.9. Рабочая лопатка с простейшим вильчатым хвостовиком

На рис. 3.9 показан простейший вильчатый хвостовик 1, выполненный в виде вилки, насаживаемый сверху на диск 2 и закрепляемый на нем двумя заклепками 3. Вильчатое хвостовое соединение не требует специальных замковых лопаток и допускает легкую смену поврежденных лопаток без разлопачивания всего диска (как это требуется для замены лопатки с Т-образными или грибовидными хвостовиками).

Рассмотренные хвостовики пригодны для крепления лишь относительно коротких лопаток из-за их малой несущей способности. Увеличение числа вилок (рис. 3.10) позволяет увеличить число по-

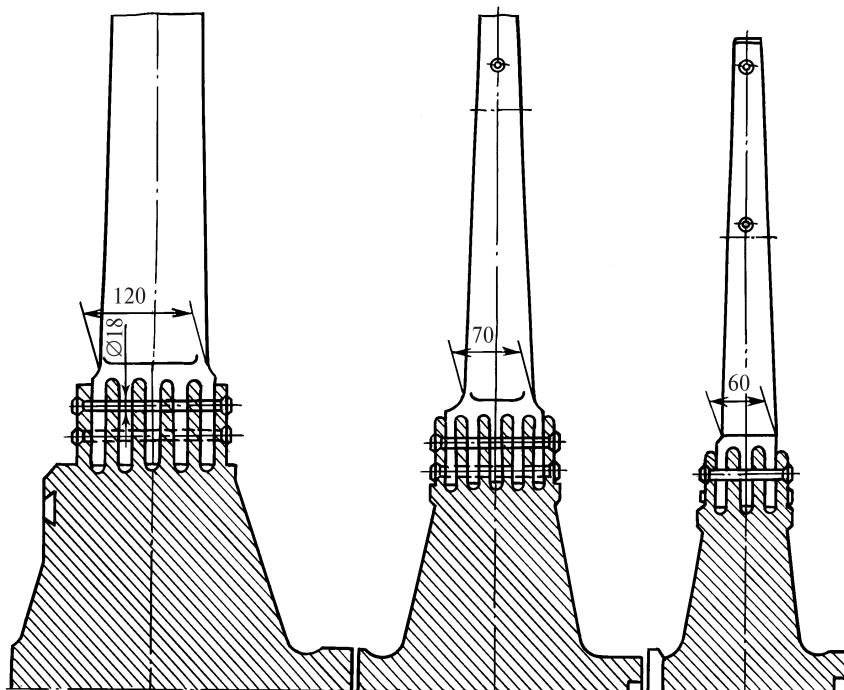


Рис. 3.10. Вильчатые хвостовые соединения рабочих лопаток

верхностей среза самого слабого элемента — цилиндрических заклепок.

Для лопаток последних ступеней используется елочный хвостовик с торцевой заводкой (см. рис. 3.6), большое число опорных поверхностей которого обеспечивает высокую несущую способность. Хвостовик и паз в диске под его заводку выполнены по дуге окружности, для того чтобы корневое сечение лопатки располагалось на полке хвостовика без свисания кромок. Это обеспечивает высокую усталостную прочность лопатки. Каждая лопатка крепится в осевом направлении с помощью двух пластинчатых стопоров, один конец каждого из которых перед заводкой лопатки в паз отгибается в тело хвостовика, а второй — на поверхность диска.

Бандажи и связи служат главным образом для повышения вибрационной надежности лопаточного аппарата. Периферийный бандаж позволяет одновременно уменьшить утечку пара и поэтому повышает КПД ступени.

Для рабочих лопаток ЦВД и недлинных (менее 350 мм) лопаток ЦСД применяют удобные накладные ленточные бандажи, объединяющие в пакет 6—14 лопаток. Полного объединения всех лопаток в один пакет стараются не делать, так как при этом затрудняются тепловые деформации бандажа относительно лопаток, которые могут менять свою температуру в процессе эксплуатации по-разному. В результате в бандаже могут появиться трещины малоциклового усталости.

Шипы, фрезеруемые на торцевой поверхности рабочей лопатки, в зависимости от ее ширины могут располагаться в один или два ряда, иметь круглую, квадратную или прямоугольную форму в сечении.

С возрастанием мощности турбоагрегатов, когда вместе с ростом расхода пара увеличивается хорда лопаток, а также с увеличением диаметра ступени центробежная сила массы бандажа возрастает настолько, что выполнение ленточного периферийного бандажа становится затруднительным. В этих случаях либо отказываются от бандажа вообще, обеспечивая вибрационную надежность облопачивания другими средствами, либо выполняют бандаж заодно с каждой из лопаток (рис. 3.11). Такой бандаж называют цельнофрезерованным, или интегральным.

Выполнение цельнофрезерованного бандажа особенно полезно для лопаток регулирующей ступени. На рис. 3.12 показан пакет из трех лопаток для регулирующей ступени турбин ЛМЗ. Лопатки сварива-

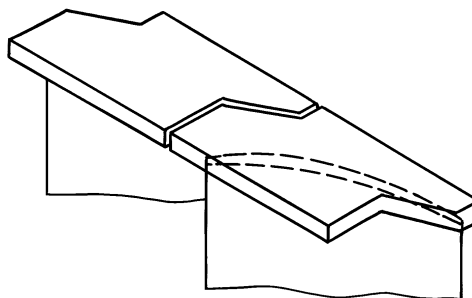


Рис. 3.11. Цельнофрезерованный бандаж

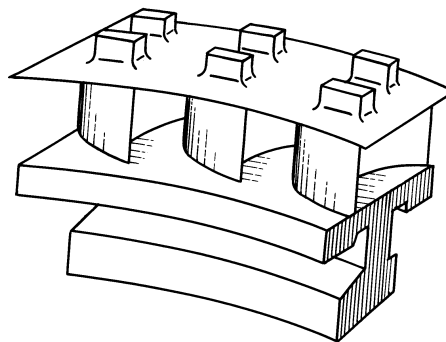


Рис. 3.12. Сварной пакет из трех лопаток для регулирующей ступени

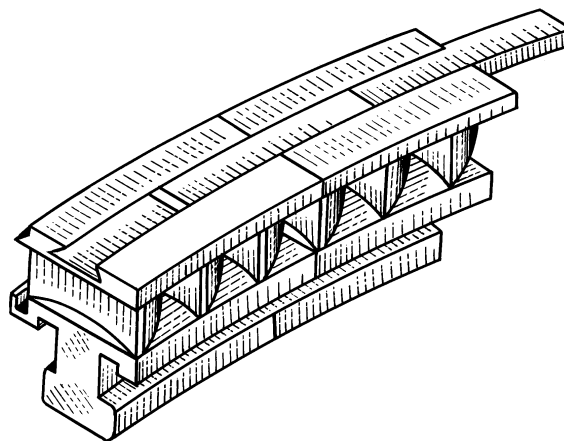


Рис. 3.13. Пакеты рабочих лопаток с демпферной связью для регулирующей ступени ЦВД

ются в пакеты по полкам цельнофрезерованного бандажа и по полкам хвостовиков. На полках бандажа выполняют шипы, на которые дополнительно надевают ленточный облегченный бандаж.

Вместо ленточного приклепанного бандажа можно использовать демпферную связь (рис. 3.13) в виде полосы трапецевидного сечения, заклады-

ваемой в паз, выточенный в цельнофрезерованном бандаже. В этом случае при колебаниях между связью и бандажом возникают силы трения, гасящие колебания. Вместе с тем эта связь не препятствует взаимному температурному расширению отдельных пакетов, что особенно важно для лопаток регулирующей ступени, где температура пара при переходных режимах изменяется наиболее значительно.

Бандажные связи очень важны для лопаток последних ступеней. При их отсутствии не только снижается вибрационная надежность облопачивания, но и происходит упругая раскрутка лопатки: под действием центробежной силы профили в отдельных сечениях лопатки поворачиваются вокруг ее продольной оси (иногда на $10\text{—}12^\circ$) и начинают занимать не то положение, на которое рассчитана лопатка. В результате обтекание лопаток потоком пара становится нерасчетным и экономичность ступени снижается. Выполнение на периферии лопатки цельнофрезерованного бандажа с «зубом» (рис. 3.14) препятствует упругой раскрутке лопатки. Мало того, контакт поверхностей зубьев соседних лопаток и возникающие на них силы трения создают хорошее демпфирование колебаний.

В тех случаях, когда раскручивающая лопатку сила невелика и возникающие силы прижатия бандажных полок друг к другу недостаточны, в выточку бандажа (рис. 3.15) устанавливается замкнутая на круг проволоочная связь.

Очень важную роль в облопачивании играют проволоочные связи, устанавливаемые между корневым и периферийным сечениями (рис. 3.16). Вооб-

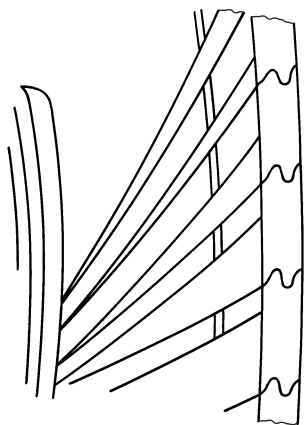


Рис. 3.14. Цельнофрезерованный бандаж с «зубом» для лопаток турбин ЛМЗ

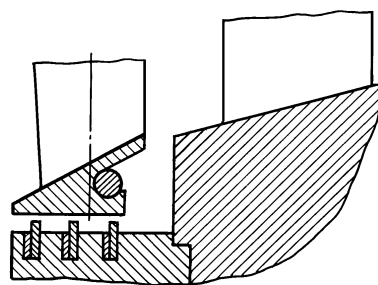


Рис. 3.15. Цельнофрезерованный бандаж с расположенной в нем демпферной проволокой

ще говоря, проволоочные связи крайне нежелательны по целому ряду причин.

Во-первых, для их установки в профиле лопатки приходится выполнять отверстия, являющиеся концентраторами напряжений и потенциальными зонами образования трещин с последующим обрывом. Это заставляет в месте установки проволоки утолщать профиль. Тем самым обтекание паром зоны установки проволоки становится неудовлетворительным и возникают дополнительные потери энергии.

Во-вторых, затруднительно обеспечить прочность самой проволоочной связи в условиях влажно-парового потока при тех огромных центробежных силах, которые на нее действуют. Обрывы проволоочных связей — достаточно частое явление. Оборвавшаяся проволоочная связь может быть не только прямым виновником разрушения лопаточного аппарата вследствие ее заклинивания между вращающимися и неподвижными деталями, но и изменения вибрационных характеристик облопачивания, что тоже в конечном счете может привести к разрушению лопаток. Поэтому, стремясь обеспечить их надежность, связи часто выполняют из трубок или из титановой проволоки.

В-третьих, технология установки проволоочных связей сложна, при их ремонте возникает разбалансировка ротора, которую необходимо восстанавливать.

Связи, устанавливаемые между рабочими частями лопаток, по назначению можно разделить на паяные и демпферные.

Паяные связи припаиваются к лопаткам и служат для ликвидации некоторых особенно опасных видов колебаний (см. § 16.3). Ясно, например, что в пакете лопатки при колебаниях могут перемещаться относительно друг друга. Если же их прошить проволокой, то лопатки не сумеют вибриро-

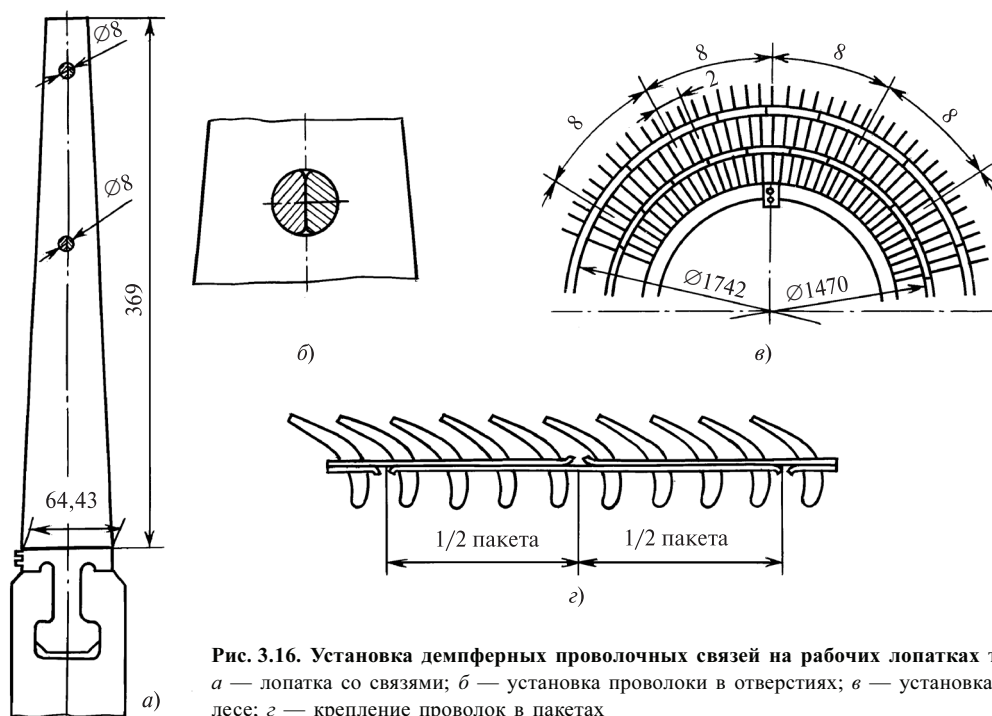


Рис. 3.16. Установка демпферных проволочных связей на рабочих лопатках турбин ЛМЗ
a — лопатка со связями; *б* — установка проволоки в отверстиях; *в* — установка проволоки на колесе; *г* — крепление проволоки в пакетах

вать указанным образом. Припаивают связь к лопаткам серебряным припоем.

Демпферные связи устанавливают для гашения колебаний. Их к лопаткам не припаивают. За счет центробежных сил они умеренно, допуская проскальзывание, прижимаются к поверхности отверстий в лопатках, а возникающие силы трения не дают развиваться интенсивным колебаниям. Примеры демпферных связей показаны на рис. 3.16.

Во всех случаях демпферный бандаж должен быть сделан так, чтобы он выполнял свои функции: он должен быть в меру податливым, чтобы плотно прилегать к лопатке под действием центробежных сил и создавать силу трения и вместе с тем достаточно жестким, чтобы иметь необходимую прочность.

3.3.3. Материалы рабочих лопаток

Тяжелые условия работы рабочих лопаток, рассмотренные выше, исключают применение для них углеродистых сталей. Для лопаток используют только нержавеющие стали.

Самыми употребительными являются стали 1X13, 2X13 и близкие к ним стали 12X13 и 12X13Ш (шлакового переплава), содержащие 12—14 % хрома, обеспечивающего высокую коррозионную стойкость. Их большим достоинством является высокая,

значительно большая, чем у других лопаточных материалов, демпфирующая способность. Эти стали можно применять до температуры 400—480 °С.

Для больших температур применяют стали, легированные молибденом и ванадием (15X11МФ), а также вольфрамом и ниобием (2X11МФБН, ЭИ-802, 2X12МБФР), и некоторые другие.

3.4. ВАЛОПРОВОД ТУРБИНЫ

Валопровод турбоагрегата — это совокупность соединенных между собой роторов последовательно расположенных цилиндров и генератора. Роторы цилиндров соединяются посредством муфт. Собственно ротор включает в себя вал, облопаченные диски и некоторые другие элементы, обеспечивающие его сборку и нормальную работу.

3.4.1. Условия работы валопровода

Условия работы роторов цилиндров в общем случае очень тяжелы.

Прежде всего валопровод вращается с большой частотой, а так как его размеры и масса закрепленных на нем лопаток велики, то велики и возникающие в нем напряжения от центробежных сил. При этом надо иметь в виду, что в условиях эксплуата-

ции частота вращения может на 10—12 % превзойти номинальную (50 1/с); при этом напряжения возрастут на 20—25 %. Наибольшие напряжения от вращения возникают в центральной зоне ротора и ободе, где закреплены рабочие лопатки.

Роторы ЦВД и ЦСД, в паровпускной части которых температура составляет 500—510 °С, должны выдерживать высокие нагрузки от вращения в условиях ползучести в течение всего срока службы. В роторе не должны возникнуть трещины длительной прочности, а радиальные размеры не должны увеличиваться до недопустимого значения.

Валопровод турбины суммирует крутящие моменты, развиваемые отдельными цилиндрами, и в конечном счете передает их ротору генератора. Таким образом, на выходном валу турбины развивается максимальный крутящий момент. При этом надо иметь в виду, что при некоторых эксплуатационных режимах, например, при коротком замыкании в генераторе, крутящий момент может возрасти в 4—6 раз по сравнению с номинальным значением. Шейка выходного вала турбины должна передавать эти высокие скручивающие нагрузки без напряжения.

Ротор турбины — один из элементов, воспринимающих все изменения температуры в проточной части турбины. Быстрые изменения температуры приводят к появлению в роторах высоких температурных напряжений, а при их циклическом повторении — к появлению трещин термической усталости.

Кроме того, следует иметь в виду, что по соображениям стоимости ротор выполняется из слаболегированных ржавеющих сталей, подверженных коррозии.

3.4.2. Конструкция роторов валопровода

Конструкция отдельных роторов валопровода зависит от условий работы их цилиндров, главными из которых являются два: объемный расход пара, покидающего турбину, и температура пара, поступающего в цилиндр.

Мощные теплофикационные турбины с конденсацией пара имеют один двухпоточный отдельный ЦНД (см. рис. 3.3). Температура на входе в этот цилиндр даже в турбинах с промежуточным перегревом пара невысока и не вызывает явления ползучести. Вместе с тем, объем пара, покидающего ЦНД, достаточно велик, поскольку давление в конденсаторе мало, а массовый расход значителен. Это предопределяет необходимость использования с борной конструкции ротора (рис. 3.17), при которой

диски и вал изготавливаются отдельно, а затем собираются в единое целое с помощью горячей посадки дисков на вал. Поэтому такие роторы часто называют роторами с насадными дисками.

Сборный ротор состоит из ступенчатого вала, на который с двух сторон симметрично насаживаются диски, втулки концевых уплотнений, а также втулки масляных уплотнений корпусов подшипников. На валу выполняются шейки под вкладыши подшипников и для насадки полумуфт.

Каждый диск обычно состоит из обода, в котором выполняют профильные пазы для размещения хвостовиков лопаток, полотна (профильной части) и ступицы, или втулки, внутренняя расточка которой сопрягается с посадочной поверхностью вала. Полотно диска профилируют так, чтобы обеспечить прочность диска при максимально возможной частоте вращения. Из этих же соображений выбирают ширину ступицы.

Перед посадкой диска на вал размер его внутренней расточки несколько меньше, чем диаметр поверхности посадки вала. *Разность радиусов вала и дисков до посадки называется натягом.* Обычно натяг составляет 0,4—0,5 мм. Перед насадкой диск разогревают, с тем чтобы его внутренний диаметр стал больше диаметра вала. Вал ставят вертикально и надевают на него диск. После охлаждения диаметр расточки диска уменьшается, диск плотно садится на вал и в месте их сопряжения возникает контактное давление, препятствующее провороту диска на валу. *Передача крутящего момента с диска на вал осуществляется за счет контактного давления между диском и валом.*

Ясно, что контактное давление зависит от частоты вращения. При невращающемся роторе оно максимально. При увеличении частоты вращения диск расширяется в радиальном направлении сильнее, чем вал, и в результате при некоторой частоте вращения, называемой *освобождающей*, контактное давление исчезает и крутящий момент не может передаваться на вал через посадку. Поэтому *освобождающая частота вращения должна быть больше, чем любая возможная частота вращения.*

Чем больше натяг посадки, тем выше освобождающая частота вращения. Поэтому на первый взгляд кажется, что обеспечить необходимую освобождающую частоту не представляет труда: для этого следует посадить диск на вал с достаточным натягом. Однако ясно, что в диске, насаженном на вал, кроме контактного давления возникают окружные напряжения, стремящиеся разорвать диск. Та-

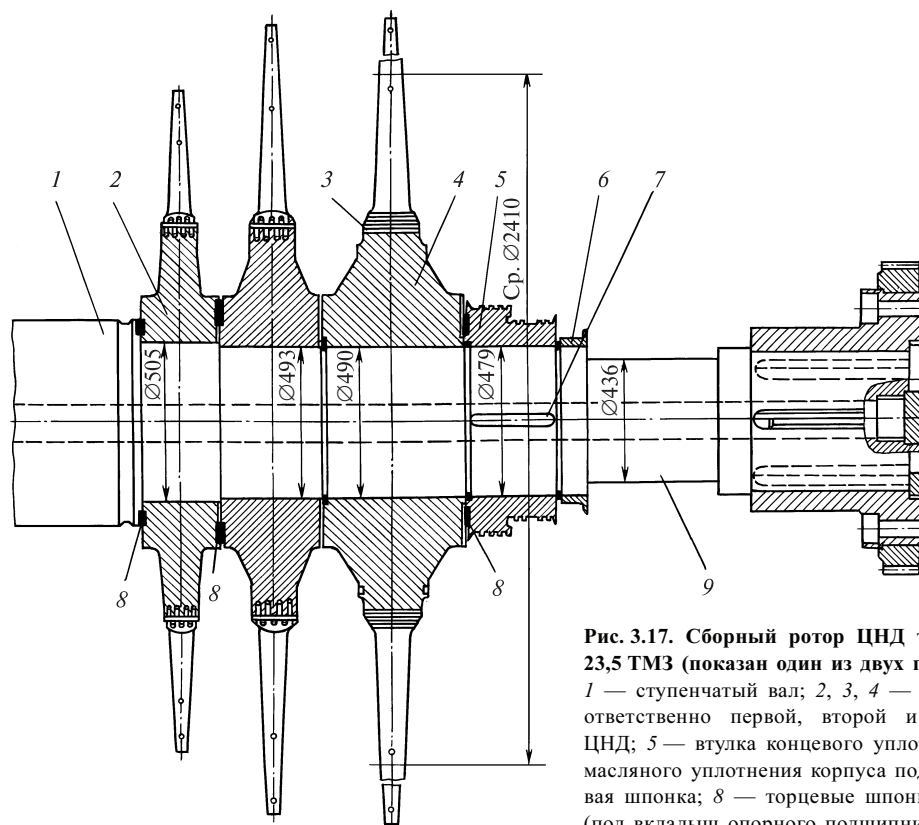


Рис. 3.17. Сборный ротор ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (показан один из двух потоков)

1 — ступенчатый вал; 2, 3, 4 — насадные диски соответственно первой, второй и третьей ступеней ЦНД; 5 — втулка концевой уплотнения; 6 — втулка масляного уплотнения корпуса подшипника; 7 — осевая шпонка; 8 — торцевые шпонки; 9 — шейка вала (под вкладыш опорного подшипника скольжения)

кие же напряжения возникают в диске от центробежных сил, вызываемых вращением. Таким образом, *натяг создает дополнительную напряженность в диске, и поэтому чрезмерный натяг вреден.*

Натяг при проектировании рассчитывается очень точно, с тем чтобы обеспечить достаточный запас по освобождающей частоте вращения по отношению к рабочей, но не создать без необходимости излишние напряжения от посадки.

Вместе с тем в условиях эксплуатации возможно временное ослабление посадки диска на валу, например, при быстром увеличении температуры в проточной части, когда диск может прогреться быстрее вала. Для того чтобы гарантировать передачу крутящего момента в таких условиях, между диском и валом устанавливают осевые шпонки (рис. 3.18). Соседние диски насаживают на вал обязательно с осевым тепловым зазором (0,15—0,3 мм), не препятствующим их взаимному тепловому расширению и исключающим изгиб ротора (см. гл. 19). Вместе с тем на самом валу диски фиксируют в осевом направлении разъемными кольцами.

В углах шпоночного паза резко увеличиваются напряжения. При появлении в них трещин критиче-

ского размера может произойти хрупкое внезапное разрушение диска (см. гл. 17). Поэтому осевые шпонки устанавливают только под легкими дисками, напряжения в которых невелики даже с учетом осевых шпонок. Для нагруженных дисков, в частности для дисков последних ступеней, используют торцевые шпонки, устанавливаемые между торцевой поверхностью диска и легкой деталью, насаживаемой на вал (рис. 3.19). Диск 1 насаживается на вал 5 обычным образом. На правой торцевой поверхности с двух противоположных сторон выполнены шпоночные пазы 2. Во втулку 4 уплотнения с небольшим натягом запрессовываются шпонки 3, входящие в пазы на диске. Втулка 4 имеет малые размеры, возникающие в ней напряжения от центробежных сил невелики, поэтому ее можно насадить на вал с большим натягом и даже на осевую шпонку.

Из рис. 3.17 видно, как организована передача крутящего момента с дисков на вал в случае ослабления посадки с помощью торцевых шпонок. Крутящий момент со второго диска передается на первый, а с него — на среднюю часть вала. С диска 3-й ступени крутящий момент передается торцевыми шпонками на насадную втулку концевой уплотне-

← **Рис. 3.18. Диски с осевыми призматическими шпонками**
 1 — осевые шпонки; 2 — насадные диски; 3 — рабочие лопатки; 4 — штифты; 5 — разгрузочные отверстия; 6 — фиксирующие разъемные по диаметру кольца

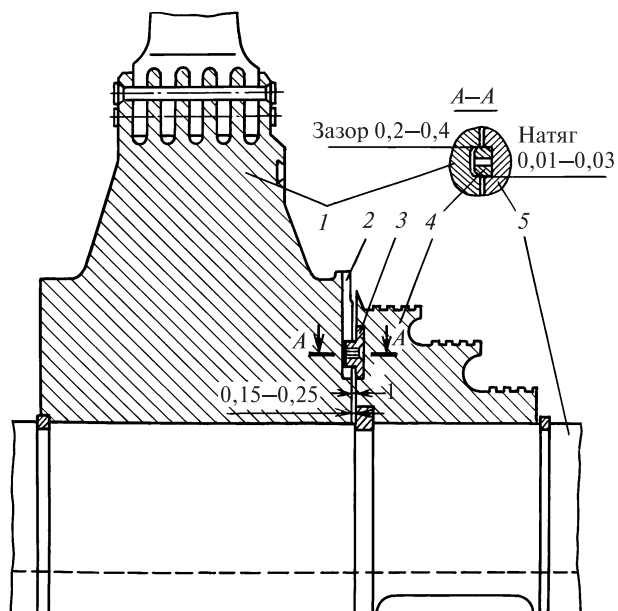
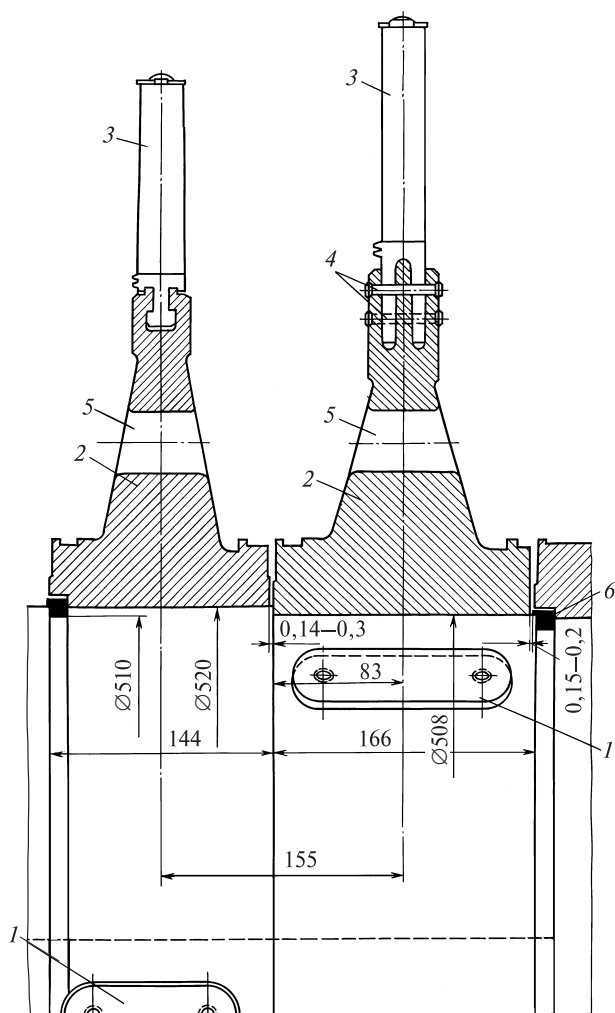


Рис. 3.19. Передача крутящего момента с диска на вал с помощью торцевой шпонки

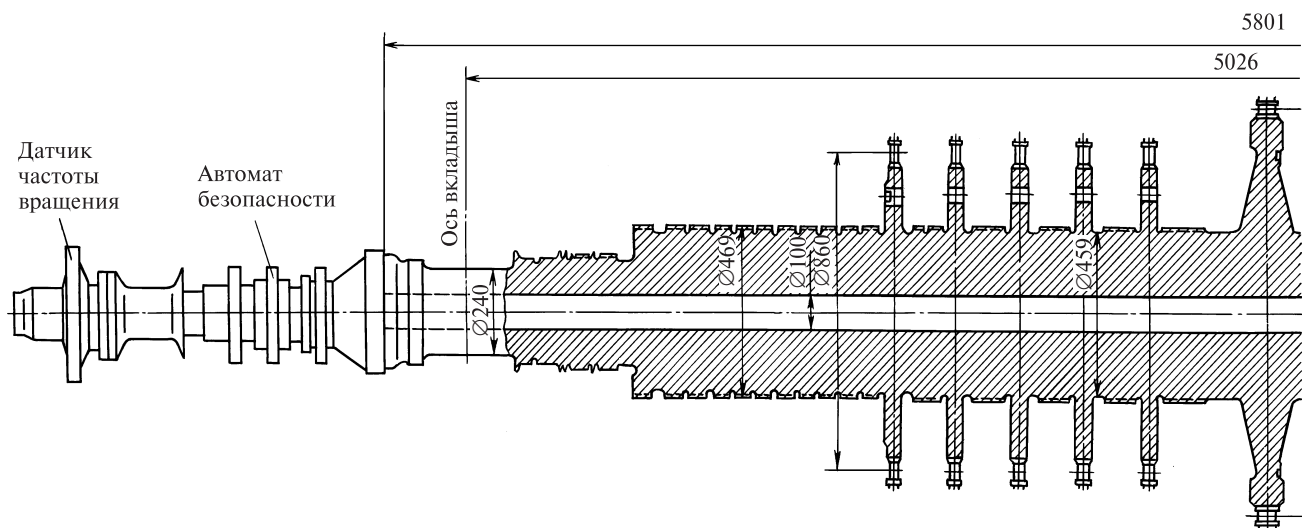


Рис. 3.20. Цельнокованный ротор

ния, а с него — на вал с помощью натяга (или через осевую шпонку при ослаблении насадки втулки).

Основное достоинство сборных роторов: их можно выполнить очень больших размеров с высоким качеством дисков и вала.

Основные недостатки сборных роторов связаны с высокой напряженностью насадных дисков, возможностью их ослабления и появления трещин из-за коррозии под напряжением в шпоночных пазах.

Цилиндры высокого, а в турбинах с промперегревом и среднего давления работают при высоких температурах, при которых интенсивно развивается ползучесть; разновидностью ползучести является релаксация напряжений — уменьшение напряжений в деталях за счет перехода части упругой деформации в необратимую деформацию ползучести. Например, контактное давление между диском и валом при высокой температуре со временем будет уменьшаться, освобождающая частота вращения падать, и в результате произойдет освобождение диска. *Поэтому использование насадных деталей в зоне высоких температур, в частности, применение сборных роторов, недопустимо.*

Основным типом роторов для ЦВД является цельнокованый ротор (рис. 3.20). Собственно ротор, состоящий из вала и дисков, выполняется из одной поковки. На периферии дисков выполняют пазы для установки рабочих лопаток.

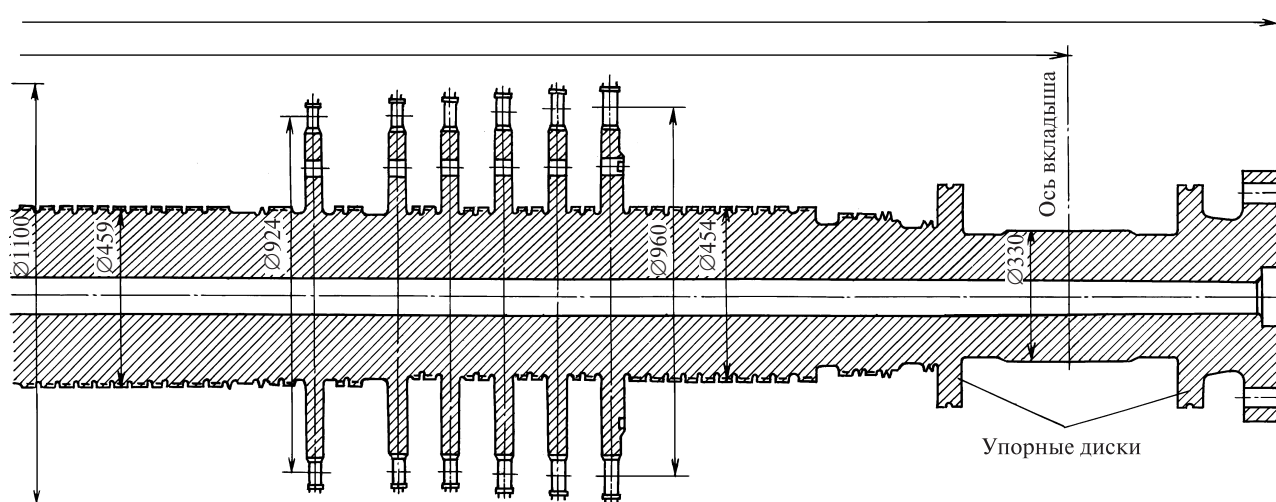
Целесообразность использования цельнокованых роторов часто дополнительно обусловлена ма-

лыми объемными пропусками пара, не требующими поволоков большого размера, качественное выполнение которых затруднено на стадии получения слитка иковки.

Цельнокованные роторы (так же, как и валы для сборных роторов) почти всегда выполняются с центральным отверстием, поскольку при затвердевании слитка, начинающемся с периферии, именно в центральной зоне концентрируются вредные примеси и дефекты. Эти дефекты тем более опасны, что расположены они в зоне максимальных напряжений. Центральное отверстие, хотя и увеличивает напряжения в 2 раза и соответственно уменьшает критический размер дефектов, позволяет с помощью перископа и методами специальной ультразвуковой и порошковой дефектоскопии проверить поверхность отверстия и устранить дефекты, которые могут быть в нем. Используется оно и для периодического контроля за появлением и ростом дефектов в процессе эксплуатации. Как правило, такой контроль осуществляют во время капитальных ремонтов.

После осмотра полости отверстия его еще раз тщательно очищают и закрывают пробками, исключая попадание в него посторонних предметов.

В тех случаях, когда на входе в цилиндр температура высокая, а объемный расход пара на выходе большой, используют комбинированный ротор: его паровпускная часть выполняется цельнокованой, а выходная — с насадными дисками (см. рис. 3.2).



ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

3.4.3. Конструкции соединительных муфт

Соединительные муфты связывают отдельные роторы цилиндров турбины и генератора в единое целое — валопровод.

Муфты — очень ответственные элементы валопровода, в значительной степени определяющие надежность работы всей турбины. Они передают крутящий момент с ротора на ротор и не должны разрушаться даже при его кратковременном повышении в 4—6 раз, например, при коротком замыкании в генераторе.

Качество изготовления, сборки и центровки полумуфт в значительной степени определяет вибрационное состояние турбоагрегата. При соединении роторов с расцентровками или изломами естественной линии прогиба вала возникает интенсивная вибрация, делающая эксплуатацию турбоагрегата невозможной.

Различают муфты жесткие, полужесткие и подвижные.

Жесткие муфты для обеспечения отсутствия вибрации требуют почти абсолютной центровки, не допуская ни смещения, ни излома осей соединяемых роторов.

Пример простейшей жесткой муфты, чаще всего используемой для соединения роторов ЦВД и ЦСД, показан на рис. 3.21. Полумуфты 1 и 3 выполнены в виде фланцев заодно с валами соединяемых роторов. Центровка полумуфт обеспечивается с помощью кольцевого выступа на одной полумуфте и впадины — на другой. Перед подъемом краном любого из роторов их раздвигают с помощью отжимных винтов, ввинчиваемых в отверстия 4. Полумуфты стягиваются призонными болтами 2, устанавливаемыми в строго соосные тщательно обработанные отверстия в полумуфтах с зазором 0,001—0,025 мм. Болты затягивают равномерно, контролируя их удлинения. Крутящий момент в жестких муфтах передается за счет сил трения между торцами полумуфт, возникающих из-за сжатия призонными болтами.

Для точной повторяемости сборки валопровода после рассоединения используются конические болты 5.

На рис. 3.22 показана конструкция жесткой муфты с насадными полумуфтами, служащей для передачи крутящего момента с ротора турбины на ротор генератора.

Концы валов турбины 6 и генератора 9, на которые насаживаются полумуфты 3 и 8, выполняют с небольшой конусностью (примерно 0,5%), а их по-

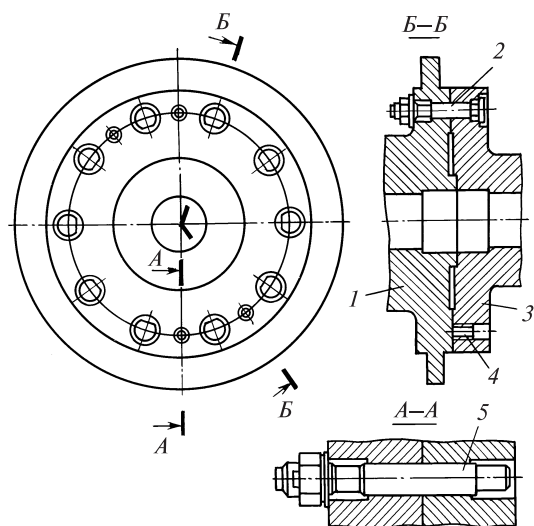


Рис. 3.21. Простейшая жесткая муфта

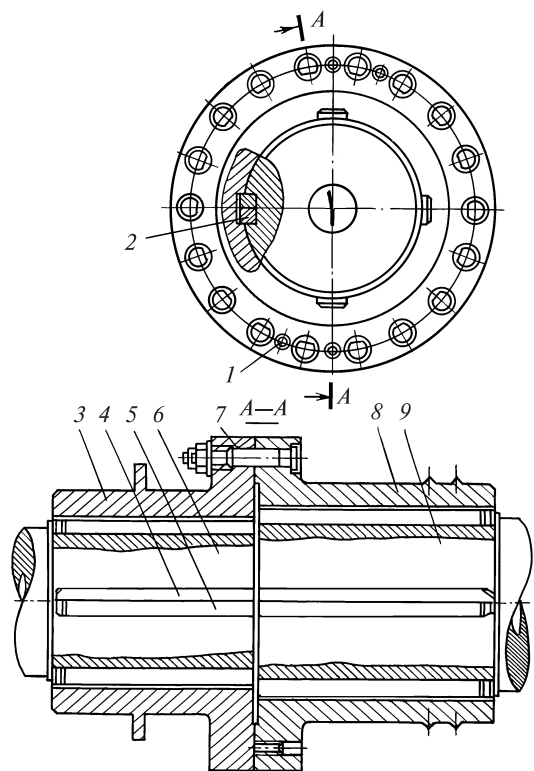


Рис. 3.22. Жесткая муфта

садочные поверхности пригоняют друг к другу по краске на длине 80—90% посадочного участка. Затем полумуфту нагревают в кипящей воде или ацетиленовой горелкой до 100—130 °С и насаживают на вал до упорного буртика, следя за точным совпадением шпоночных пазов в полумуфте и вале. За-

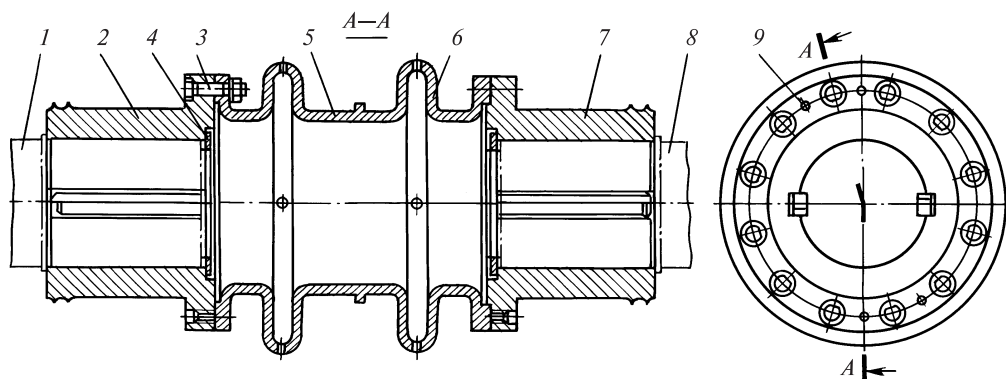


Рис. 3.23. Конструкция полужесткой муфты ЛМЗ

1, 8 — соединяемые валы; 2, 7 — соединяемые валы; 3 — призонные болты; 4 — гайки; 5 — соединительный элемент; 6 — компенсатор; 9 — конические болты

тем вставляют составные шпонки, состоящие из двух клинообразных частей: сначала закладывают длинную часть 4, а затем короткую часть 5, закрепляемую с торца винтом 2. Передача крутящего момента осуществляется за счет сил трения между торцами полумуфты, сжимаемыми призонными болтами 7. Повторяемость сборки обеспечивается двумя коническими болтами 1.

Жесткие муфты просты и надежны, но требуют очень тщательного изготовления и монтажа.

Полужесткие муфты, иногда называемые полугибкими, допускают небольшой излом осей соединяемых валов, но не допускают их осевого смещения.

Пример конструкции полужесткой муфты показан на рис. 3.23. Полумуфты насаживают на концы валов обычным способом, а между ними устанавливают соединительный элемент, имеющий один или несколько волнообразных компенсаторов, допускающих небольшой излом осей роторов. Взаимная фиксация полумуфт и соединительного элемента осуществляется коническими болтами, а передача крутящего момента — за счет сил трения, создаваемых затяжкой призонных болтов.

Подвижные муфты, называемые иногда гибкими, допускают осевые смещения и изломы соседних валов. Примером подвижной муфты является зубчатая муфта (рис. 3.24).

На периферии полумуфт 5 и 7, насаживаемых на концы соединяемых валов описанным способом, выполняют зубья 8 эвольвентного профиля, на которые надевают кожух 1 с соответствующими зубьями 9. Фиксация кожуха на полумуфтах осуществляется кольцами 2 и 6. Крутящий момент с вала на вал передается через зубья с ведущего вала на кожух, а с кожуха на ведомый вал.

Подвижные муфты для нормальной работы требуют обильной масляной смазки. Смазка обычно

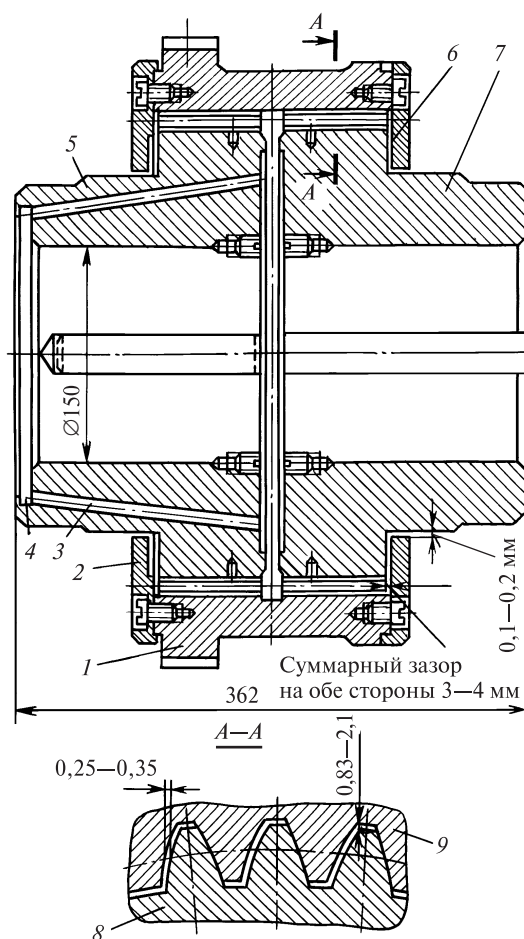


Рис. 3.24. Конструкция зубчатой муфты

подается от ближайшего вкладыша подшипника в кольцевую канавку 4, из которой центробежной силой по каналам 3 она направляется к зубьям. При

ухудшении смазки муфту заклинивает: возникающие между контактирующими зубьями силы трения оказываются столь значительными, что их смещение становится невозможным и муфта начинает работать как жесткая. При этом растет осевое усилие на упорный подшипник и возникает опасность его аварии. Кроме того, поскольку центровка валов турбоагрегата при монтаже проводилась в предположении возможности смещения без жестких требований к центровке, возникает интенсивная вибрация. Совершенно аналогичное положение возникает при передаче через муфту слишком большого крутящего момента, исключающего возможность проскальзывания зубьев полумуфт и кожуха. Поэтому подвижные муфты используются только для передачи относительно небольших мощностей, не превышающих 60 — 70 МВт.

3.4.4. Материалы роторов

Для роторов и валов турбин используют высокопрочные стали, легированные хромом, молибденом, ванадием и никелем, присадки обычно составляют 1—3,5 %.

К материалу высокотемпературных цельнокованных роторов ЦВД и ЦСД ТЭС предъявляются два основных требования: они должны иметь высокое сопротивление ползучести и термической усталости. Наиболее употребительными для них являются стали Р2МА и ЭИ-415, обладающие высоким сопротивлением ползучести.

Материал роторов ЦНД должен обладать другими качествами: высокой статической прочностью, обеспечивающей надежную работу при высоких напряжениях, создаваемых центробежными силами лопаток и самого ротора, высокой вязкостью разрушения, препятствующей хрупкому разрушению при наличии дефектов, и высоким сопротивлением коррозионному растрескиванию.

Для дисков сборных роторов используют легированные стали с введением нескольких процентов никеля. Повышенное содержание никеля (до 3,5 %) повышает качество термообработки и обеспечивает однородность структуры и механических свойств. Типичной для использования является сталь 34ХН3М.

Никель — дорогой и дефицитный материал. Поэтому в ряде случаев используют сталь 35Х1Н2Ф, содержащую меньше никеля, но имеющую добавки молибдена и ванадия.

Для больших дисков с шириной ступицы более 450 мм получить качественную поковку с термообработкой на весь объем затруднительно. В этом случае используется сталь 30ХН3М2Ф, позволяющая выполнять диски с шириной более 0,5 м.

3.5. СТАТОР ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Под статором турбины понимают неподвижные детали ее цилиндров: корпуса турбин со встроенными в них корпусами подшипников (если они не выносные), обоймы для крепления диафрагм и сегментов концевых уплотнений, сами диафрагмы и сегменты уплотнений.

3.5.1. Условия работы статора

Условия работы статора менее тяжелые, чем ротора, прежде всего потому, что его детали не вращаются.

Основная нагрузка, действующая на корпус, диафрагмы, обоймы, — разность давлений. Под ее действием детали статора должны сохранять не только прочность, в том числе в условиях высоких температур, когда происходит ползучесть, но и жесткость и плотность.

Ползучесть материала приводит к короблению фланцевого разъема, остаточному прогибу диафрагм и обойм. Релаксация напряжений в болтах и шпильках вызывает ослабление затяжки и пропаривание разъемов.

Недостаточная жесткость может привести к большим взаимным перемещениям ротора и статора и задеваниям. Особенно трудно обеспечить жесткость корпусов ЦНД. Хотя разность давлений, действующая на корпус, как правило, не превышает атмосферного давления, обеспечить жесткость весьма сложно из-за большой поверхности цилиндра.

Недостаточная плотность приводит к паразитным протечкам пара и снижению КПД.

Нарушение плотности полостей турбины, связанных с атмосферой, недопустимо вообще, поскольку утечка пара в атмосферу увеличивает влажность в машинном зале.

Плотность корпусов обеспечивается с помощью фланцевого соединения, состоящего из двух продольных фланцев (рис. 3.25) и скрепляющих их болтов или шпилек, ввинчиваемых в нижнюю половину корпуса. Для скрепления фланцев используют специальные колпачковые гайки, внешний диаметр d_r которых превосходит диаметр болта $d_{ш}$ в меньшей степени, чем для обычных стандартных болтовых соединений, в которых диаметр окружности описанной около граней гайки, вдвое больше $d_{ш}$. Это позволяет приблизить скрепляющие болты друг к другу, увеличить их число и уменьшить усилие, которое должен развивать один болт для создания плотного соединения.

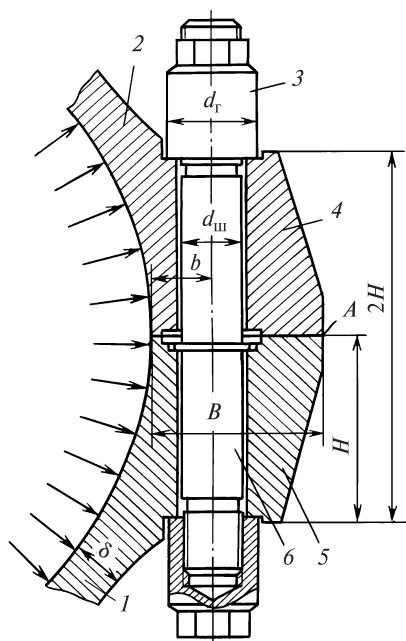


Рис. 3.25. Схема фланцевого соединения

1, 2 — нижняя и верхняя половины корпуса; 3 — гайка колпачковая; 4, 5 — верхний и нижний фланцы; 6 — болт

Оси скрепляющих болтов располагают не на середине ширины B фланца, а стремятся максимально их приблизить к паровому пространству ($b < B/2$). Дело в том, что внутреннее давление, отрывающее половины корпуса друг от друга, действует как рычаг, опора которого находится в точке A , а усилие затяжки болта противодействует ему. Чем дальше ось болта будет отстоять от точки A , тем меньше усилие требуется для противодействия отрывающему усилию. Именно поэтому ширина фланца B оказывается значительно большей, чем толщина стенки δ (рис. 3.25) и чем этого требует диаметр болта $d_{ш}$ для своего размещения. В свою очередь увеличенный размер B для обеспечения прочности самого фланца требует большой высоты фланца H .

При быстрых пусках и изменениях нагрузки, сопровождаемых быстрыми изменениями температуры в проточной части, в деталях статора, в первую очередь в корпусах ЦВД возникают температурные напряжения, циклическое повторение которых вызывает малоцикловую усталость материала и появление трещин.

3.5.2. Конструкции корпусов ЦВД и ЦСД

Конструкция корпусов ЦВД и турбины зависит от основных факторов: начальных параметров и предполагаемых режимов эксплуатации.

Для турбин на умеренные начальные параметры корпуса ЦВД выполняют одностенными. В такой конструкции на стенку корпуса действует разность давлений пара в турбине и атмосферы. В большинстве случаев одностенные корпуса используются и для ЦСД.

С повышением начальных параметров одностенная конструкция становится нерациональной, так как для обеспечения плотности фланцевое соединение приходится выполнять очень громоздким, а это затрудняет свободное тепловое расширение корпуса вслед за ротором при быстрых изменениях режима работы и увеличивает температурные напряжения во фланцах. В таких случаях корпус ЦВД выполняют двухстенным. В нем на каждый из корпусов действует только часть разности давлений. Это позволяет выполнить его с тонкой стенкой и легкими фланцами. Кроме того, двухстенная конструкция позволяет локализовать во внутреннем корпусе зону высоких температур, а внешний корпус выполнить из более дешевых и технологичных материалов.

Преимущества двухстенной конструкции настолько велики, что ее часто используют для повышения маневренности турбины — способности быстро пускаться и изменять нагрузку без опасности задеваний вращающихся деталей о неподвижные и появления трещин малоцикловой усталости.

На рис. 3.26 показана конструкция одностенного корпуса ЦВД турбины с давлением на входе около 10 МПа.

Корпус состоит из нижней половины 2 и крышки 3, соединяемых фланцами 7 и 9, и шпильками, ввинчиваемыми в нижнюю половину корпуса и проходящими через отверстия 19 в крышке (шпильки на рисунке не показаны). В крышку корпуса и его нижнюю половину вварены по две сопловые коробки 5, к штуцерам которых приварены корпуса 1 и 4 регулирующих клапанов. Пар из корпуса регулирующего клапана поступает в сопловую коробку, проходит через проточную часть турбины справа налево и выходит через два выходных патрубка 20, отлитых заодно с нижней половиной корпуса.

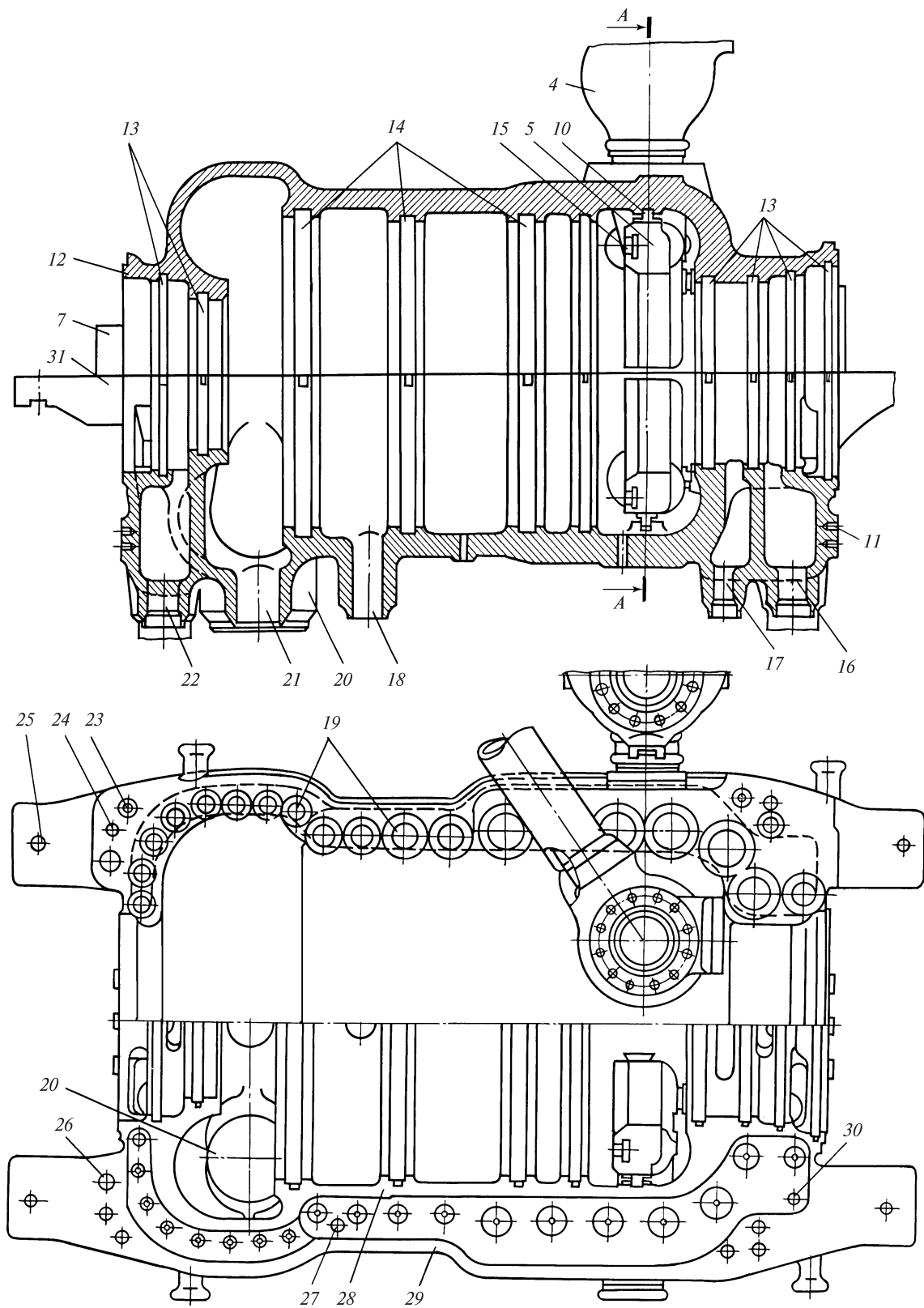


Рис. 3.26. Одностенный корпус ЦВД

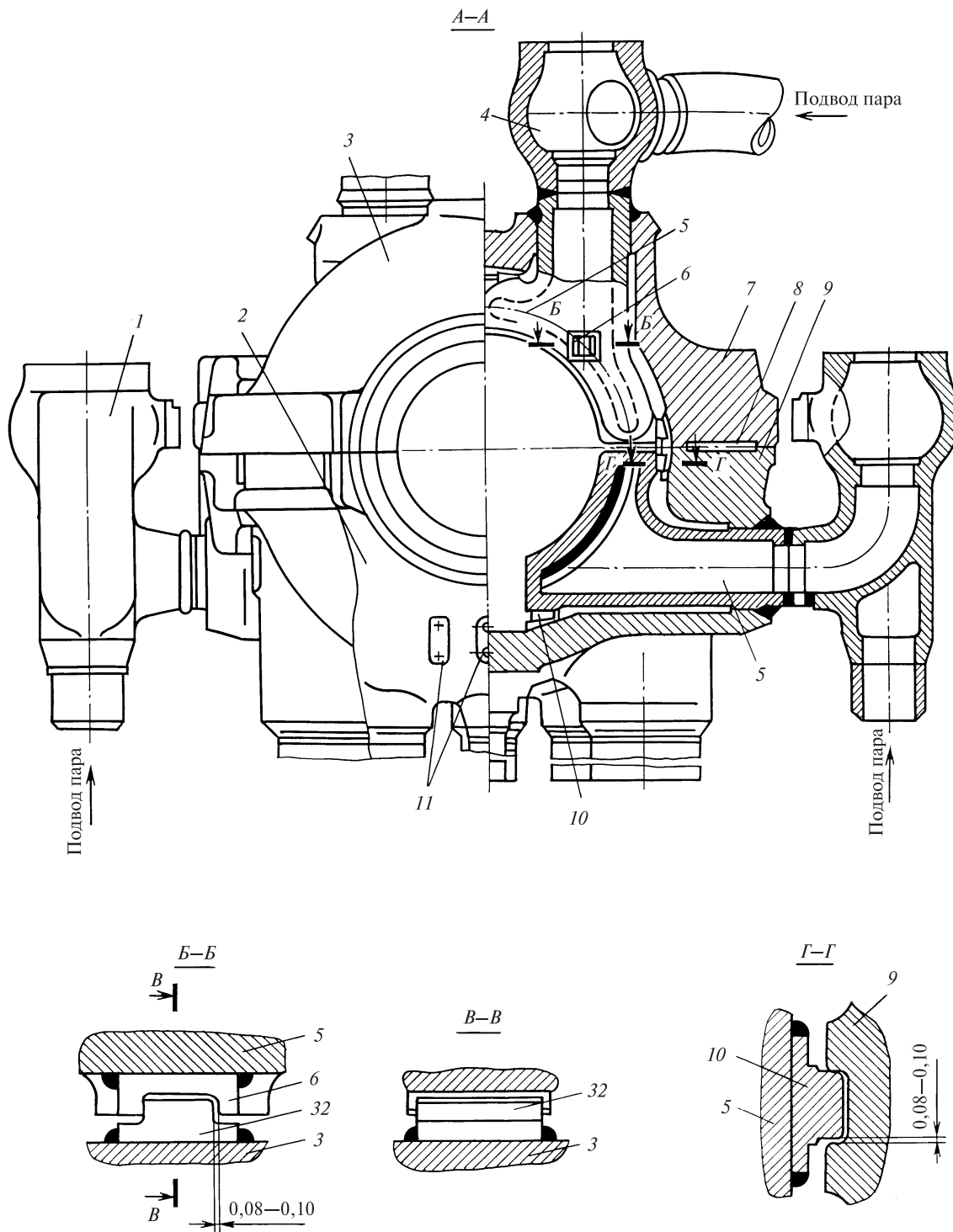


Рис. 3.26. (окончание)

Сопловые коробки 5, приваренные к корпусу, имеют возможность свободно расширяться таким образом, чтобы, с одной стороны, не возникало усилий в сварочном шве, а с другой — опасности задеваний о них вращающихся частей. Для этого служит специальная система шпонок. Две шпонки 10 (см. сечение Г—Г на рис. 3.26) фиксируют положение сопловых коробок в плоскости А—А, допуская их перемещение только в ней и исключая осевые задевания сопловых коробок о вращающийся рядом диск регулирующей ступени. Шпонка 32, установленная в шпоночном пазу 6 (см. сечение Б—Б), допускает расширение сопловой коробки. Таким образом, сопловая коробка может свободно расширяться от пояска сварки вдоль штуцера, но только в плоскости ее установки.

Внутренняя поверхность корпуса имеет ряд расточек для установки статорных деталей. Расточки 14 служат для установки обойм, в которых размещаются диафрагмы, расточки 13 — для установки обойм сегментов концевых уплотнений (к торцевым поверхностям 12 крепятся дополнительные обоймы концевых уплотнений). В расточки 15 заводятся сегменты сопел регулирующей ступени.

Патрубок 18 и патрубок 21, расположенный между выходными патрубками 20, а также патрубки 16, 17 и 22 отсосов из уплотнений служат для отвода пара в систему регенеративного подогрева питательной воды.

При монтаже турбины нижняя половина корпуса продолжением своих фланцев — лапами 31 — устанавливается на корпуса подшипников (см. ниже) и прицентровывается к ним. Для этого в лапах выполняются шпоночные пазы, а на торцевых поверхностях корпуса — площадки 11 для установки вертикальных шпонок. После установки нижней половины корпуса во вкладыши опорных подшипников укладывают ротор. Затем устанавливается крышка. В отверстия 23 во фланце нижней половины перед опусканием крышки устанавливают направляющие колонки, вдоль которых и опускают крышку. Это исключает опасность смятия тонких гребешков в диафрагменных и концевых уплотнениях. Для полной повторяемости сборки при капитальных ремонтах в отверстия 26 устанавливают чистые контрольные болты (рис. 3.27).

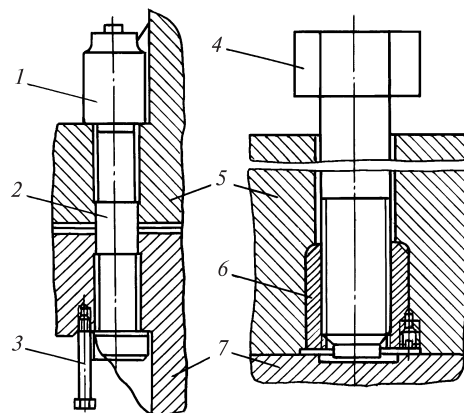


Рис. 3.27. Контрольный и отжимной болты

1 — колпачковая гайка; 2 — контрольный болт; 3 — винт, препятствующий выпадению контрольного болта при разборке; 4 — отжимной болт; 5 — крышка корпуса; 6 — втулка с резьбой; 7 — нижняя часть корпуса

При затяжке шпилек или болтов большого диаметра (а он в корпусах ЦВД может достигать 200 мм) используется тепловая затяжка, обеспечивающая легкость затяжки и отсутствие надиров на поверхностях контакта. Перед затяжкой шпильку разогревают с помощью карборундового электронагревателя, вставляемого в осевое сверление шпильки, или подачей туда горячих продуктов сгорания. Контролируя температуру шпильки, можно добиться ее вполне определенного теплового удлинения, эквивалентного тем напряжениям растяжения, которые возникнут в шпильке после ее затяжки и сокращения в результате охлаждения.

Прилегание крышки к нижней половине должно быть настолько плотным, чтобы исключить пропаривание разъема. Поэтому разъем тщательно шабруется. Для уменьшения поверхности шабрения как при изготовлении турбины, так и при капитальных ремонтах, в период между которыми может происходить коробление корпуса, во фланцах выполняют обнизку 8 и шабровке подвергают только пояски 28 и 29 (см. рис. 3.26).

Необходимость гарантированной плотности фланцевого разъема приводит к его большой ширине и массивности, что, как указывалось выше, снижает маневренность турбины. Для того чтобы обеспечить прогрев фланца с такой же скоростью, как и стенки корпуса, его снабжают обогревом.

В частности для корпуса, показанного на рис. 3.26 его выполняют подачей горячего пара

в короба из листовой стали, приваренные к внешней поверхности фланца (не показаны на рис. 3.26).

Быстрый прогрев фланца в вертикальном направлении может привести к тому, что в холодной шпильке и без того растянутой силой затяжки фланцев возникнут дополнительные напряжения. Это может привести к появлению в шпильке пластических деформаций растяжения, и ее рабочая часть удлинится. Тогда в стационарном режиме, когда шпилька прогреется до той же температуры, что и фланец, и расширится, произойдет пропаривание фланцевого разъема. Для того чтобы обеспечить прогрев шпильки в том же темпе, что и фланца, через отверстие 30 в обнизку подается горячий пар, обтекающий верхнюю часть шпилек (подробнее см. гл. 15). Сбрасывается пар через отверстие 27.

Контроль качества сборки на электростанции после установки турбины и присоединения паропроводов (после изготовления турбина проходит первую контрольную сборку на заводе) выполняется с помощью специальных динамометров, устанавливаемых в отверстия 25 в лапах корпуса.

Перед закрытием цилиндра поверхность фланцевого разъема для лучшей плотности смазывают графитом или специальной мастикой. При длительной работе мастика «схватывает» крышку и нижнюю часть корпуса, что затрудняет легкий подъем крышки во время капитального ремонта после разболчивания фланцевого соединения. Для первоначального отжатия крышки от нижней половины в отверстия 24 (см. рис. 3.26) крышки ввинчивают отжимные болты. Ввинчиваясь во втулку (см. рис. 3.27), отжимной болт своим торцом упирается в поверхность нижней половины корпуса и открывает крышку.

На рис. 3.28 показана конструкция **двухстенного корпуса** на сверхкритические параметры пара.

Пар к турбине поступает по гибким паропроводам 3 к четырем штуцерам 10 и из них — в четыре сопловые коробки 9.

Пройдя сопла регулирующей ступени, установленные в расточках сопловых коробок, пар проходит проточную часть, расположенную во внутреннем корпусе 11. Затем он поворачивается на 180° и движется сначала в межкорпусном пространстве между внутренним 11 и внешним 12 корпусами, а

потом через проточную часть, установленную во внешнем корпусе 12. Пар из цилиндра выходит через два патрубка 5. Таким образом, в корпусе реализуется противоточная схема движения пара.

Сборка такого цилиндра осуществляется следующим образом.

С помощью лап 1 внешний корпус устанавливается на приливы подшипников и прицентривается к корпусам подшипников вертикальными шпонками 2, расположенными в вертикальной плоскости симметрии цилиндра (подробнее см. § 3.11). В нижней половине 17 внешнего корпуса выполнены четыре выборки 19, а на фланце нижней половины 18 внутреннего корпуса — опорные лапки 7, которыми он свободно подвешивается во внешнем корпусе. При этом штуцера нижних сопловых коробок 9 свободно надеваются на штуцера 10.

Поскольку и через внутренний, и через внешний корпус проходит один и тот же ротор, ясно, что *внутренний корпус должен быть прицентрирован к внешнему*, т.е. их оси должны совпадать. Для этого нижняя половина внутреннего корпуса подвешивается в нижней половине наружного корпуса таким образом, чтобы плоскости разъема внешнего и внутреннего корпусов совпадали. Для этого используются опорные лапки 7. В вертикальной плоскости обеих половин внутреннего цилиндра устанавливаются по две продольные шпонки 6.

Таким образом, подвеска внутреннего корпуса на уровне разъема и продольные шпонки обеспечивают центровку внутреннего корпуса во внешнем.

Если не принять дополнительные меры, то при сохранении центровки внутренний корпус сможет перемещаться во внешнем в меру податливости штуцеров 10. При этом будет возникать опасность их выламывания в месте сварки. Поэтому строго на оси паровпуска между корпусами устанавливают по две (на каждой половине) вертикальные шпонки 8. Пересечение трех плоскостей — горизонтальной плоскости подвески внутреннего корпуса во внешнем, вертикальной плоскости симметрии и поперечной плоскости паровпуска образует *ф и к с п у н к т* — точку 20 (см. рис. 3.28), от которой происходит свободное расширение внутреннего корпуса во внешнем при сохранении центровки.

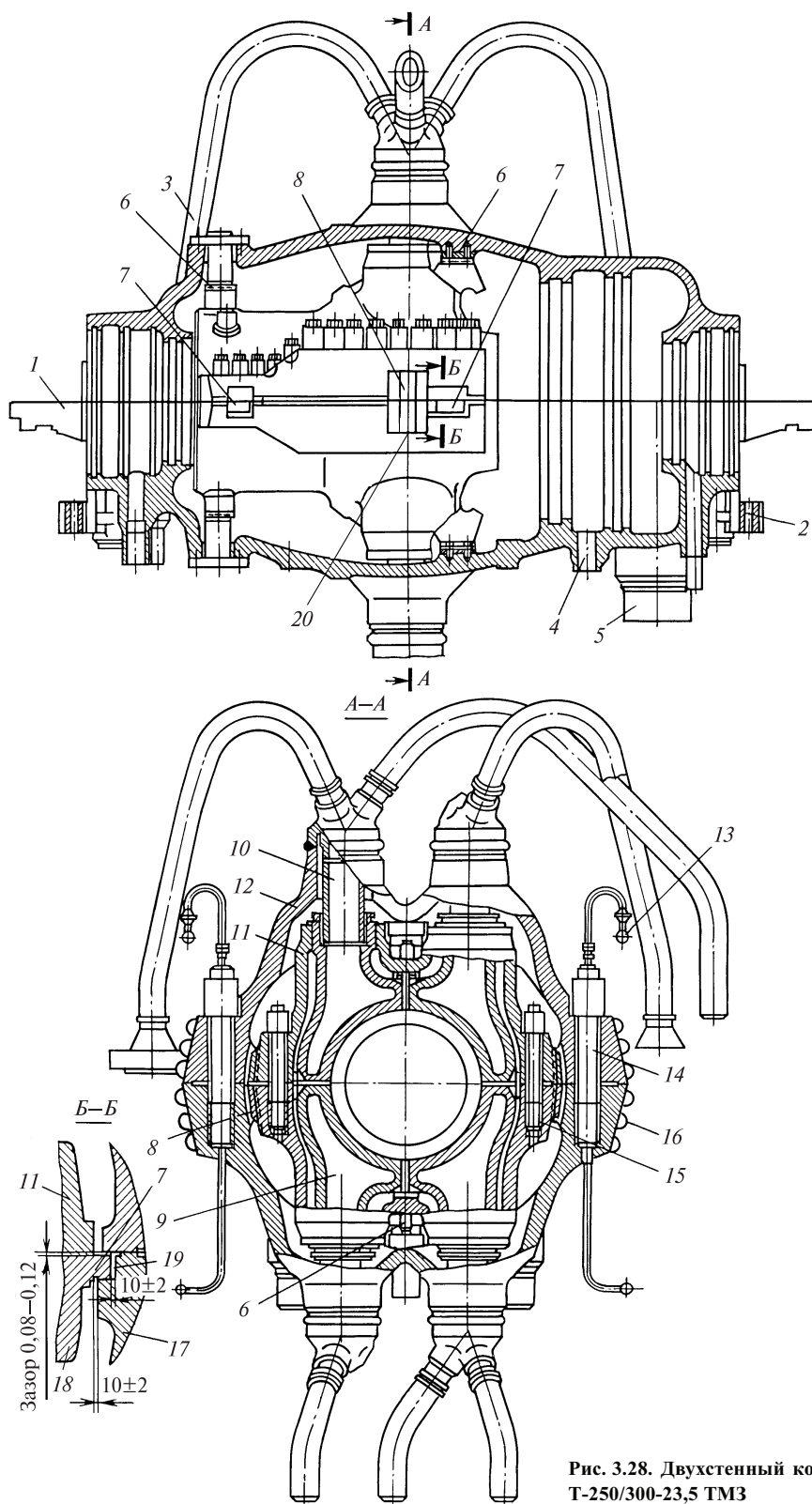
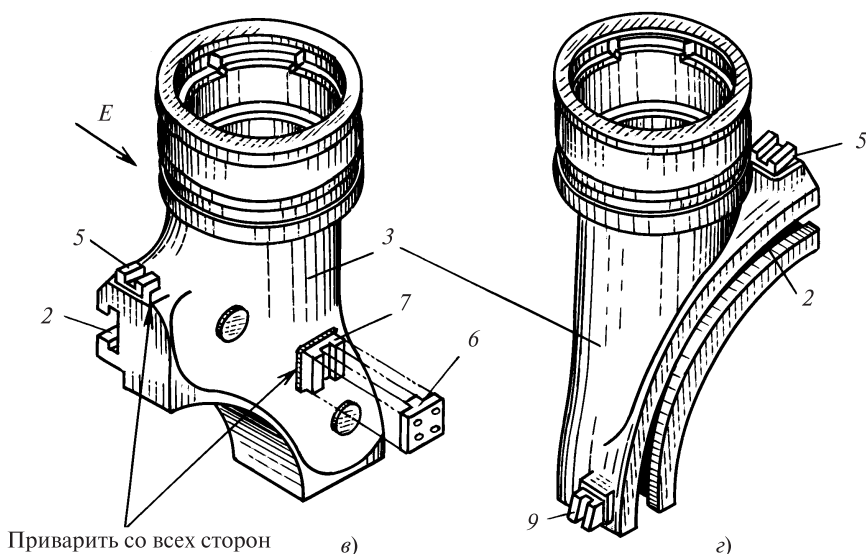
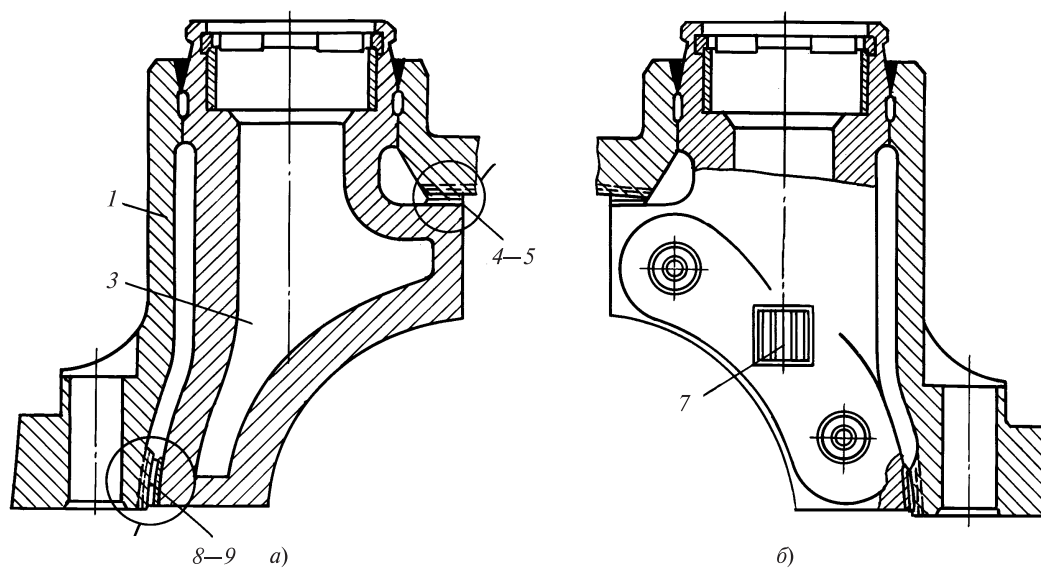


Рис. 3.28. Двухстенный корпус ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ



Приварить со всех сторон

в)

г)

Рис. 3.29. Установка сопловых коробок во внутреннем корпусе двухстенного ЦВД

a — разрез по оси паровпуска перпендикулярно оси турбины; *b* — вид на направляющую осевой шпонки сопловой коробки; *в* — вид с тыльной стороны сопловой коробки (виден Т-образный паз для установки сопловых сегментов); *г* — вид со стороны сопловых сегментов; 1 — верхняя половина корпуса внутреннего цилиндра; 2 — паз для установки сопловых сегментов; 3 — сопловая коробка; 4 — верхняя окружная шпонка; 5 — направляющая окружной шпонки; 6 — осевая шпонка сопловой коробки; 7 — направляющая осевой шпонки; 8 — боковая окружная шпонка; 9 — направляющая окружной шпонки

Вернемся к сборке цилиндра. После центровки нижней половины внутреннего корпуса во внешнем и нижних половин обойм (не показанных на рисунке) во внешнем корпусе в его расточках устанавливают ротор турбины и закрывают внутренний цилиндр крышкой 11 (см. рис. 3.28), а обоймы — верхними половинами. Фланцевый разъем затягивается шпильками 15. Затем опускают крышку внутреннего корпуса, которая своими верхними паровпусками со штуцерами 10 входит в расточки сопловых коробок 9, затягивают шпильками 14 фланцевый разъем внешнего корпуса. Патрубок 4 используют для отбора пара. Внешний корпус имеет

короба 16 для обогрева фланцев и коллектор 13 для обогрева шпилек.

Конструкция и способ установки сопловой коробки во внутреннем корпусе показаны на рис. 3.29. Штуцер сопловой коробки цилиндрической формы вваривается в воротники внутреннего корпуса. От сварочного пояса сопловая коробка расширяется вдоль окружных и осевых шпонок, устанавливаемых на корпусе турбины. К сопловой коробке крепятся направляющие шпонки.

На рис. 3.30 показана нижняя часть внешнего корпуса ЦВД с установленным в ней внутренним

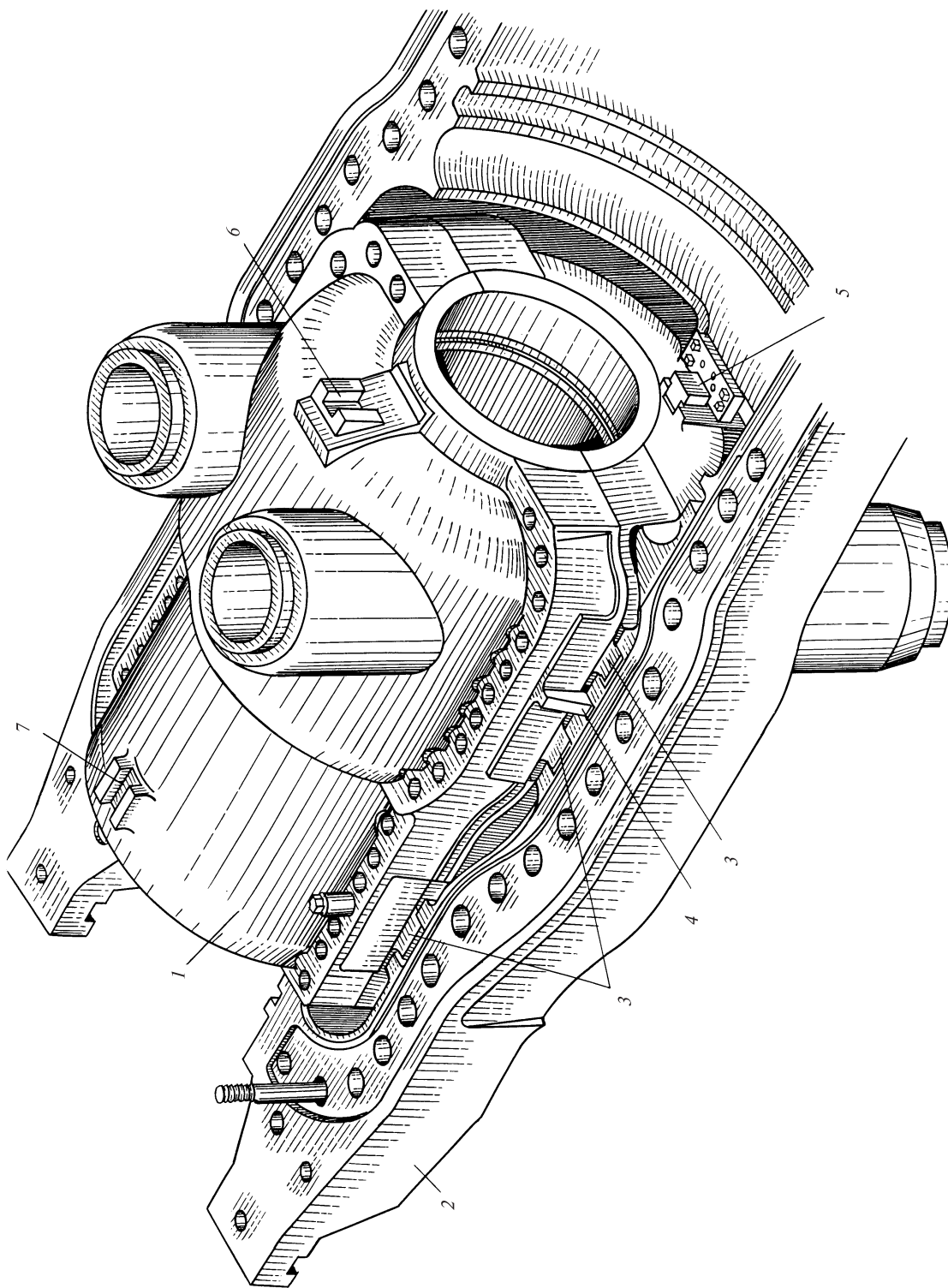


Рис. 3.30. Установка внутреннего корпуса двухстороннего цилиндра во внешнем корпусе

1, 2 — внутренний и внешний корпус; 3 — опорные лапки; 4 — окружная боковая шпонка; 5 — вертикальная боковая шпонка; 6 — направляющий паз вертикальной центральной шпонки; 7 — направляющий паз продольной шпонки

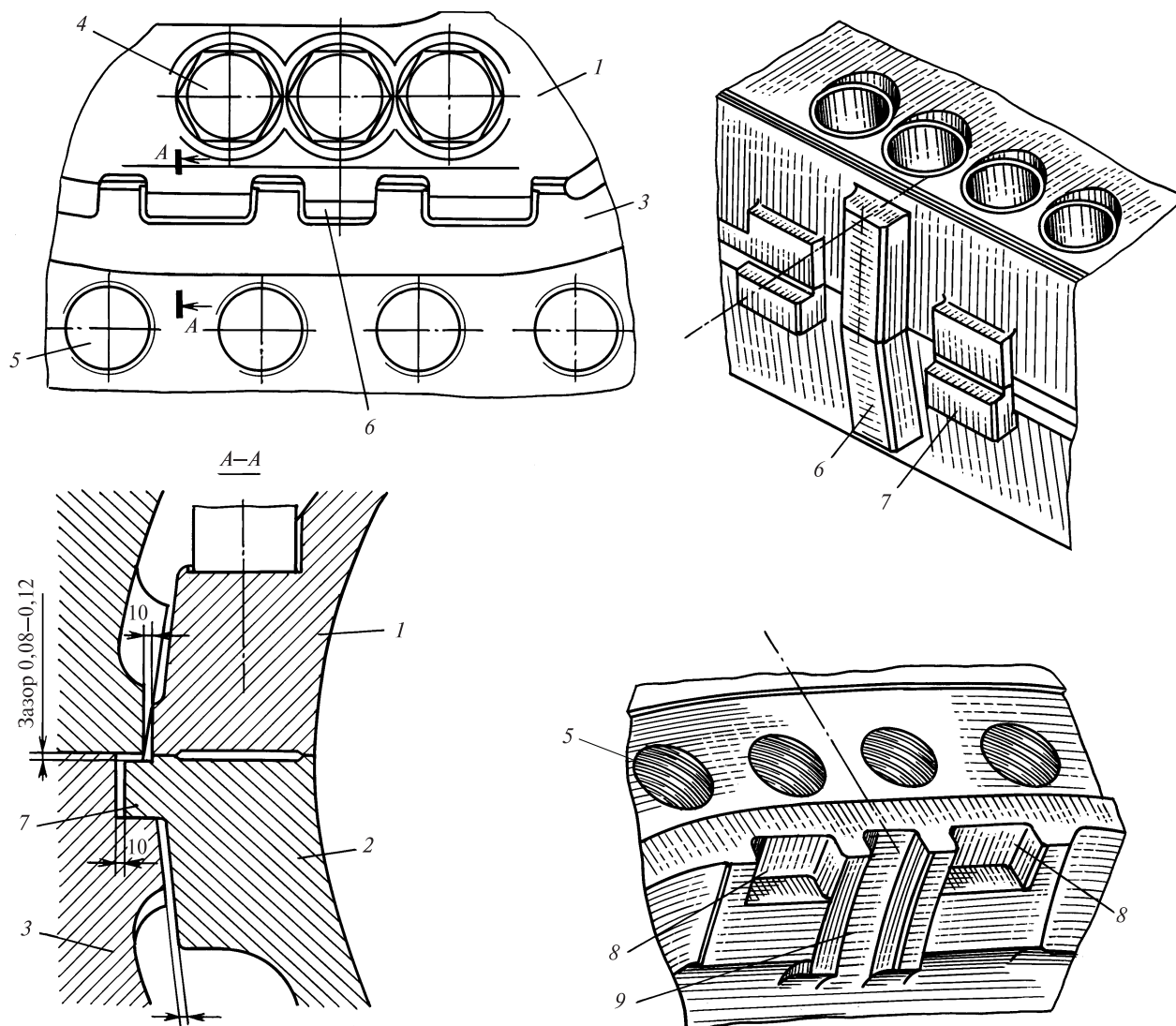


Рис. 3.31. Детали подвески внутреннего корпуса двухстенного ЦВД во внешнем корпусе

1, 2 — верхняя и нижняя половины внутреннего корпуса; 3 — нижняя половина внешнего корпуса; 4 — гайки скрепляющих шпилек внутреннего корпуса ЦВД; 5 — резьба под шпильки в нижней половине внешнего корпуса; 6 — окружающие шпонки; 7 — опорные лапки; 8 — выборки под опорные лапки; 9 — направляющая окружающих шпонок 6

корпусом, а на рис. 3.31 — фрагменты закрепления внутреннего корпуса во внешнем.

На рис. 3.32 показана конструкция паровпуска ЦВД с двухстенным корпусом. На паровпускном штуцере выполнены проточки, на которые надеты разрезные уплотнительные кольца. Сам штуцер приваривается к внешнему корпусу. В расточку сопловой коробки, приваренной к внутреннему корпусу, с

натягом устанавливают закаленную втулку и закрепляют ее специальным стопорным сегментом. За счет разреза и упругости уплотнительные кольца, диаметр которых в свободном состоянии несколько больше внутреннего диаметра втулки, могут сжиматься. В результате они входят во втулку, образуя с ней плотное, но подвижное соединение, не мешающее свободному взаимному вертикальному перемещению внутреннего и внешнего корпусов.

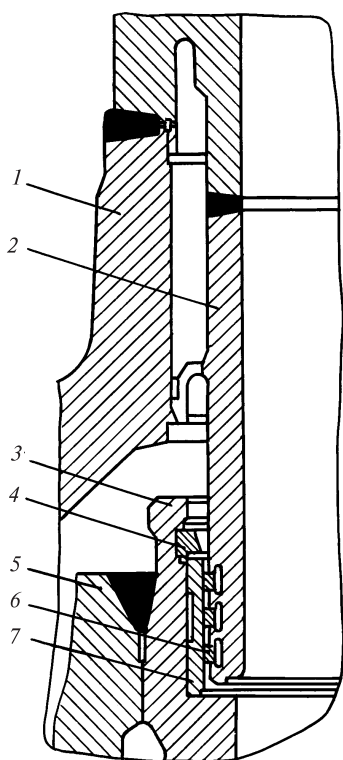


Рис. 3.32. Конструкция паровпуска двухстенного ЦВД

1 — внешний корпус; 2 — паровпускной штуцер; 3 — сопловая коробка; 4 — стопорные сегменты; 5 — внутренний корпус; 6 — уплотнительные (поршневые) кольца; 7 — втулка

3.5.3. Конструкция корпусов ЦНД

Основная характерная особенность ЦНД — большие габариты, вызванные стремлением уменьшить потерю с выходной скоростью. Большие габаритные размеры делают литую конструкцию ЦНД нерациональной: литой корпус имел бы слишком большую массу. Поэтому корпуса ЦНД турбин выполняют сварными из листовой стали. Хотя перепад давлений на корпус ЦНД невелик, его большие размеры обуславливают действие на него больших сил от атмосферного давления. Поэтому корпус должен иметь большое число ребер и подкосов, делающих его достаточно жестким.

Для возможности установки ротора корпус ЦНД выполняют с горизонтальным разъемом. Но, как правило, он имеет и несколько технологических вертикальных разрезов: после изготовления отдельных частей корпуса их соединяют по вертикальным разрезам на турбинном заводе и в дальнейшем вскрывают только горизонтальный разъем.

Корпуса ЦНД выполняют двух типов: одностенными и двухстенными.

Пример конструкции **одностенного корпуса**, часто называемой корпусом с внешней обоймой, показан на рис. 3.33.

Корпус состоит из сварной (иногда ее выполняют литой) средней части — обоймы 9. К ней двумя технологическими разрезами присоединены два выходных патрубка 8, в которые вварены нижние половины корпусов подшипников. Такие подшипники называются **встроенными**.

Пар в цилиндр поступает через выходные патрубки 16. Диафрагмы проточной части установлены в расточках 10 обоймы. На крышке корпуса расположены атмосферные клапаны 11, открывающие выход пара из цилиндра при превышении давления в нем выше атмосферного.

Нижняя часть 4 корпуса подшипника, вваренная в нижнюю часть корпуса, закрывается крышкой 6 (после установки ротора турбины и установки крышки корпуса турбины). Корпус подшипника имеет расточки 5 под вкладыши опорных подшипников, на которые опираются шейки роторов двух соседних цилиндров. Масло для смазки подшипников подается к вкладышам через фланцевое соединение 12 по маслопроводу 7. Слив масла из корпуса выполняется из полости 2. В пространстве корпуса подшипника между расточками 5 размещается муфта.

Корпус ЦНД опирается на фундамент с помощью опорного пояса (см. § 3.11) и расширяется по его плоскости от фиксупункта — неподвижной точки, образованной пересечением линии продольных шпонок 1 и 14 и поперечных шпонок 15, установленных между опорным поясом и фундаментными рамами. Нижняя часть корпуса подшипника 4 имеет боковые приливы, на которых располагаются поперечные шпонки 13. На них своими пазами устанавливаются лапы соседнего корпуса ЦСД. Совмещение вертикальных плоскостей ЦСД и ЦНД осуществляется с помощью вертикальной шпонки 3.

Рассмотренная конструкция одностенного корпуса ЦНД имеет ряд недостатков. В ней обойма и выходные патрубки представляют собой единое целое, поэтому деформация каждой из частей сказывается на деформации остальных. Атмосферное давление, действующее на большую поверхность выходных патрубков, передается и на обойму. Сама обойма имеет температуру 200—240 °С, а жестко присоединенные к ней патрубки — температуру 20—30 °С. Поскольку осевые и радиальные перемещения этих элементов должны быть согласованы (ведь конст-

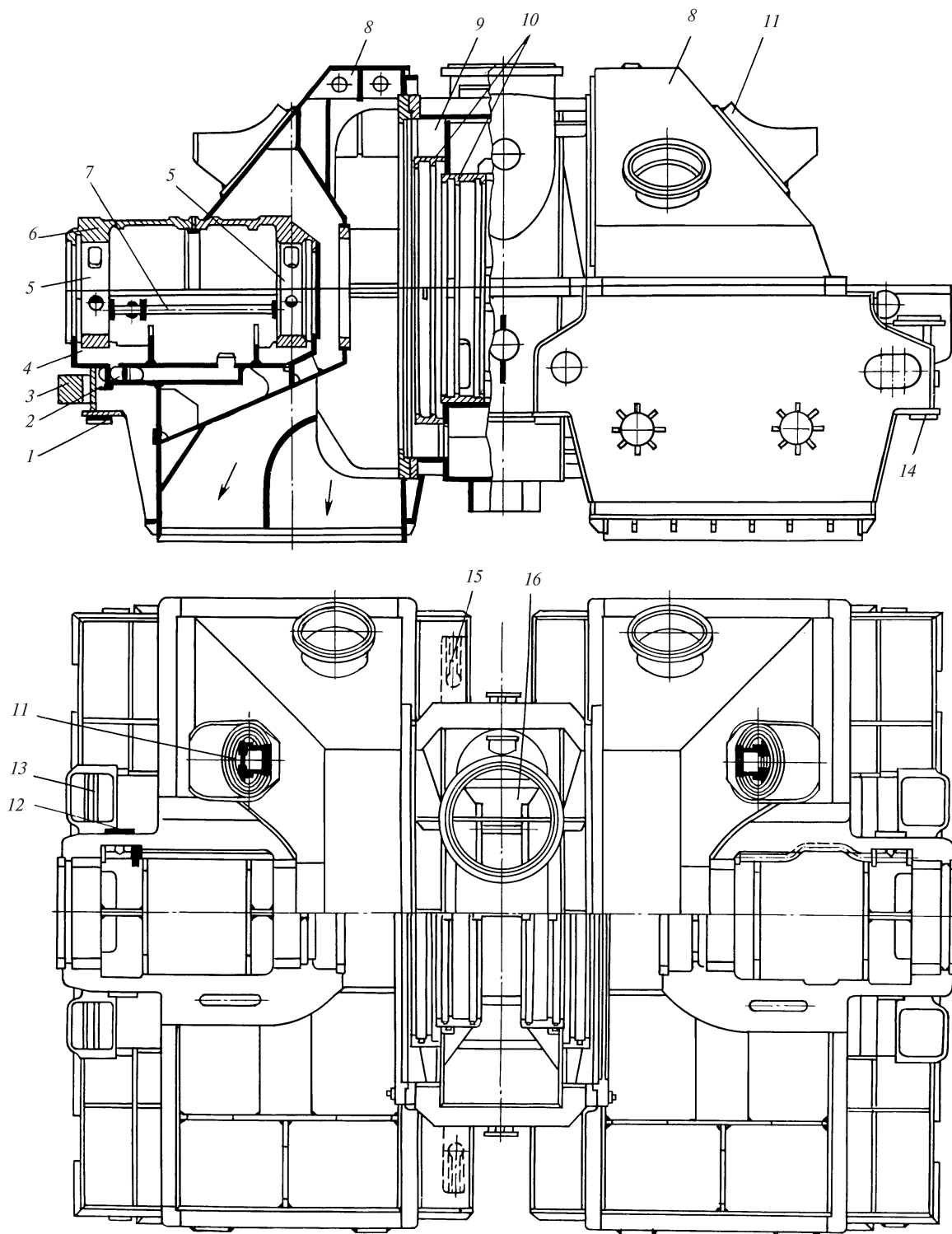


Рис. 3.33. Конструкция одностенного корпуса ЦНД

рукция представляет собой единое целое), в них возникают дополнительные напряжения и коробления. Под действием веса воды в конденсаторах деформируются выходные части ЦНД, а вместе с ними — и обойма. В свою очередь деформация обоймы вызывает опасность защемления диафрагм и задеваний вращающихся деталей о неподвижные.

Поэтому во многих ЦНД используют **двухстенный корпус**, или корпус с внутренней обоймой (внутренним корпусом). Обойма свободно устанавливается во внешнем корпусе, деформации которого практически не передаются на обойму.

На рис. 3.34 показана конструкция двухстенного корпуса ЦНД. Внешний его корпус — сварной. Он состоит из двух выходных и средней частей, соединенных технологическими фланцами. Горизонтальный разъем внешнего корпуса тщательно уплотняется, для того чтобы исключить присосы атмосферного воздуха в конденсатор. Воздух затрудняет конденсацию пара и повышает давление в конденсаторе, уменьшая мощность турбины (см. § 5.3).

Обойма устанавливается во внешнем корпусе следующим образом. Фланец нижней части обоймы имеет четыре лапки (рис. 3.35), которыми он подвешивается во внешнем корпусе на уровне горизонтального разреза. Для исключения проворота обоймы за счет реактивных усилий, действующих на диафрагмы, обойма дополнительно удерживается скобами, которые, однако, не препятствуют свободному поперечному тепловому расширению обоймы.

Для фиксации общей поперечной плоскости корпусов в их нижней части устанавливают две вертикальные шпонки (см. рис. 3.34 и 3.35). Совпадение

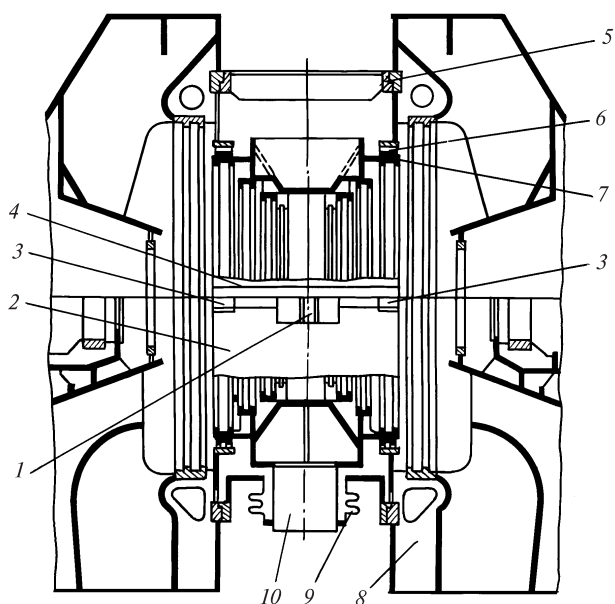


Рис. 3.34. Конструктивная схема двухстенного корпуса ЦНД
1 — вертикальная шпонка; 2 — нижняя часть обоймы; 3 — лапки для подвески обоймы; 4 — крышка обоймы; 5 — фланец; 6 — продольная шпонка; 7 — обойма; 8, 10 — патрубки отборов пара; 9 — компенсатор

вертикальных плоскостей обеспечивается четырьмя продольными шпонками. *Фиксункт внутреннего корпуса по отношению к внешнему располагается на пересечении вертикальной и поперечной плоскостей и горизонтальной плоскости подвески.*

Впуск пара в ЦНД осуществляется по двум реверсивным трубам, расположенным по сторонам турбины, в нижнюю половину цилиндра. Паро-

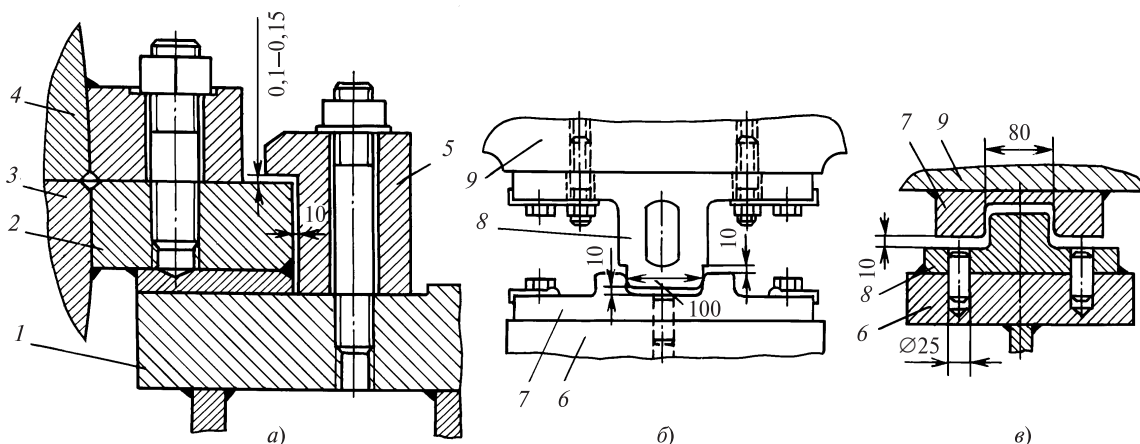


Рис. 3.35. Детали установки обоймы в корпусе ЦНД

а — подвеска обоймы; *б* — вертикальная шпонка; *в* — продольная шпонка; 1 — кронштейн для подвески; 2 — лапка; 3, 4 — нижняя половина и крышка обоймы; 5 — прижимная скоба; 6 — внешний корпус; 7 — шпоночный паз; 8 — шпонка; 9 — обойма

впуск между внешним и внутренним корпусами имеет компенсатор взаимных расширений.

Кроме рассмотренных конструкций корпусов имеются комбинированные корпуса, объединяющие части среднего и низкого давлений (ЦСНД), конструкцию которых легко понять, изучив приведенные выше принципы создания рассматриваемых конструкций.

3.6. ОБОЙМЫ ДИАФРАГМ

Диафрагмы турбин устанавливают либо непосредственно в корпус турбин, либо в обоймы, объединяющие несколько диафрагм.

Установка обойм в кольцевые расточки в корпусе турбины показана на рис. 3.36.

Обойменная конструкция цилиндра имеет ряд преимуществ. Большое кольцевое пространство между гребнями соседних обойм создает удобные камеры для отбора пара. При отсутствии обойм возникает необходимость в создании камеры отбора, поскольку близкое размещение ступеней к патрубку отбора создает окружающую неравномерность потока между ступенями и приводит к вибрации и усталости рабочих лопаток. Создание камеры отбора повлечет, с одной стороны, увеличение длины турбины, а с другой — снижение экономичности из-за потерь с выходной скоростью в ступени, расположенной перед отбором.

Установка обойм упрощает сборку и монтаж турбины, поэтому обоймы часто используются и в цилиндрах, где отборы отсутствуют.

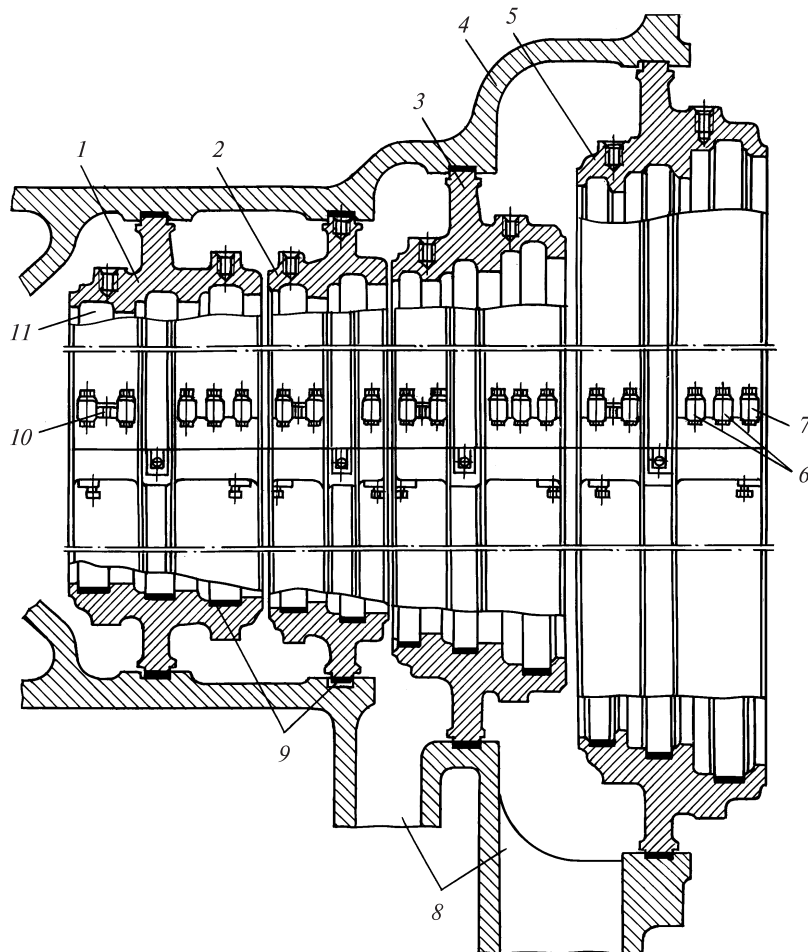
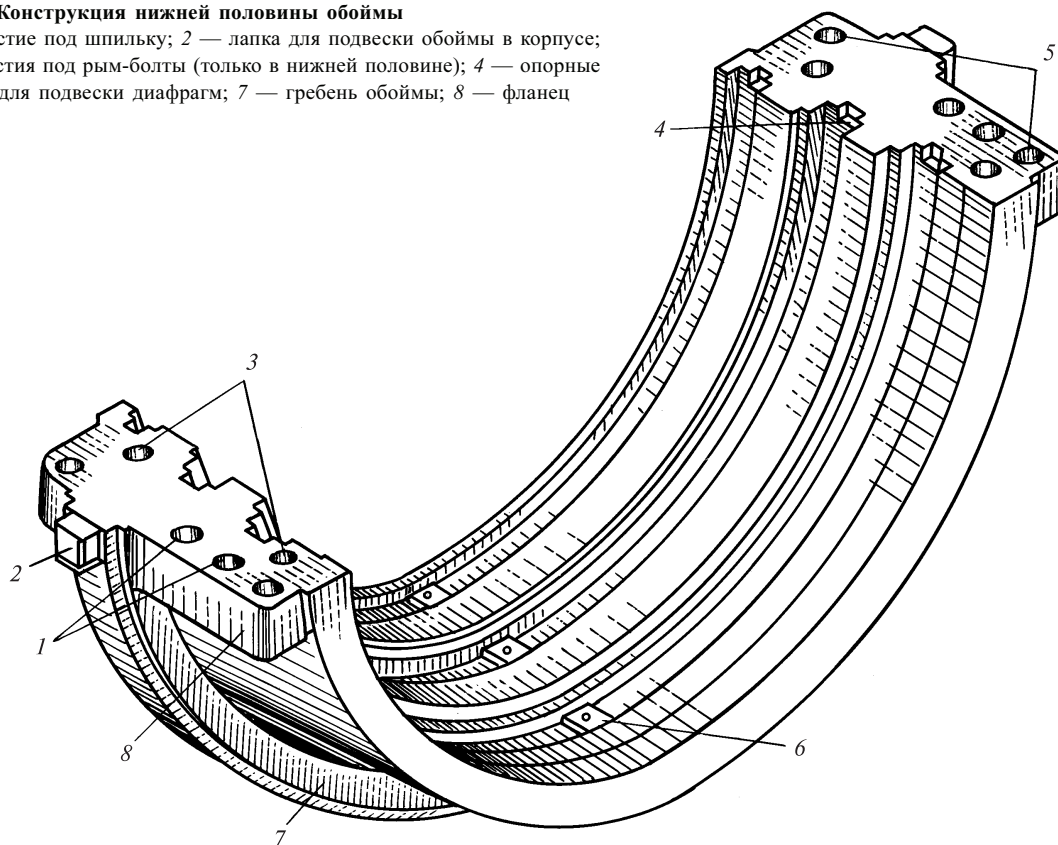


Рис. 3.36. Установка обойм диафрагм в корпусе турбины

1—4 — обоймы; 5 — корпус турбины; 6 — скрепляющие болты; 7 — чистый центрирующий болт с удерживающим винтом; 8 — патрубки отбора; 9 — продольная шпонка; 10 — отжимной болт; 11 — расточки под установку диафрагм

Рис. 3.37. Конструкция нижней половины обоймы

1 — отверстие под шпильку; 2 — лапка для подвески обоймы в корпусе;
3 — отверстия под рым-болты (только в нижней половине); 4 — опорные
площадки для подвески диафрагм; 5 — гребень обоймы; 6 — фланец



Обоймы оказывают экранирующее действие по отношению к корпусу турбины. Быстрые изменения температуры в проточной части турбины, возникающие при резких изменениях режима, не передаются столь быстро на внутреннюю поверхность корпуса, что повышает маневренность турбины.

Установка обойм имеет, конечно, и недостатки. Корпус турбины приобретает больший диаметр, а так как сила, отрывающая его фланцы друг от друга, пропорциональна диаметру, то требуется увеличение размеров фланцев и крепежа. Цилиндр с обоймами имеет большую массу, габариты и трудоемкость изготовления.

Типичная конструкция обоймы для турбины ТЭС показана на рис. 3.37. Она представляет собой цилиндр, имеющий горизонтальный разъем, скрепляемый фланцами. Обойма устанавливается в корпусе так, чтобы она могла свободно расширяться от некоторого вполне определенного положения. Для этого на ней выполняют кольцевой гребень, которым она входит в кольцевую расточку в корпусе турбины. В нижней половине обоймы на уровне

разъема к кольцевому гребню приваривают две лапки, которыми через установочные прокладки ее подвешивают в выборках в нижней половине корпуса. Для исключения возможности поперечного смещения обоймы в нижней части корпуса турбины устанавливают продольную шпонку (см. рис. 3.36).

При работе турбины перепад давлений, действующий на обойму, плотно прижимает ее гребень к кольцевой поверхности выточки в корпусе. Таким образом, обойма прицентровывается к корпусу турбины и свободно расширяется от кольцевого гребня.

Сборка обоймы ведется следующим образом. Нижнюю половину обоймы свободно подвешивают в нижней половине корпуса турбины. Затем в ее расточки помещают нижние половины диафрагм. После установки ротора в подшипники устанавливают верхнюю часть обоймы с подвешенными в ней верхними половинами диафрагм. Центровку двух половин обоймы осуществляют с помощью центрирующих болтов. Затем обойму стягивают скрепляющими болтами и устанавливают крышку корпуса турбины.

3.7. ДИАФРАГМЫ, СОПЛОВЫЕ АППАРАТЫ ПЕРВЫХ СТУПЕНЕЙ И ПОВОРОТНЫЕ ДИАФРАГМЫ

Диафрагмы турбины (рис. 3.38) — кольцевые перегородки (в собранном виде) с сопловыми решетками, в каналах которых происходит преобразование тепловой энергии пара в кинетическую энергию его струй.

Диафрагма состоит из двух полукольцевых пластин, имеющих горизонтальный разъем, позволяющий установить ротор. Каждая половина диафрагмы состоит из соединенных между собой обода, которым диафрагма сопрягается с обоймой или корпусом турбины, тела и сопловых лопаток. Положение половин диафрагмы относительно друг друга показано на рис. 3.39. В осевом направлении оно фиксируется радиальной шпонкой, устанавливаемой в разьеме, а в поперечном — специальным

штифтом или небольшой специальной вертикальной шпонкой.

Диафрагма устанавливается (см. рис. 3.38) в охватывающей ее детали так, чтобы с одной стороны она могла свободно расширяться, а с другой — расширяться вполне определенно: ее ось должна совпадать (или почти совпадать) с осью охватывающей ее детали. Для этого (см. рис. 3.38) ее нижняя половина свободно подвешивается в корпусе или обойме с помощью лапок так, чтобы при работе ее горизонтальная плоскость совпадала с плоскостью разьема корпуса (или обоймы). Продольная шпонка, расположенная между диафрагмой и обоймой (см. рис. 3.37), фиксирует вертикальную плоскость. Таким образом обеспечивается центровка.

В большинстве конструкций диафрагм их верхние половины подвешиваются в верхней половине обоймы и при закрытии обоймы свободно ложатся на разъем нижней половины так, как показано на

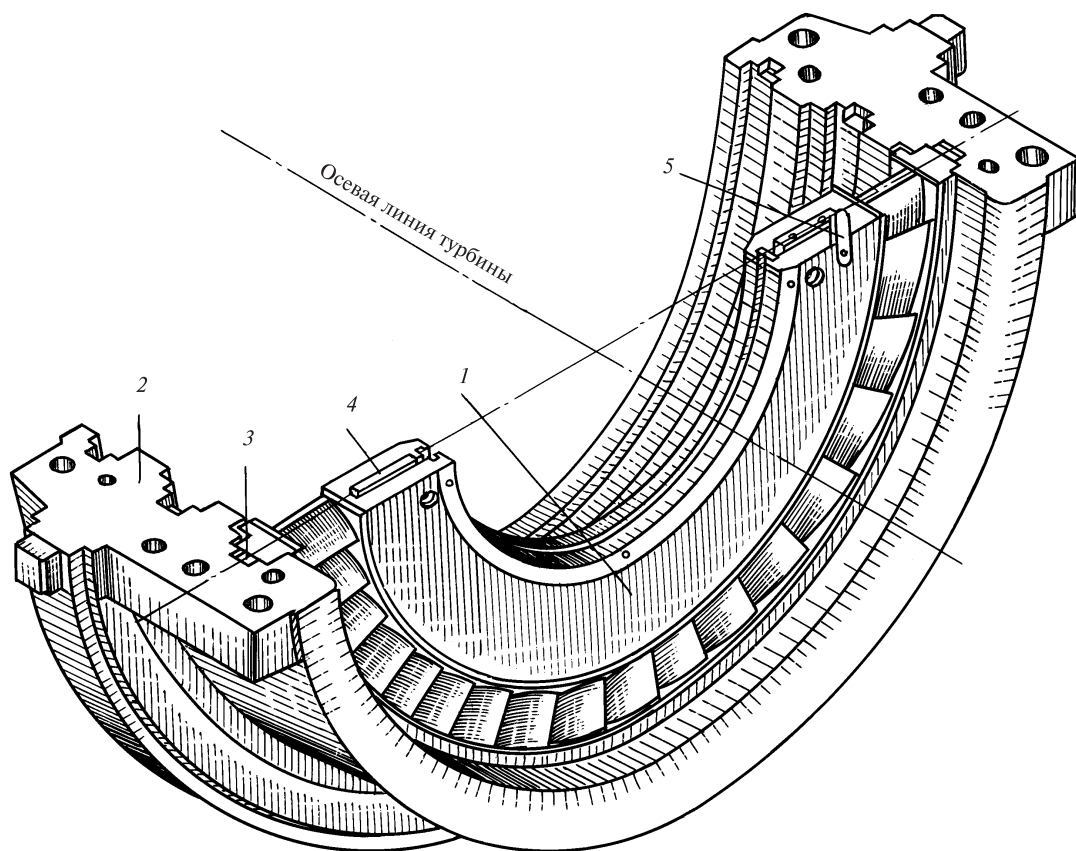


Рис. 3.38. Установка нижней половины диафрагмы в обойме

1 — диафрагма; 2 — обойма; 3 — опорные лапки нижней половины диафрагмы; 4 — радиальная шпонка; 5 — специальная шпонка

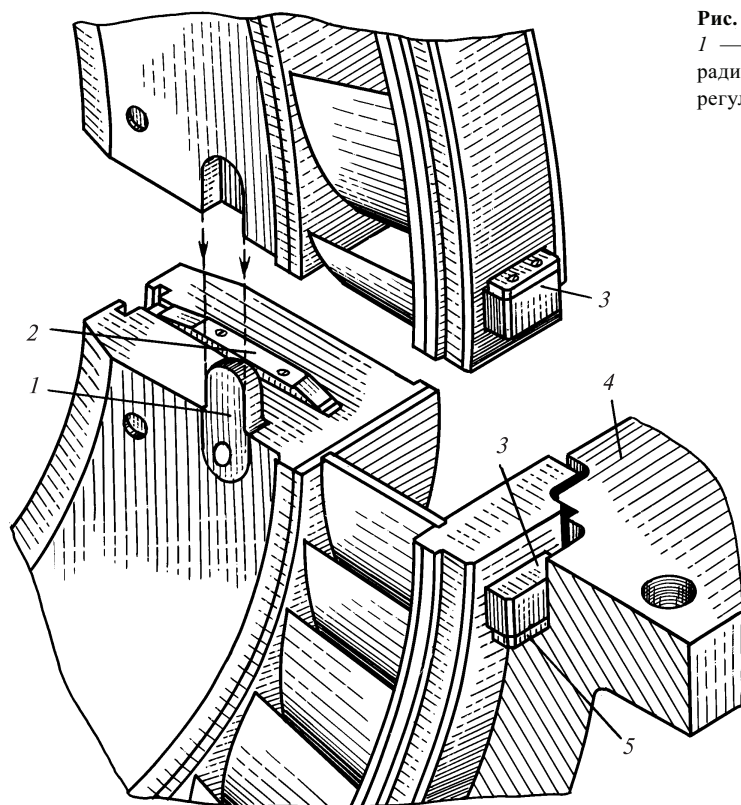


Рис. 3.39. Взаимная фиксация половин диафрагмы

1 — специальная вертикальная шпонка; 2 — специальная радиальная шпонка; 3 — опорные лапки; 4 — обойма; 5 — регулировочные прокладки

рис. 3.40. Диафрагмы последних ступеней, имеющие большие радиальные размеры, часто сболчиваются по разему до закрытия цилиндра (рис. 3.41).

Основная нагрузка, действующая на диафрагму, — перепад давлений, под действием которого диафрагма прогибается, угрожая осевыми задеваниями. Поэтому каждая диафрагма проходит гидравлические испытания, при которых измеряется ее прогиб при нагрузке, превышающей эксплуатационную в 1,5 раза.

В первых ступенях ЦВД, где температура высока, под действием перепада давлений возникает явление ползучести: диафрагма приобретает остаточный прогиб по ходу пара. При этом сокращаются осевые зазоры и возникает еще большая опасность задеваний.

В современных турбинах используют два вида диафрагм: литые и сварные.

Литые диафрагмы используют в ЦНД, где температура невысока и можно использовать в качестве материала чугун.

Пример конструкции литой диафрагмы показан на рис. 3.42. Стальные отдельно изготовленные лопатки 8 устанавливают в литейную форму и зали-

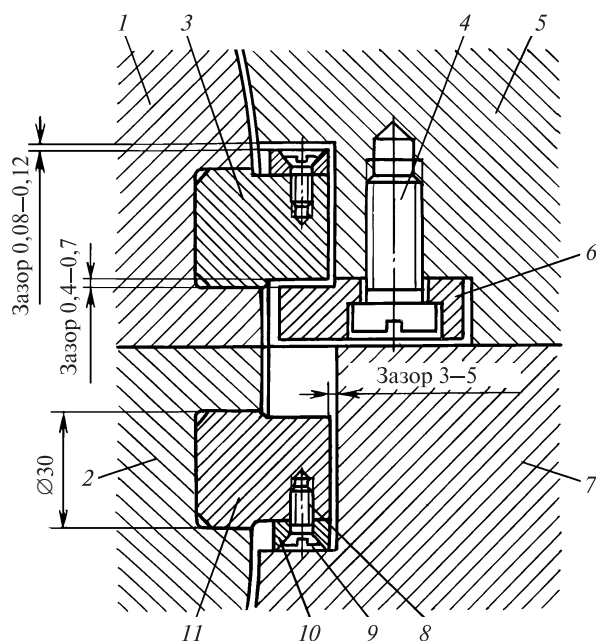


Рис. 3.40. Узел подвески диафрагмы в обойме (корпусе) турбины

1, 2 — тела верхней и нижней половин диафрагмы; 3, 11 — опорные лапки; 4, 8 — винты; 5, 7 — верхняя и нижняя половины обоймы (корпуса); 6 — пластина; 9 — опорная площадка обоймы в выборке; 10 — прокладка

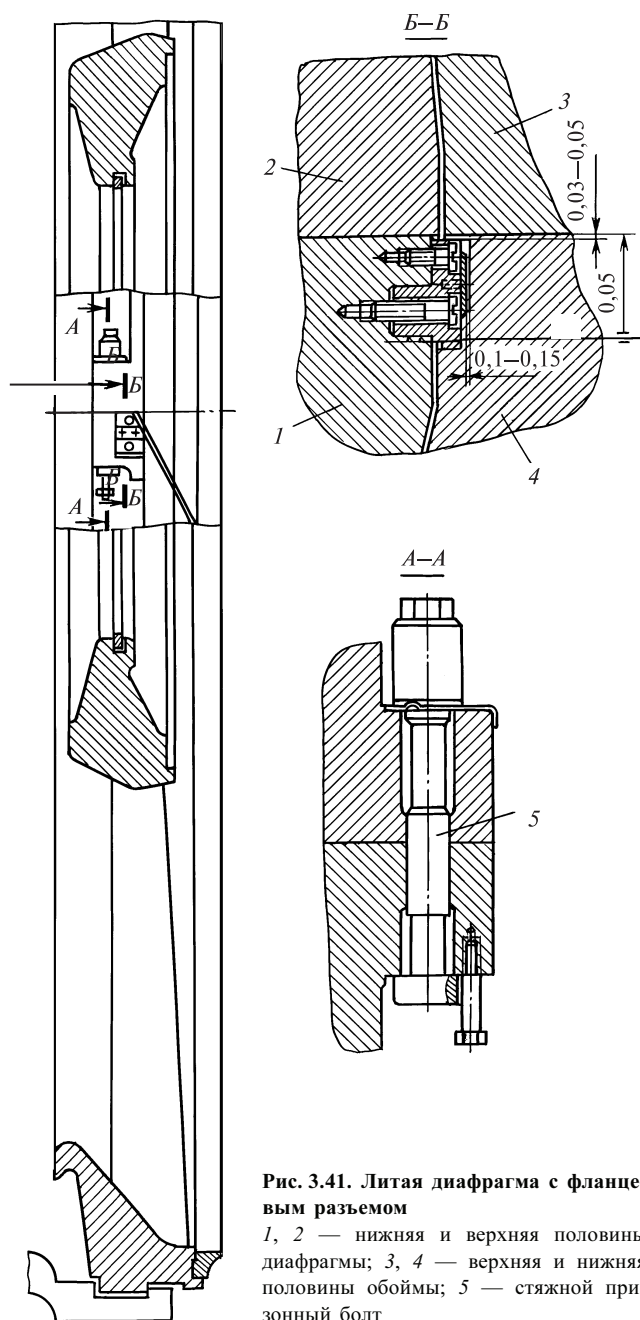


Рис. 3.41. Литая диафрагма с фланцевым разъемом

1, 2 — нижняя и верхняя половины диафрагмы; 3, 4 — верхняя и нижняя половины обоймы; 5 — стяжной призонный болт

вают обод и тело диафрагмы. После этого обрабатывают разъем, соединяют по нему две половины диафрагмы, и дальнейшую обработку ведут в собранном виде.

Литые диафрагмы с длинными лопатками всегда выполняют с косым разъемом (см. сечение Б—Б), для того чтобы исключить разрезку лопаток, попадающих на разъем. Если разъем сделать прямым, то

части разрезанных лопаток, расположенные на половинах диафрагмы, конечно, идеально не совпадут. Поток пара в каналах с разрезанными лопатками будет искажаться, и появятся силы, возбуждающие вибрацию рабочих лопаток и вызывающие усталостные поломки.

Точная центровка половин диафрагмы при косом раземе обеспечивается одной вертикальной шпонкой 11, установленной на обод диафрагмы.

Нижняя половина 3 диафрагмы подвешивается в нижней половине обоймы 1 на лапках 4 через подгоночную прокладку 14. Лапки к диафрагме крепятся винтами 12. Для фиксации вертикальной плоскости в обойме устанавливают продольную шпонку 2. Для закрепления в верхней половине обоймы 9 верхней половины диафрагмы 7 к ней в области разема крепятся лапки 5. При подъеме обоймы 9 стопорные шайбы 13 подхватывают диафрагму за эти лапки. При нормальной работе турбины контакт половин диафрагмы осуществляется только в раземе, а между подгоночной прокладкой 15 и обоймой так же, как между лапкой 5 и стопорной шайбой имеются зазоры.

Для фиксации осевого положения в гребне диафрагмы по окружности устанавливают штифты 10, создающие зазор 0,1—0,2 мм, достаточный для свободного осевого расширения диафрагмы. Для свободного радиального расширения предусматривается зазор 2,5—3 мм. На внутренней поверхности тела диафрагм выполняют фигурный паз, в который вставляют сегменты уплотнения 6.

В области высоких давлений и температур, где высоты сопловых лопаток малы, диафрагмы изготавливают исключительно **сварными**. Литье при малых высотах лопаток не может обеспечить достаточной точности изготовления, не говоря уже о том, что для изготовления необходимо было бы использовать сталь.

При изготовлении сварной диафрагмы (рис. 3.43) отдельно фрезеруют сопловые лопатки 3 и штампуют бандажные ленты 2 и 4, в которых пробивают отверстия точно по профилю лопаток с необходимым шагом и углом установки. Затем эти элементы сваривают, а к ним приваривают тело 1 и обод 5 диафрагмы.

Для фиксации осевого положения половин диафрагмы и уменьшения утечки пара в раземе уста-

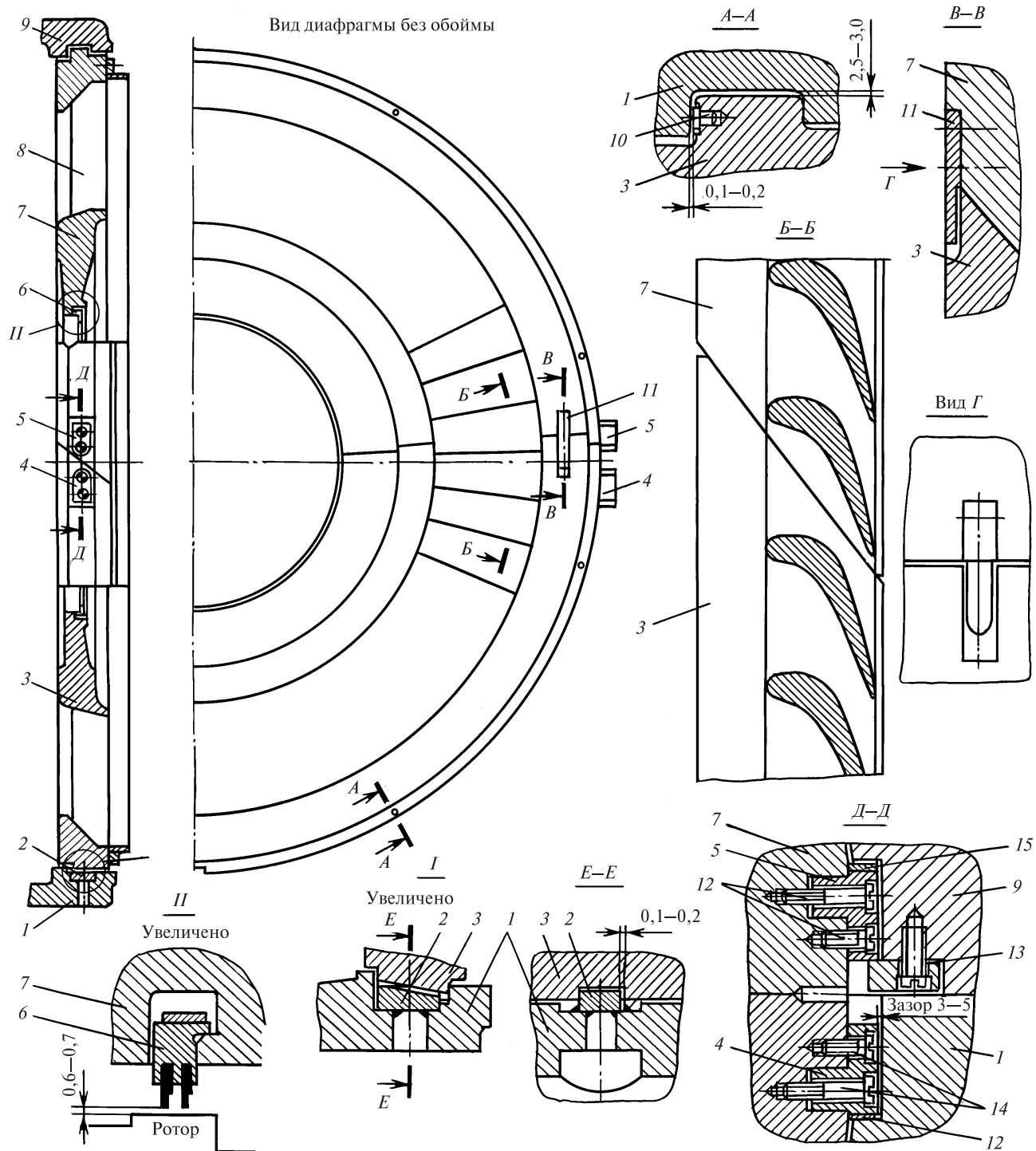


Рис. 3.42. Литая диафрагма

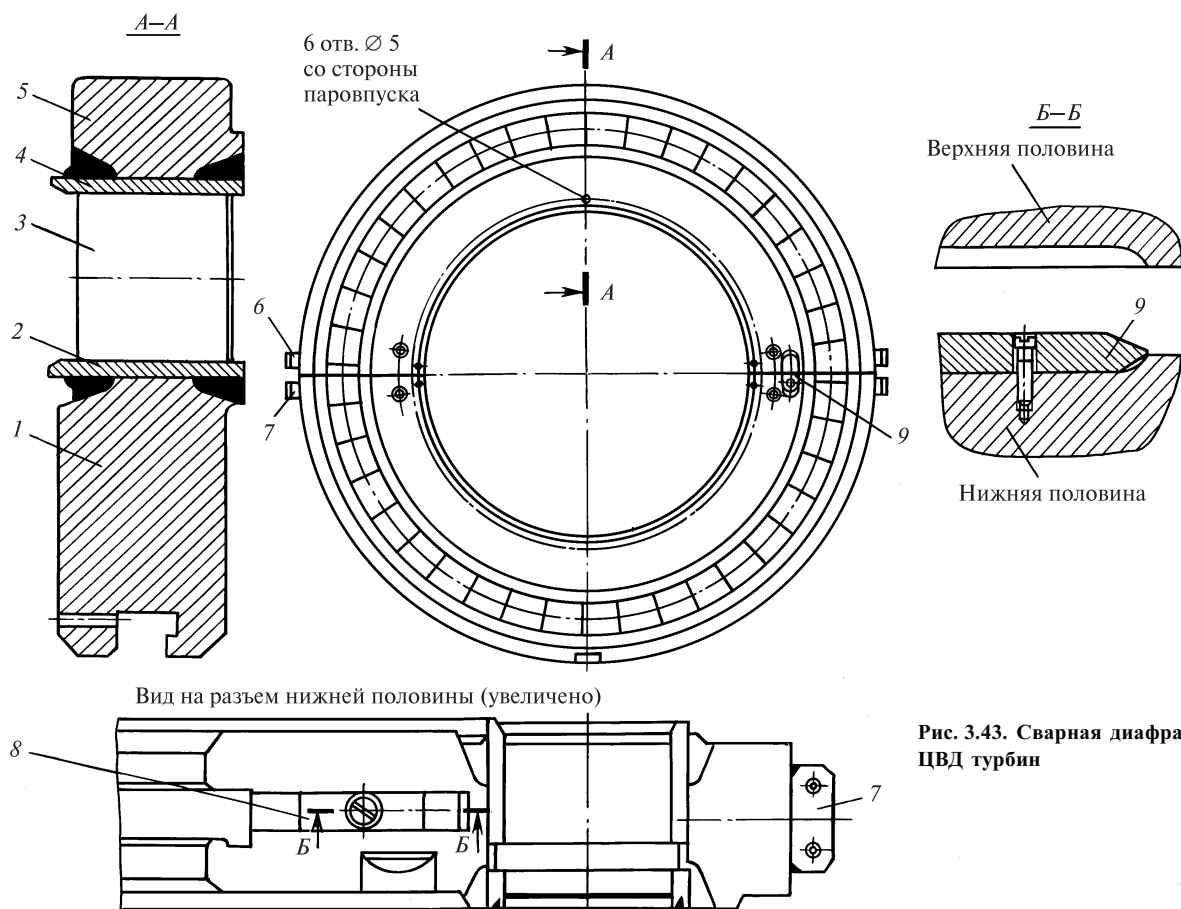


Рис. 3.43. Сварная диафрагма для ЦВД турбин

навливают поперечную шпонку 8, а на боковой поверхности — вертикальную шпонку 9.

Диафрагма подвешивается в обойме с помощью лапок 6 и 7, как описано выше.

Сварные диафрагмы являются универсальными. Их используют не только в ЦВД и ЦСД, но часто и в ЦНД.

Сопловые аппараты первых ступеней ЦВД и ЦСД устанавливают не в диафрагмах, а в специальных расточках в сопловых коробках, во внутреннем или наружном корпусе. Основная трудность при конструировании сопловых аппаратов состоит в исключении утечки пара мимо сопел.

На рис. 3.44 показан сопловой аппарат регулирующей ступени. Сопловой аппарат 3 с лопатками 4 заводится по окружности в обойму 2 и крепится в ней специальным образом. Обойма 2 приваривается в сопловую коробку 1. Один из концов соплового сегмента закрепляется в обойме штифтом 5, от ко-

торого расширяется относительно обоймы. Кроме того, штифт уплотняет торцевой зазор между обоймой и сопловым сегментом. Для уплотнения второго конца сегмента устанавливают шпонку 6, сделанную из материала с коэффициентом линейного расширения большим, чем у материала сопловой коробки. В холодном состоянии между шпонкой и пазом обоймы имеется зазор 0,02—0,04 мм. При разогреве шпонка расширится и уплотнит торцевую щель.

На рис. 3.45 показан сопловой аппарат первой ступени ЦСД. Сопловой аппарат сварной конструкции состоит из двух половин. Сопловые лопатки 3 привариваются в бандажные ленты 2 и 4. Полученные сегменты привариваются к телу 1 и ободу 5. На козырьке размещены вставки 6 для периферийного уплотнения рабочих лопаток. Каждый из полученных сегментов заводится в расточку корпуса и крепится к нему стопорной шайбой 7 и винтом 8.

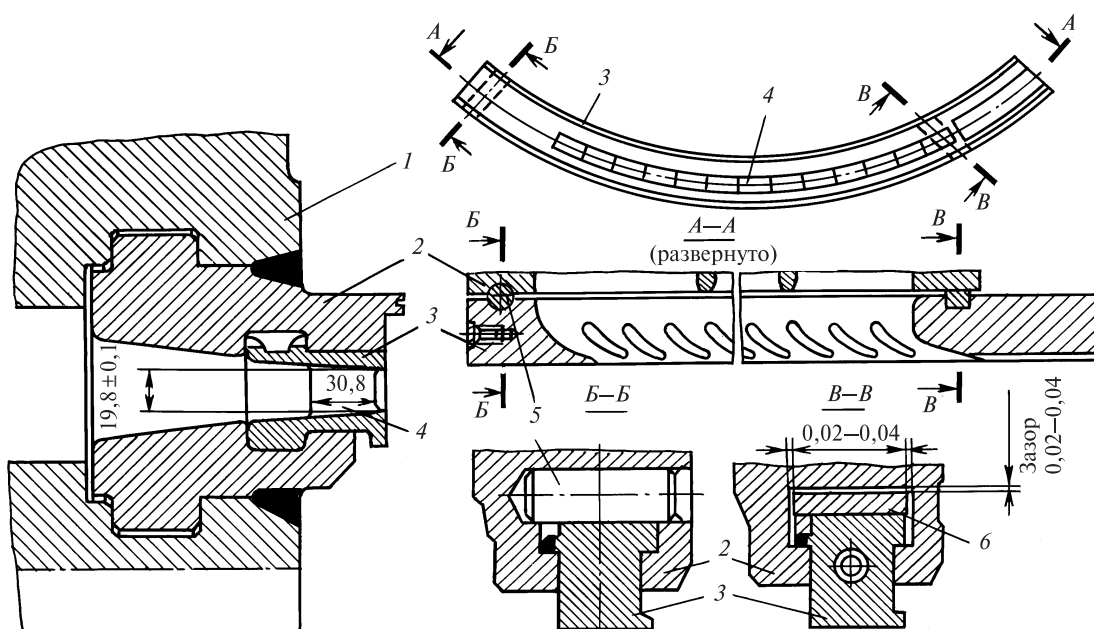


Рис. 3.44. Сопловой аппарат регулирующей ступени турбины ЛМЗ

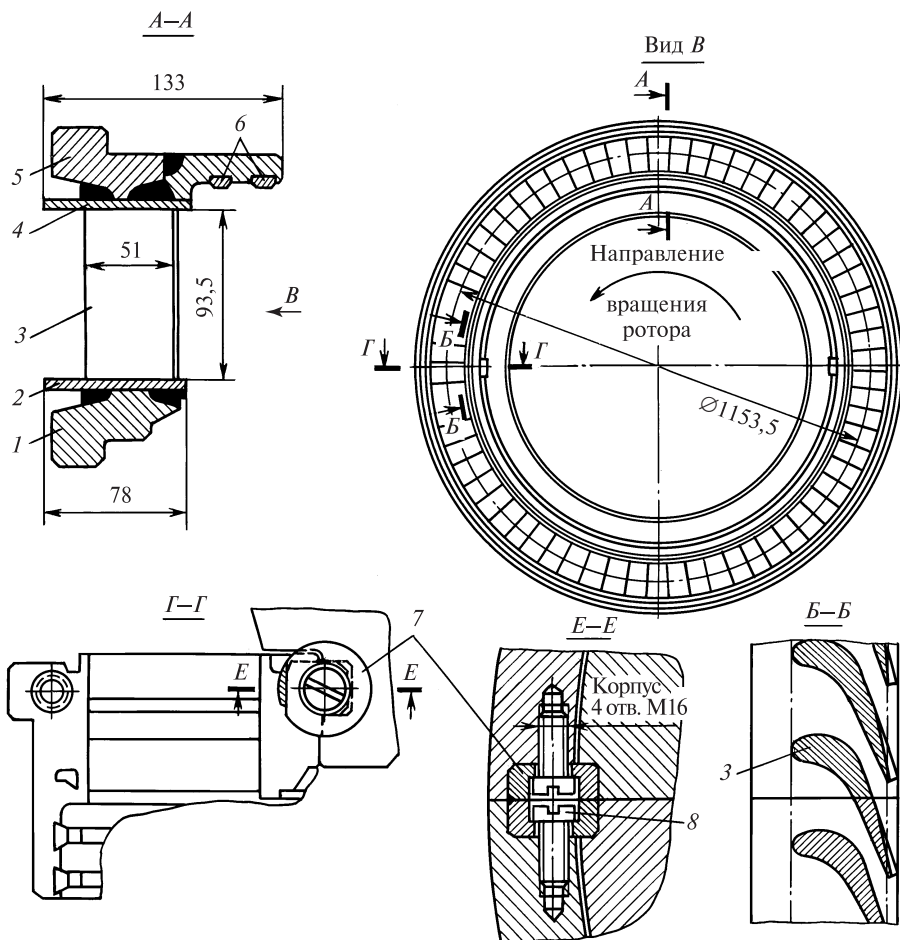


Рис. 3.45. Сопловой аппарат первой ступени ЦСД

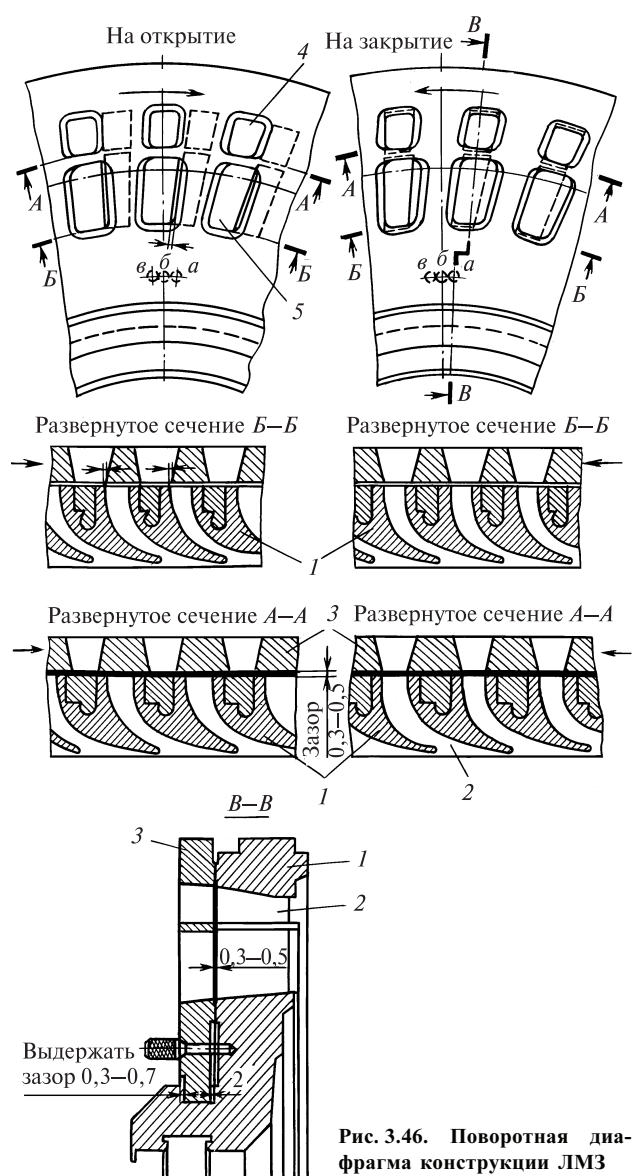


Рис. 3.46. Поворотная диафрагма конструкции ЛМЗ

Для регулирования расхода пара в ЧНД тепловых турбин обычно используют **поворотные диафрагмы**. Пример конструкции поворотной диафрагмы показан на рис. 3.46. На диафрагме 1 обычной конструкции установлено поворотное кольцо 3, в котором выполнены два ряда окон 4 и 5. С помощью сервомотора кольцо 3 может поворачиваться относительно диафрагмы. В закрытом положении окна кольца расположены напротив сопловых лопаток 2, и поэтому пар в ЧНД не проходит (имеется лишь небольшая площадь для прохода пара в нижнем ряду окон 5 для охлаждения проточной

части ЧНД). При повороте диафрагмы по часовой стрелке сначала открывается проход пара через нижние окна, а затем через верхние. Таким образом, в рассмотренной конструкции по существу реализуется парораспределение с двумя регулирующими клапанами. Существуют аналогичные конструкции и с большим количеством рядов окон, в которых создано трех- и даже четырехклапанное сопловое парораспределение в ЧНД.

3.8. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ СТАТОРА

Для корпусов турбин используют самые различные материалы, что обусловлено большим отличием в условиях работы.

Высокая температура в паровпускных частях ЦВД и ЦСД требует использования легированных жаропрочных сталей. Для внутренних корпусов двухстенных ЦВД чаще всего используют сталь 15X1M1ФЛ. Иногда для внутренних корпусов используют нержавеющую сталь 15X11MФБ, легированную хромом, молибденом, ванадием и ниобием.

Для внешних корпусов ЦВД чаще всего используют менее жаропрочные и более дешевые стали 20ХМФЛ и 20ХМЛ. Иногда для внешних корпусов используется сталь 15X1M1ФЛ, что позволяет уменьшить толщину стенки и фланцев.

Холодные части литых корпусов, например выходные части ЦСД изготавливаются из углеродистой стали 25Л.

Самыми напряженными элементами корпусов ЦВД и ЦСД являются скрепляющие фланцы шпильки или болты. Материал этих деталей должен обладать высоким пределом текучести, обеспечивающим упругое растяжение при затяжке, высокой релаксационной стойкостью, обеспечивающей плотность разъема в период между капитальными ремонтами, малой склонностью к появлению трещин в резьбе. Для крепежа, работающего при 520—535 и 500—510 °С, наиболее употребительными являются стали соответственно 25X2МФ (ЭИ-723) и 25X1МФ (ЭИ-10). Для зон с температурой менее 400 °С используется хромомолибденовая сталь 35ХМ, а менее 300 °С — углеродистая сталь 35.

Корпуса ЦНД турбин всех типов изготавливаются сваркой из листов углеродистой стали.

Обоймы и их крепеж изготавливаются из тех же материалов, что и корпуса турбин.

Для диафрагм ЦВД и ЦСД используют легированные стали 15Х1М1Ф, 12ХМФ и 20ХМ.

Сопловые лопатки и бандажные ленты сварных диафрагм изготавливают из нержавеющей хромированных сталей.

3.9. УПЛОТНЕНИЯ

В паровых турбинах используются четыре вида уплотнений: концевые, промежуточные, диафрагменные и уплотнения рабочей решетки.

Концевые уплотнения служат для уплотнения концов валов, выходящих из цилиндров. Промежуточные уплотнения отделяют друг от друга отсеки проточной части с разными направлениями потоков пара в противоточных цилиндрах (см., например, рис. 2.38). Диафрагменные уплотнения препятствуют протечке пара между диафрагмой и валом. Уплотнение рабочей решетки обычно включает надбандажное уплотнение, иногда называемое периферийным, осевое уплотнение и некоторые другие.

К уплотнениям предъявляется целый ряд требований. Прежде всего они должны обеспечивать минимум утечки пара. Для этого зазоры в уплотнениях должны быть минимально допустимыми из соображений невозможности задеваний. Если возникают задевания, то в лучшем случае происходит срабатывание гребешков уплотнений с последующей потерей экономичности, а в худшем — тяжелая авария, вызванная тепловым остаточным прогибом ротора (см. гл. 17). Утечка пара также определяется числом гребешков: она обратно пропорциональна квадратному корню из их числа. Поэтому число уплотняющих гребешков стремятся увеличить, однако оно определяется и другими факторами.

Уплотнения должны быть надежными. Случайные задевания, возникающие, в частности, при развороте турбины, когда ее валопровод проходит критические частоты вращения, не должны приводить к их сильному износу или сильному разогреву вала.

Уплотнения должны быть ремонтпригодными и легко заменяться в условиях электростанции.

Уплотнения должны быть виброустойчивыми. При протекании через них пара не должны возникать аэродинамические силы, возбуждающие колебания ротора (см. гл. 19).

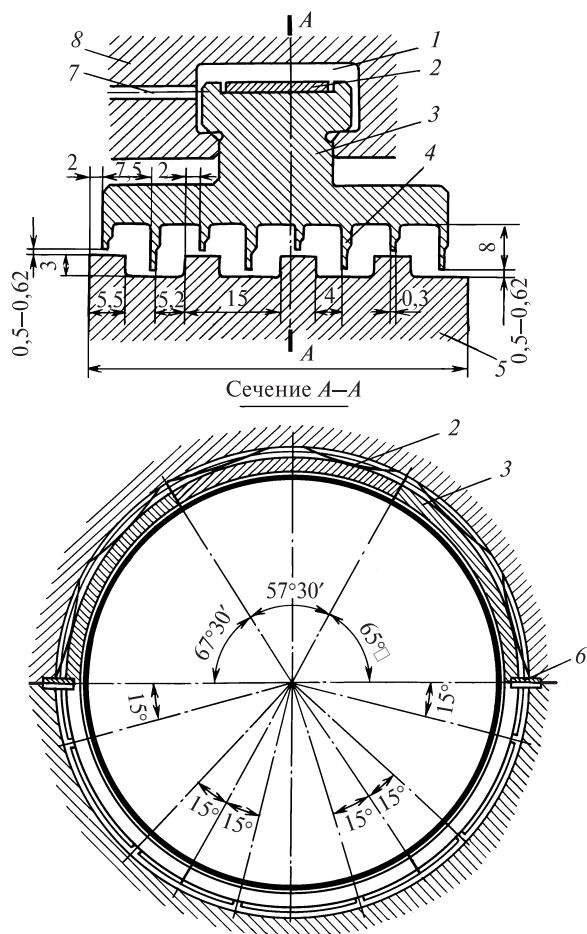


Рис. 3.47. Диафрагменное уплотнение турбины

1 — расточка под сегмент уплотнения 3; 2 — прижимная плоская пружина; 4 — гребень уплотнения; 5 — вал турбины; 6 — узел крепления сегментов в половинах диафрагмы 8; 7 — канал для сообщения полости расточки с областью повышенного давления

Уплотнения представляют собой систему острых гребней, устанавливаемых с малым зазором по отношению к сопряженной поверхности, которая выполняется либо гладкой (прямоточное уплотнение), либо ступенчатой.

Конструкции уплотнений отличаются большим разнообразием. Ниже рассматриваются типичные конструкции, поняв которые, читатель сумеет разбраться и в других.

На рис. 3.47 показано типичное **диафрагменное уплотнение**. В расточке каждой половины диафрагмы устанавливаются сегменты уплотнения, имеющие гребни, обеспечивающие радиальный зазор по отношению к поверхности пара 0,5—0,62 мм

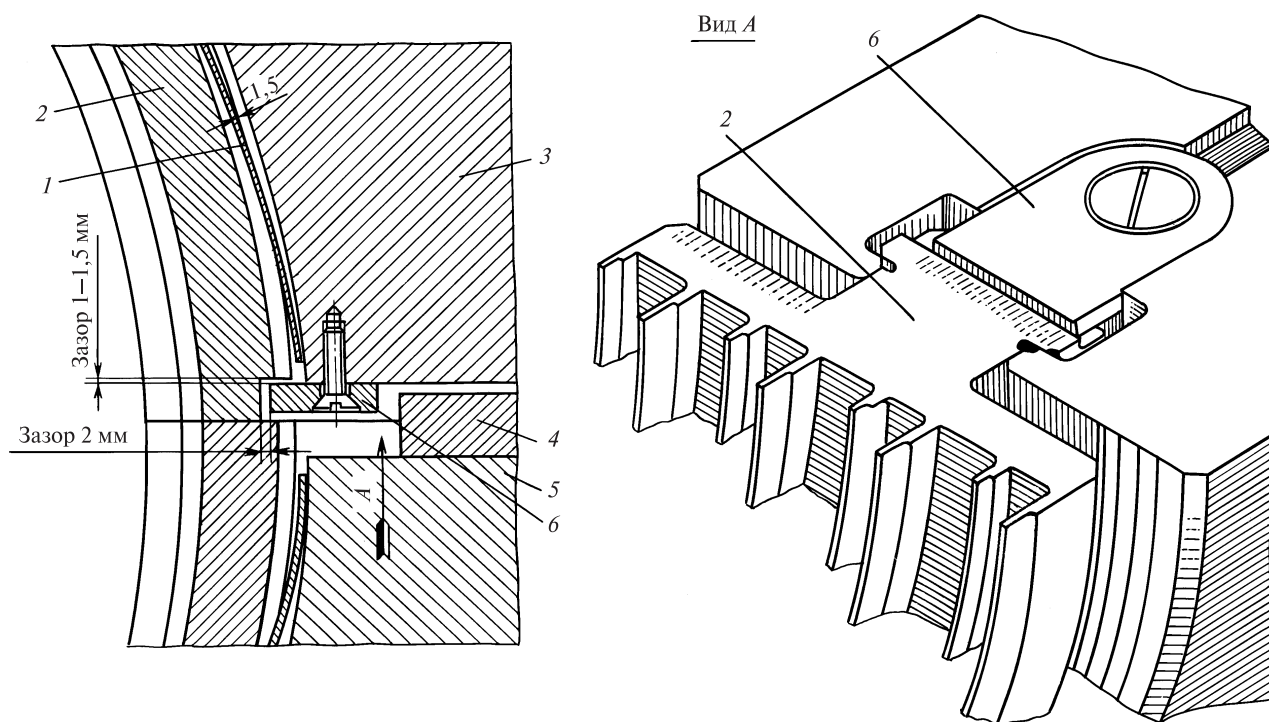


Рис. 3.48. Установка сегментов уплотнения в диафрагме

1 — плоская пружина (в деформированном состоянии); 2 — обойма; 3, 5 — верхняя и нижняя половины диафрагмы; 4 — шпонка; 6 — стопорная планка

и осевые зазоры 4—5,2 мм. При установке стыки сегментов плотно подгоняют друг к другу так, чтобы обеспечить концентричность зазора в уплотнении и в рабочем положении. Затем сегменты закрепляют в нижней половине диафрагмы (рис. 3.48). Для того чтобы обеспечить малый износ гребней при случайных задеваниях при пуске, сегменты делают податливыми в радиальном направлении. Для этого устанавливают плоские пружины (рис. 3.49), которые, с одной стороны, обеспечивают податливость сегментов в направлении от вала при задеваниях, а с другой — гарантию малых зазоров для сегментов, расположенных в нижней половине диафрагм и могущих опуститься под действием силы веса. Этому же способствует канал, по которому в расточку подается давление перед диафрагмой, превышающее уменьшающееся давление по ходу пара в уплотнении и потому отдавливующее сегмент к валу при нормальной работе.

Рассмотренная конструкция имеет два недостатка:

при износе гребней сегменты нельзя отремонтировать и их необходимо полностью заменять (с дру-

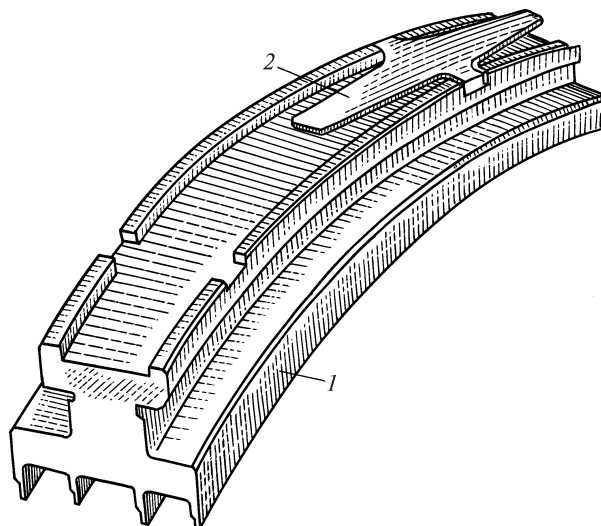


Рис. 3.49. Сегмент уплотнения 1 с установленной плоской пружиной 2

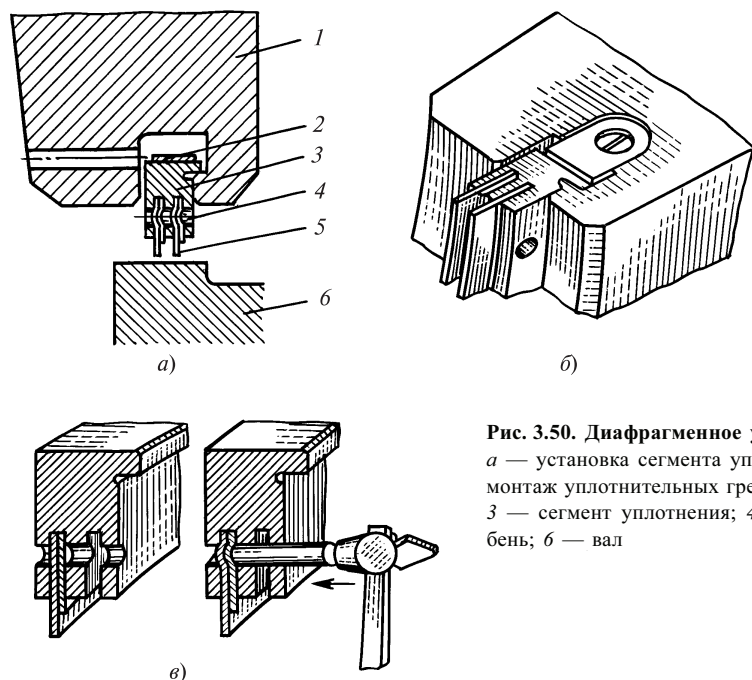


Рис. 3.50. Диафрагменное уплотнение с заменяемыми гребнями

a — установка сегмента уплотнения в диафрагме; *б* — общий вид; *в* — монтаж уплотнительных гребней; 1 — диафрагма; 2 — плоская пружина; 3 — сегмент уплотнения; 4 — упорная сегментная пластина; 5 — гребень; 6 — вал

гой стороны технология их изготовления достаточно проста);

при задеваниях на поверхности вала выделяется большое количество тепла и это может вызвать остаточный прогиб вала.

На рис. 3.50 показано уплотнение с заменяемыми гребнями. Гребни 5 изготавливаются из тонких листов нержавеющей стали (латуни, нейзильбера) и для того, чтобы они не прогибались под действием разности давления, с противоположной стороны ставится упорная сегментная пластина. Монтаж и демонтаж гребней и упорных пластин осуществляется с помощью молотка и выколотки (рис. 3.50, *в*).

В отличие от зон вала в области диафрагменных уплотнений, доступ к которым затруднен дисками, к концевым участкам ротора имеется свободный доступ и это позволяет выполнить уплотнительные гребни на валу.

На валу турбины (рис. 3.51) выполняют кольцевые канавки, в которые устанавливают заранее тонкую ленту с профильной частью, соответствующей канавке на роторе. Кусок ленты, необходимой для гребешка, отрезают от спиральной ленты из жаропрочной нержавеющей стали с внутренним радиусом, равным радиусу дна канавки на роторе. Затем на токарном станке с помощью специального роли-

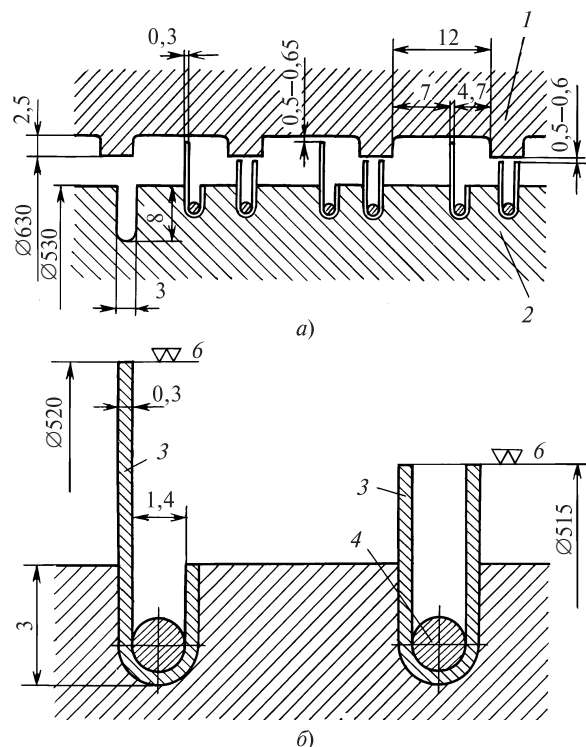


Рис. 3.51. Элемент концевого уплотнения турбины

a — фрагмент уплотнения; *б* — установка уплотнительной ленты; 1 — обойма уплотнения; 2 — вал; 3 — уплотнительная лента; 4 — вальцовочная проволока

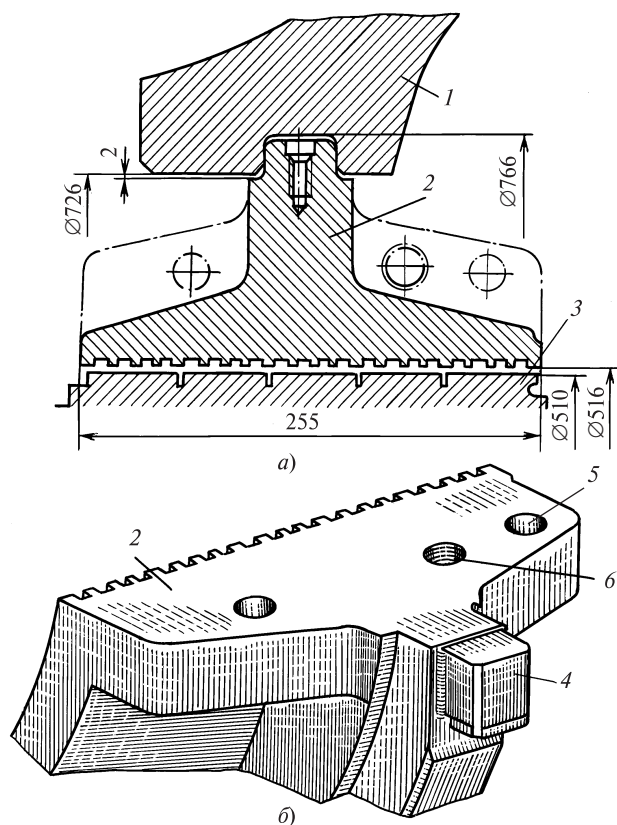


Рис. 3.52. Обойма концевого уплотнения

a — установка обоймы в корпусе турбины; *б* — общий вид обоймы; 1 — корпус турбины; 2 — обойма уплотнения; 3 — вал с завальцованными гребнями; 4 — лапка для опирания обоймы в зоне фланцевого разъема корпуса; 5 — отверстия под специальные чистые скрепляющие болты; 6 — отверстие с резьбой под шпильку

ка ленту завальцовывают проволокой из нержавеющей стали 12Х13.

При возникновении задеваний такая конструкция представляет меньшую опасность для прогиба вала, во-первых, потому, что количество выделенного за счет истирания тонкого гребешка тепла невелико, и, во-вторых, из-за того, что сам гребешок представляет собой существенное тепловое сопротивление. К тому же часть тепла будет сниматься протекающим через уплотнение паром.

При монтаже уплотнительных гребней на валу имеется еще одно преимущество: можно исключить подпружиненные сегменты уплотнений, ограничившись простой обоймой уплотнений, показанной на рис. 3.52.

При некачественной завальцовке уплотнительная лента может вылететь из канавок. Поэтому для концевых уплотнений часто используют конструк-

цию с гребнями в сегментах уплотнения, рассмотренную выше.

Для большей гарантии исключения прогиба вала при задеваниях на валу с определенным шагом выполняют тепловые канавки — узкие прорези глубиной 8—12 мм. Благодаря наличию тепловых канавок при сильном разогреве некоторого участка вала в результате задеваний он имеет возможность свободно расширяться в осевом направлении, не вызывая изгиба всего вала.

Осевые зазоры в концевых уплотнениях зависят от их расположения по отношению к упорному подшипнику, где ротор и корпус соприкасаются через масляную пленку. Чем дальше уплотнение расположено от упорного подшипника, тем большие возможности для роста относительного удлинения ротора и тем большие осевые зазоры необходимы.

На рис. 3.53 (см. с. 104) показан пример **уплотнения ступени**. В обойме выполняются концевые проточки типа «ласточкин хвост», куда заводятся вставки из мягкого армкожелеза. При случайных касаниях о вставку гребешков, выточенных на бандажной ленте, в ней появляются кольцевые канавки, практически не увеличивающие утечку.

Уплотнение, показанное на рис. 3.54 (см. с. 104), относится к классу так называемых виброустойчивых уплотнений. При смещении бандажа относительно вставок исключается появление аэродинамических самовозбуждающихся сил (см. § 19.3), вызывающих низкочастотную вибрацию валопровода турбины.

3.10. ПОДШИПНИКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Подшипники служат для фиксации такого положения вращающегося валопровода в турбине, при котором обеспечивается надежная и экономичная работа.

В зависимости от числа роторов в валопроводе и способа их соединения турбоагрегат может иметь от трех до двенадцати опорных подшипников и один или два (чаще всего один) упорных.

Опорные подшипники воспринимают и передают на статор радиальные нагрузки от собственного веса валопровода, его неуравновешенных центробежных сил и расцентровок, аэродинамических сил, возникающих в проточной части турбины и уплотнениях. Конструкция опорных подшипников и их режим работы должны обеспечивать малые зазо-

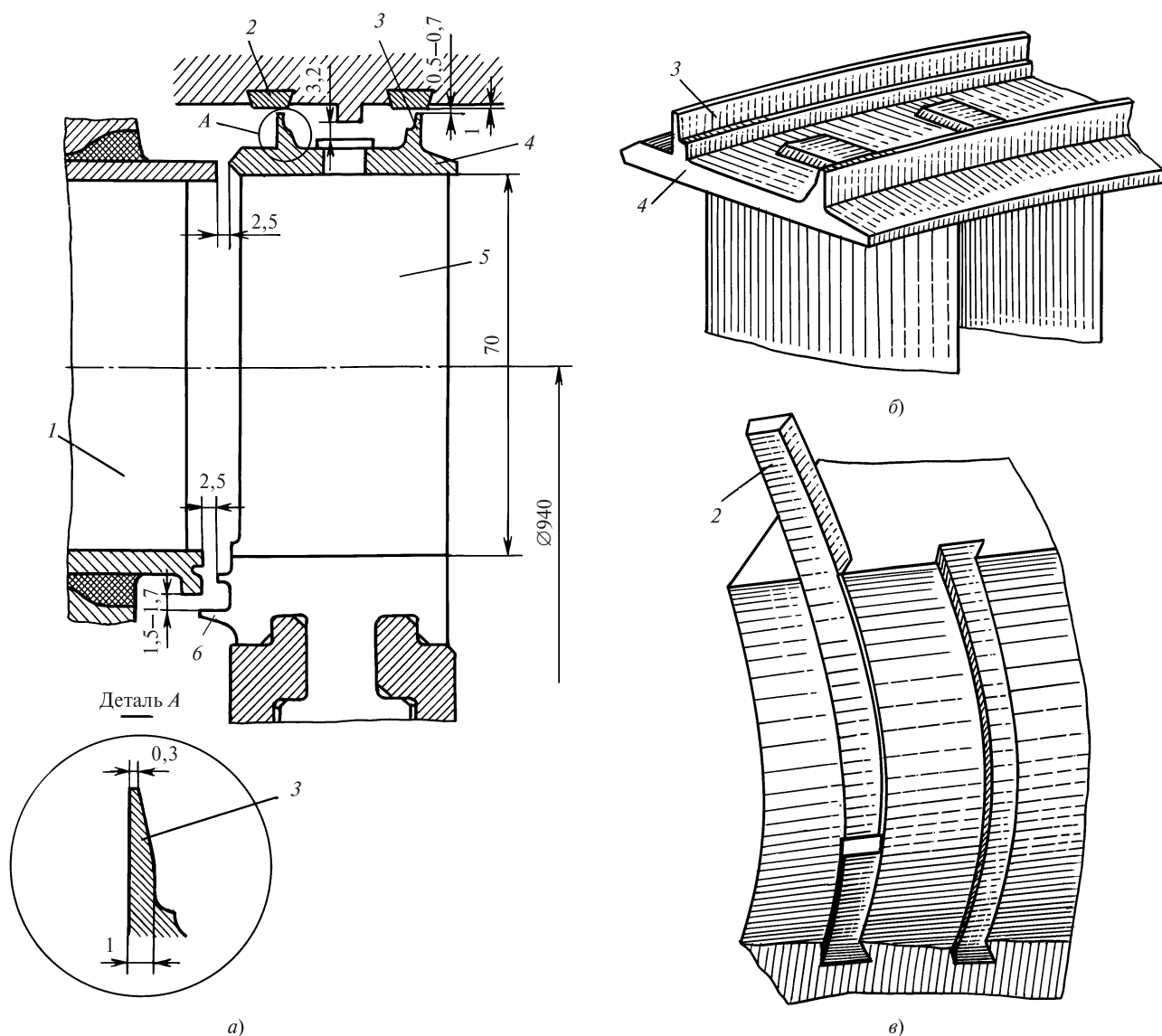


Рис. 3.53. Уплотнение рабочей решетки ступени турбины

a — зазоры в уплотнениях; *б* — общий вид уплотняющих гребней; *в* — установка вставок; 1 — сопловой аппарат ступени; 2 — вставка; 3 — гребень; 4 — бандаж; 5 — рабочая лопатка; 6 — корневое уплотнение

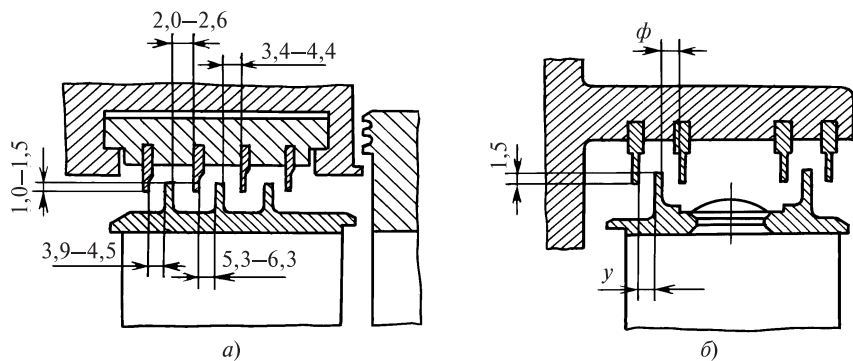


Рис. 3.54. Осерадальное уплотнение турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

a — регулирующая ступень; *б* — ступени давления (для 2—6-й ступеней $y = 4,5$ мм, $\phi = 2,5$ мм; для 7—12-й ступеней $y = 4$ мм, $\phi = 3$ мм)

ры в проточной части и уплотнениях для поддержания высокой экономичности. Вместе с тем они должны исключать возможность радиальных задеваний в проточной части.

Упорный подшипник воспринимает результирующее осевое усилие, действующее на валопровод турбины, и некоторые другие нагрузки.

В паровых турбинах используют только подшипники скольжения (опорные и упорные), в которых между вращающимися и невращающимися деталями при нормальной работе всегда существует тонкий слой смазки. Подшипники скольжения обладают необходимой надежностью при длительном сроке службы и при правильном изготовлении и заботливой эксплуатации хорошо сопротивляются действию статических и динамических нагрузок.

Следует указать на частую путаницу, возникающую при использовании термина «подшипник», которой в определенной степени не удалось избежать и нам. Обычно под подшипником турбины понимают совокупность неподвижных элементов, включающую вкладыш, его обойму (если она имеется) и корпус; часто в одном корпусе устанавливают несколько вкладышей (для соседних роторов), соединяющую муфту и некоторые элементы системы автоматического регулирования, защиты и управления. Однако часто под термином «подшипник» также понимают вкладыш подшипника — элемент, непосредственно воспринимающий радиальную и осевую нагрузки. В частности, когда выше мы говорили об опорных и упорных подшипниках, то, конечно, имели в виду их вкладыши.

3.10.1. Опорные подшипники

Конструктивная схема типичного опорного подшипника показана на рис. 3.55.

Шейка вала 1 размещается во вкладыше 2 подшипника с небольшим зазором, в который по каналу 9 из масляного бака насосом подается масло. Оно проходит между шейкой и баббитовой заливкой 10 вкладыша, образуя масляную пленку, на которой в нормальных условиях и вращается вал. При этом исключается контакт металлических поверхностей вала и вкладыша.

Отработавшее масло через торцевой зазор между валом и вкладышем стекает в корпус (картер) 7 подшипника, откуда самотеком направляется в масляный бак.

Положение шейки вала, а следовательно, и валопровода турбины в ее корпусе определяется поло-

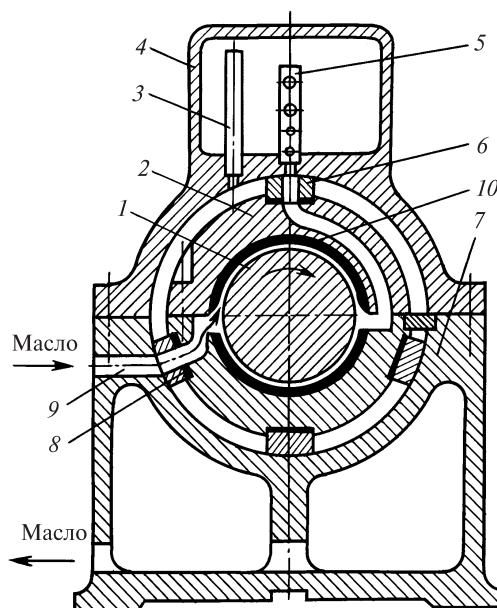


Рис. 3.55. Схема опорного подшипника

жением вкладыша. Для его установки используют три нижние колодки 8 с цилиндрической внешней поверхностью. На них помещается нижняя половина вкладыша. Верхняя колодка 6 необходима для плотного зажатия вкладыша в корпусе подшипника. Между вкладышем и колодками для точной центровки расточек вкладыша, диафрагм и уплотнений устанавливают регулировочные прокладки.

В турбоустановках, в которых масляные насосы расположены не на валу турбины, на крышках подшипников или над ними устанавливают аварийные емкости 4, непрерывно заполняемые маслом по маслопроводу 5. Избыток масла по переливной трубе 3 стекает в корпус подшипника. При прекращении подачи масла от насосов, например из-за разрыва подающего маслопровода, система защиты отключает турбогенератор от сети, а смазка шейки вала в период замедления вращения осуществляется из аварийной емкости по маслопроводу 5 через специальным образом подобранные дозировочные отверстия, обеспечивающие уменьшение расхода масла с замедлением турбины.

К конструкции опорных подшипников предъявляют ряд требований.

1. Работа подшипника должна быть надежной, исключающей сильный разогрев масла и износ вкладыша. При износе вкладыша изменяются вибрационные характеристики всего валопровода (см. гл. 19) и может возникнуть интенсивная вибрация. Масло в под-

шипнике нагревается за счет сил трения между слоями масла в пленке и за счет тепла, поступающего по валу от горячих частей турбины. Обычно количество тепла, идущего по валу, не превышает 10—20 % тепла, выделяющегося в масляном слое. При разогреве до 115 °С внутренняя поверхность вкладыша, заливаемая антифрикционным легкоплавким сплавом — баббитом, размягчается и ее сопротивление деформированию и износу резко ухудшается. При 150 °С разрушается пленка из масла марки 22, часто применяемого для смазки подшипников. При 350 °С происходит выплавление баббитовой заливки с тяжелой аварией всего турбоагрегата.

Поэтому для поддержания температурного уровня подшипника все эксплуатационные инструкции жестко оговаривают температуру масла на входе (обычно 35—45 °С), нормальную температуру на выходе (около 65 °С) и предельную температуру (около 75 °С), при которой необходима немедленная остановка турбины. Температура баббитовой заливки, контролируемая термометрами сопротивления или термопарами, не должна превышать 100 °С.

Подшипник должен быть виброустойчивым и обладать достаточной демпфирующей способностью. Под виброустойчивостью понимают его способность не реагировать на случайные возмущения, всегда имеющиеся в турбине. Если случайные или исчезающие возмущения приводят к появлению в масляном слое незатухающих сил, вызывающих интенсивные вибрации валопровода, то подшипник не обладает достаточным запасом виброустойчивости (подробнее см. § 19.3). Все переменные силы, действующие на валопровод и вызывающие его вибрацию, в конце концов гасятся в масляном слое подшипников. Поэтому чем выше их демпфирующая способность, тем меньше возникает вибрация.

Конструкция опорного подшипника должна обеспечивать небольшие изменения радиальных зазоров в турбине при всех режимах работы (в нерабочем состоянии и при любых нагрузках). Для этого необходимо, чтобы всплытие шейки вала в масляном слое было небольшим. Это позволит иметь в турбине небольшие радиальные зазоры и малые потери от протечек.

Потери на трение в подшипнике должны быть небольшими. При размерах шеек валов, достигающих в мощных турбинах 600 мм, потери мощности на трение могут достигать 200 кВт на каждый подшипник.

Как обычно бывает в технике, перечисленные требования являются противоречивыми в том смысле, что, удовлетворяя полнее одни из них, нет воз-

можности выполнить другие. Например, для обеспечения высокой виброустойчивости и экономичности требуется иметь малые зазоры между шейкой и вкладышем и малое всплытие шейки вала. Но при этом увеличивается нагрев масла и работа подшипника становится чувствительной к перекосам шейки относительно вкладыша, возникает возможность полусухого трения и задеваний, т.е. снижается надежность. Поэтому при проектировании подшипников прибегают к компромиссным решениям, обеспечивая в первую очередь высокую надежность.

Принцип работы опорного подшипника можно уяснить из рис. 3.56. Невращающийся валопровод лежит на нижней половине вкладыша, контактируя с ним по части поверхности вблизи нижней образующей (рис. 3.56, а). Если через подшипник организовать поток масла и начать вращать ротор, то масло будет прилипать к поверхности шейки вала и увлекаться ею. Поскольку масло обладает вязкостью, то оно слой за слоем будет увлекаться под шейку вала и в результате при некоторой частоте вращения между ней и вкладышем появится устойчивая масляная пленка (рис. 3.56, б). Таким образом, всплытие шейки на масляной пленке обеспечивается, во-первых, вязкостью масла и, во-вторых, вращением шейки вала. Необходимо подчеркнуть, что *подъемная сила, возникающая в рассмотренном подшипнике, образуется не за счет давления масла на входе в подшипник, которое обычно составляет*

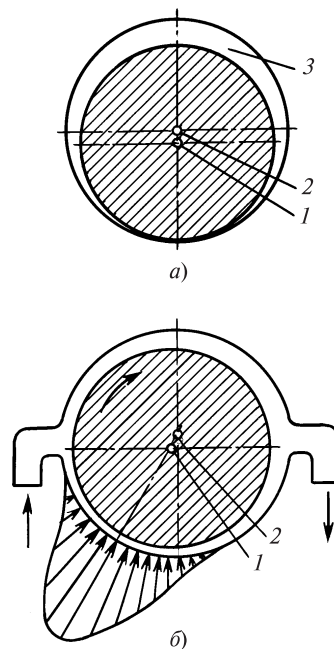


Рис. 3.56. Схемы, поясняющие работу опорного подшипника

а — положение неподвижной шейки вала во вкладыше; *б* — распределение в масляном слое вкладыша с цилиндрической расточкой; 1 — центр шейки; 2 — центр вкладыша; 3 — клиновидный зазор

около 200 кПа, а за счет давления, возникающего в масляном слое. Подшипник скольжения, работающий на этом принципе, называется гидродинамическим.

Если при «плавающей» шейке измерить давление вдоль окружности расточки вкладыша и вычесть из него давление, с которым масло подается к вкладышу, то получится распределение давления, показанное на рис. 3.56, б. Давление масла в узком клиновидном зазоре (клине) между шейкой и вкладышем, начиная от сливного канала, будет возрастать, достигая максимума в радиальном сечении, несколько не доходящем до минимального. Если распределение давления заменить эквивалентной ему силой, то ее вертикальная составляющая будет противодействовать вертикальным силам, в частности силе веса ротора, а горизонтальная составляющая — всем горизонтальным силам, в частности силам трения между слоями масла в масляном слое.

Сила трения между слоями масла зависит от их относительной скорости движения, поэтому устойчивая масляная пленка образуется только при достаточно большой частоте вращения, когда прилипший к поверхности шейки слой масла начнет увлекать соседний слой. При малой частоте вращения масляная пленка либо не образуется совсем, либо периодически исчезает. В соответствии с этим существует постоянно или периодически исчезает контакт шейки и внутренней поверхности вкладыша. При таком режиме работы возникает полусухое (полужидкостное) трение, при котором, если не принять специальных мер, будет выделяться большое количество тепла, происходит износ поверхности вкладыша и, главное, поверхности шейки вала. Именно для уменьшения сил трения при малой частоте вращения внутреннюю поверхность вкладыша заливают антифрикционным сравнительно мягким сплавом — баббитом — сплавом на основе олова.

Для заливки вкладышей подшипников используют только баббит марки Б-83, содержащий 83 % олова, 11 % сурьмы и 6 % меди. Оловянистая основа обеспечивает пластичность и деформируемость баббита под действием силы веса вала и равномерно ее распределяет по поверхности вкладыша. Кроме того, олово обеспечивает высокое сопротивление коррозии и хорошие литейные качества. Сурьма образует в олове твердые включения, придавая баббиту высокое сопротивление истиранию. Добавки меди обеспечивают однородность баббита.

Конструкция расточки вкладыша и организация его маслоснабжения играют решающую роль

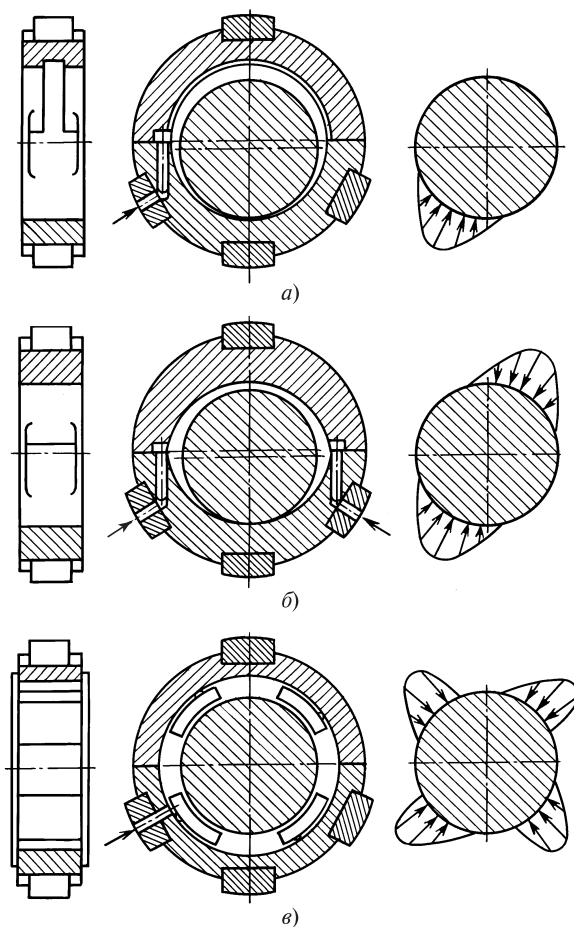


Рис. 3.57. Основные типы опорных подшипников

а — одноклиновой; б — двухклиновой; в — многоклиновой

в удовлетворении перечисленных выше требований. Даже небольшие изменения в форме расточки вследствие износа или отступлений в форме при ремонте могут существенно изменить вибрационные характеристики подшипника.

Существующие конструкции опорных вкладышей можно разделить на одноклиновые (другие используемые названия — цилиндрические, половинные), двухклиновые (эллиптические, лимонные) и многоклиновые (сегментные).

Одноклиновой вкладыш (рис. 3.57) имеет цилиндрическую расточку. При вращении шейки вала под ней образуется один несущий масляный клин. Принцип работы одноклинового подшипника рассмотрен выше. Его конструкция наиболее проста, и поэтому он широко применялся и применяется сейчас для турбин малой и средней мощности.

С ростом мощности турбин и увеличением циркуляционных возмущающих сил (см. подробнее

§ 19.3) работа одноклинового подшипника не обеспечивает устойчивости вращения вала на масляной пленке и возникает интенсивная вибрация. Одной из мер борьбы с ней является использование двухклинового подшипника, имеющего овальную расточку (см. рис. 3.57).

Требуемая овальность вкладыша рассчитывается очень точно и практически выполняется следующим образом. Между половинками вкладыша в раземе устанавливается с каждой стороны прокладка, толщина которой подбирается таким образом, чтобы после выполнения цилиндрической расточки, удаления прокладок и соединения половин вкладыша получить требуемую овальность. Точность изготовления прокладок ± 20 мкм по толщине. Вкладыш растачивается с допуском $+50$ мкм. После сборки подшипника и установки валопровода боковые и верхний зазоры в двухклиновом подшипнике находятся на уровне 0,5 мм.

В двухклиновом подшипнике масляный клин образуется не только в нижней, но и в верхней половине вкладыша. В результате появляется сила, действующая на верхнюю часть шейки вала и препятствующая появлению интенсивной вибрации.

Для турбин очень большой мощности и, главное, на сверхкритические параметры пара применение даже двухклиновых подшипников часто не избавляет от самовозбуждающихся колебаний. В этом случае эффективными становятся многоклиновые, или сегментные, подшипники, схема которых показана на рис. 3.57, в. Шейка вала размещается между несколькими сегментами, которые могут поворачиваться вокруг ребра опирания. К поверхности контакта шейки вала и каждого сегмента подводится масло, которое увлекается шейкой и образует масляный клин. Таким образом, шейка вала как бы удерживается системой масляных клиньев, каждый из которых возникает под своим сегментом. Это препятствует потере устойчивости вращения вала на масляной пленке. Подробнее механизм работы сегментных опорных подшипников рассмотрен в § 19.3.

Использованию многоклиновых подшипников способствует еще одно обстоятельство. С увеличением мощности турбин растут диаметры валов, которые передают ее на генератор, и соответственно увеличиваются диаметры шеек подшипников. Увеличение диаметра шейки приводит к тому, что масло, поступающее в клиновой зазор, из-за его большой окружной скорости быстро турбулизуется, т.е. его слои начинают интенсивно перемешиваться. При этом резко возрастают потери на трение в под-

шипнике. При использовании многоклиновых подшипников масло, поступающее на вход опорного сегмента, не успевает турбулизироваться из-за его малого пути под сегментом. Поэтому многоклиновые подшипники иногда используют не для обеспечения виброустойчивости ее валопровода, а для уменьшения потерь на трение.

Как уже отмечалось, малые радиальные зазоры в турбине и требование высокой виброустойчивости заставляют иметь между шейкой вала и вкладышем очень малые зазоры. Вместе с тем толщина масляной пленки должна перекрывать те микронеровности, которые имеются даже на шлифованной поверхности шейки и пришабренной поверхности вкладыша. Толщина масляной пленки должна быть больше тех механических включений, которые неизбежно имеются в масле после его очистки в фильтрах и масляном баке. Она должна быть достаточной для исключения полусухого трения при неизбежно возникающих перекосах шейки во вкладыше, при изменении температуры масла, частоты вращения и т.д. И, наконец, зазоры во вкладыше и его конструкция должны быть такими, чтобы обеспечить отвод тепла, возникающего за счет трения в масляном слое и идущего по валу от горячих частей турбины. Для выполнения всех этих противоречивых требований, как показывает опыт эксплуатации, необходимо иметь толщину масляной пленки примерно 20 мкм, для чего необходимо иметь диаметральный зазор, составляющий 0,002—0,004 диаметра шейки вала.

Очень важна для хорошего функционирования вкладыша правильная организация снабжения его маслом. На рис. 3.57, а показана длительное время применявшаяся и применяющаяся во многих случаях и сейчас организация маслоснабжения вкладыша. В верхней части вкладыша выполнена масло-раздаточная канавка, позволяющая перепустить масло, подаваемое к вкладышу, сверху вокруг шейки вала и затем подать его в масляный клин. При этом увеличивается расход масла и обеспечивается хорошее охлаждение. Дополнительное улучшение маслоснабжения достигается выполнением на уровне разема осевых выборок — маслораздающих карманов («развалов»), не доходящих до торцов вкладыша. Карманы облегчают вход масла во вкладыш и в масляный клин.

В двухклиновых подшипниках выполнение маслораздаточной канавки не имеет смысла: как показали опыты, в этом случае не только не возникает масляный клин в верхнем полувкладыше, но даже

образуются обширные вакуумные зоны, а смазочный слой теряет свою сплошность и происходит даже подсос воздуха из корпуса подшипника. Поэтому двухклиновые подшипники выполняют без маслораздаточной канавки.

Конструкции опорных подшипников. Типичная конструкция опорного вкладыша подшипника приведена на рис. 3.58.

Вкладыш состоит из двух половин 1 и 3, скрепленных после укладки валопровода четырьмя болтами 2, два из которых выполнены призонными для возможности точного повторения сборки. Вкладыш имеет баббитовую заливку. В верхней половине вкладыша выполнена маслораздаточная канавка 9,

а на уровне разъема в месте подачи масла — маслораздаточный карман 6.

Нижняя половина вкладыша устанавливается на трех колодках 4 с цилиндрической внешней поверхностью. Колодки крепятся к вкладышу винтами. Для возможности центровки расточек вкладыша используются прокладки 5, толщину которых изменяют соответствующим образом. Верхняя колодка используется для плотного зажатия вкладыша (натяг 0,05—0,15 мм) в корпусе подшипника, исключая ослабление натяга при различной температуре корпуса подшипника и вкладыша. Ослабление крепления вкладыша грозит изменением вибрацион-

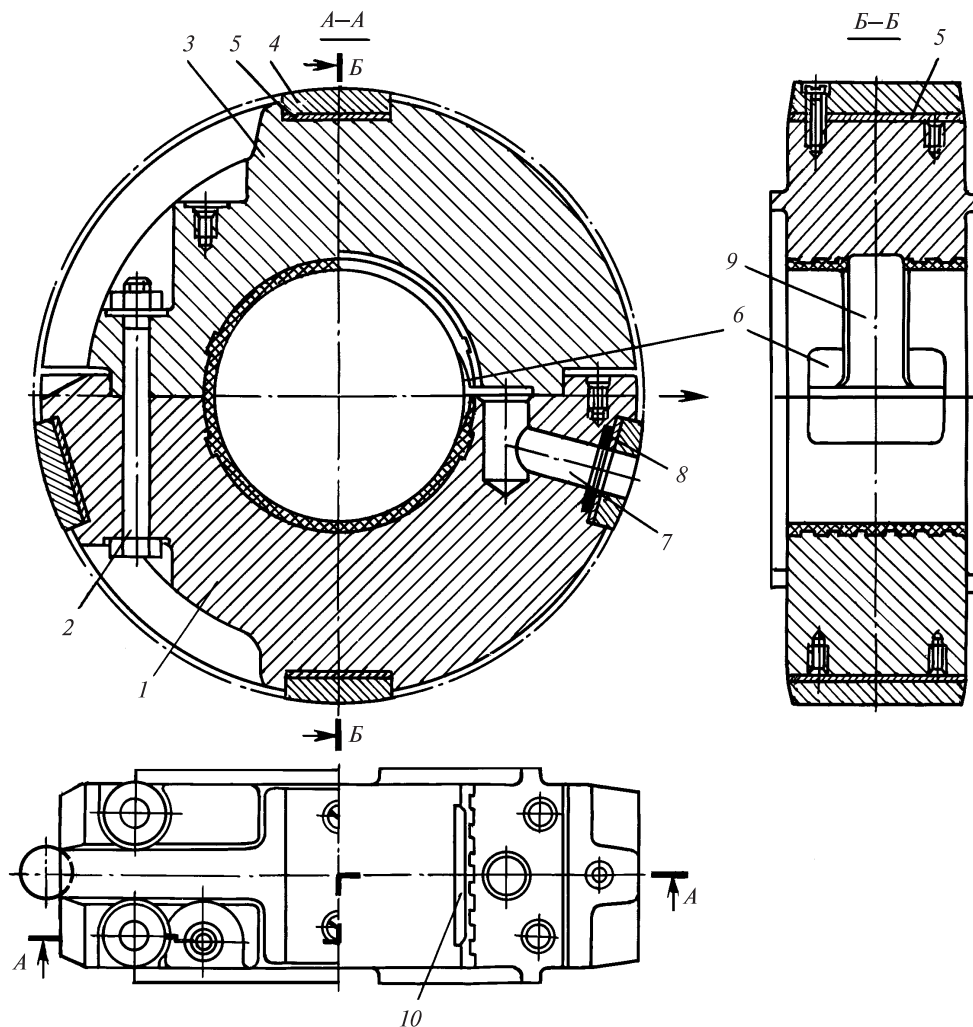


Рис. 3.58. Опорный вкладыш турбин ЛМЗ

ных характеристик валопровода и появлением интенсивной вибрации.

Масло подается по маслопроводу к корпусу подшипника. Оно проходит через отверстие в нем (см., например, рис. 3.55) и затем по каналу 7 подается в маслораздаточный карман 6. По маслораздаточной канавке масло проходит на другую сторону вкладыша и затем под шейку вала. Для возможности регулировки расхода масла на отдельные подшипники турбоагрегата, перед которыми его давление может быть различным, используется ограничительная шайба 8.

Сегментные опорные подшипники в работающих теплофикационных турбинах пока не используются.

3.10.2. Упорные подшипники

Упорный подшипник служит для восприятия результирующего осевого усилия, приложенного к вращающемуся валопроводу, и передачи его на детали статора. Одновременно он фиксирует положение валопровода в турбоагрегате и осевые зазоры в проточной части турбины и уплотнениях. Конструктивно упорный подшипник чаще всего размещают в корпусе вместе с одним из вкладышей опорного подшипника.

В современных паровых турбинах применяют исключительно сегментные упорные гидродинамические подшипники скольжения. Одна из возможных **конструктивных схем** представлена на рис. 3.59.

На валу 1 турбины выполняют упорный диск (гребень) 4, который через масляный слой опирается в зависимости от направления осевого усилия на сегменты 3 или 5, поворачивающиеся около ребер качания 9. Масло для смазки подводится от насоса в коллектор 8, из которого по отверстиям 2 в установочном кольце подается к сегментам 3. Между упорным сегментом и гребнем образуется масляная пленка, препятствующая их контакту. Совокупность корпуса 6 и установленных в нем сегментов называют вкладышем упорного подшипника.

Маслоснабжение сегментов 5 второго ряда может осуществляться либо точно таким же образом (из другого коллектора) либо, как показано на рис. 3.59, перепуском масла по маслопроводу 7 в камеру этих сегментов. Вал в месте выхода из корпуса подшипника уплотняется, и подводимое к вкладышу масло заполняет внутреннюю полость вкладыша и выходит в основной корпус подшипника через отверстия в верхней половине вкладыша.

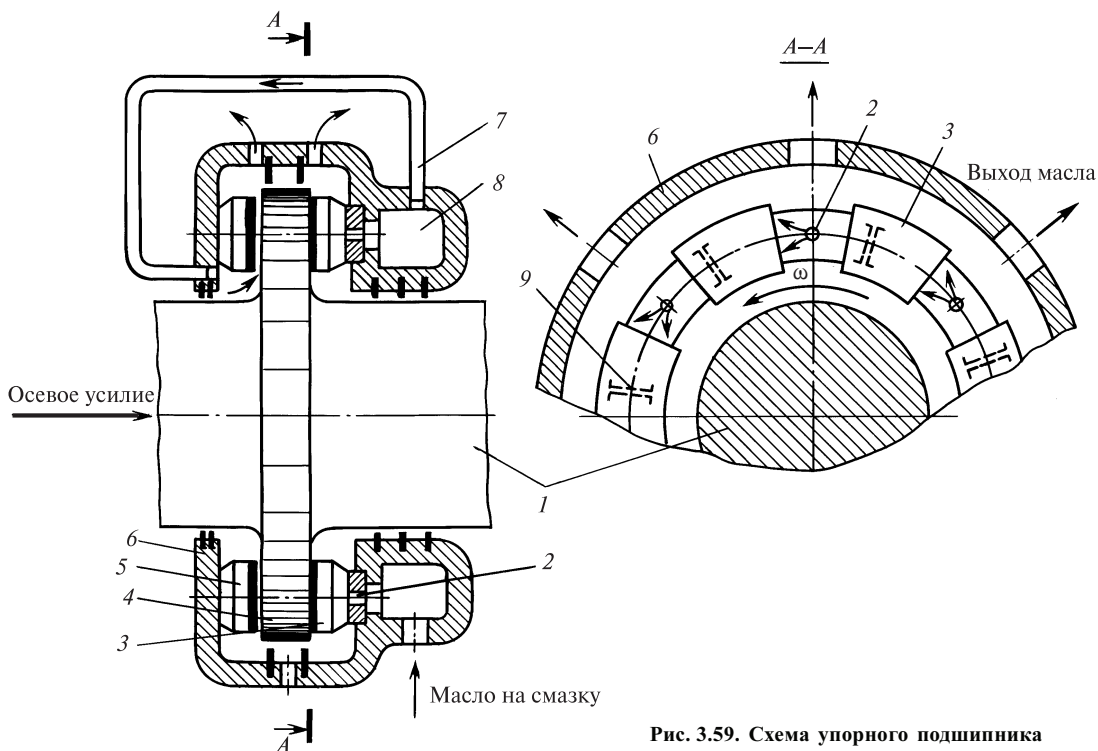


Рис. 3.59. Схема упорного подшипника

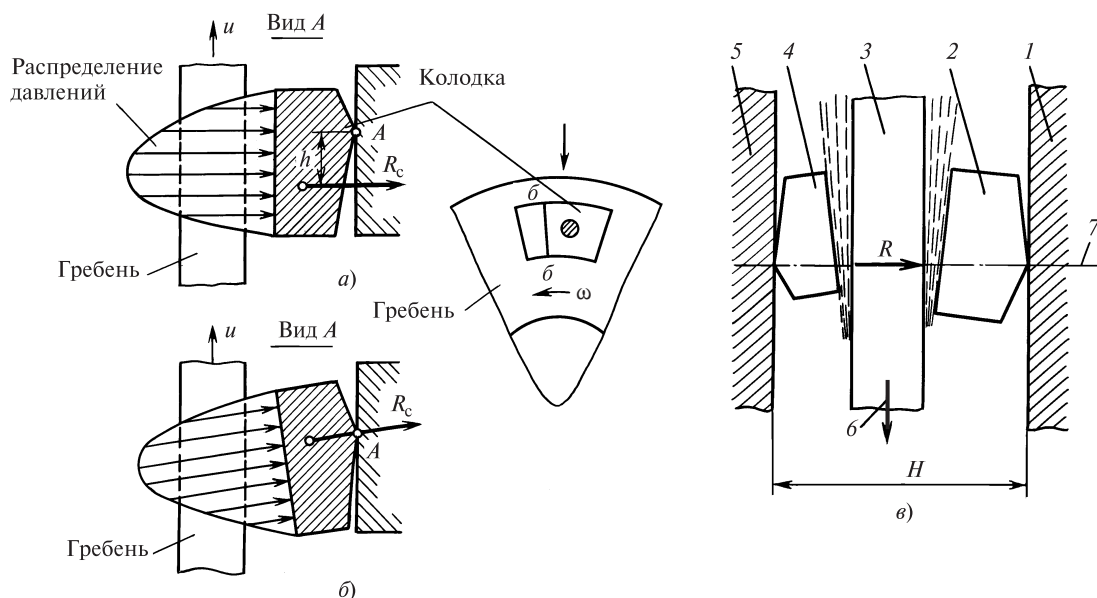


Рис. 3.60. Положение колодок и гребня в упорном подшипнике

a — неустойчивое; *б* — устойчивое; *в* — положение гребня в упорном подшипнике (вид на упорный подшипник сверху); 1, 5 — корпус вкладыша; 2 — рабочий сегмент; 3 — гребень; 4 — установочный сегмент; 6 — направление вектора окружной скорости точки гребня, контактирующей с сегментом; 7 — ось турбины

Принцип работы упорного подшипника можно уяснить из рис. 3.60. Перед началом вращения вкладыш подшипника заполнен маслом. С началом вращения масло, прилипающее к гребню подшипника, увлекается слой за слоем под сегмент, и поскольку свободному осевому смещению гребня от сегмента препятствует осевая сила R , приложенная к ротору, на поверхности сегментов возникает некоторое распределение давления (рис. 3.60, *a*). Для простоты дальнейших рассуждений его можно заменить эквивалентной силой R_c , приложенной к некоторой точке сегмента и поворачивающей его так же, как и распределенное давление.

Если в некоторый момент распределение давления по поверхности сегмента будет таким, как показано на рис. 3.60, *a*, то его положение будет неустойчивым, так как равнодействующая R_c будет работать как рычаг с плечом h вокруг ребра опирания сегмента $б-б$. Поэтому сегмент начнет поворачиваться. Распределение давления при этом будет изменяться. В силу того, что зазор на входной части сегмента увеличится, давление здесь уменьшится; на выходной части сегмента оно, наоборот, возрастет. Ясно, что при этом сама сила R_c не изменится, поскольку не изменилось осевое усилие R и число сегментов. Сегмент будет поворачиваться до тех пор, пока сила R_c не пройдет через ребро опирания $б-б$ и ее плечо h не станет равным нулю. Это и бу-

дет устойчивое положение сегмента, при котором между поверхностями гребня и сегмента образуется суживающийся канал — клин, по которому непрерывно проходит свежее масло, поступающее из отверстий 2 (см. рис. 3.59). Раскрытие клина автоматически изменяется с изменением осевого усилия R : чем больше осевое усилие, приложенное к ротору, тем сильнее раскрывается клин и больше равнодействующая R_c на каждом сегменте.

Условия работы упорных подшипников и требования к ним. Рассмотренная выше схема упорного подшипника (рис. 3.59) предполагает, что осевое усилие, действующее на валопровод, всегда приложено в одну сторону. Однако даже при этом следует ограничить возможность перемещения валопровода в противоположную сторону, так как случайный сдвиг на несколько миллиметров даже при монтаже или наладке может привести к повреждению тонких гребешков концевых и диафрагменных уплотнений. Тем более необходимо иметь упорные сегменты с противоположной стороны для мощных современных теплофикационных турбоагрегатов, в которых из-за различий в изготовлении, монтаже и из-за других причин направление осевого усилия может изменяться от режима к режиму или от турбины к турбине даже при одинаковой нагрузке. Поэтому все упорные подшипники выполняются с двумя рядами упорных сегментов, распо-

женными с противоположных сторон гребня. Иногда валопровод снабжают двумя гребнями, каждый из которых имеет только одну рабочую поверхность, опирающуюся на свой ряд упорных сегментов.

При работе подшипника с двумя рядами рабочих сегментов (рис. 3.60, в) масляные клинья возникают на сегментах обоих рядов. При этом осевые (рабочие) сегменты оказываются нагруженными не только осевым усилием R , приложенным к валопроводу, но и дополнительными силами, приложенными к гребню со стороны дополнительных (установочных) сегментов.

Величина возможного перемещения валопровода между рядами упорных сегментов называется осевым разбегом в упорном подшипнике. Чем больше разбег, тем меньше подгрузка рабочих сегментов за счет установочных. Однако разбег нельзя делать чрезмерно большим, так как это может привести к задеваниям в проточной части и появлению больших ударных нагрузок на сегменты при изменении знака осевого усилия (например, при резких изменениях нагрузки в многоцилиндровых турбинах с промежуточным перегревом пара. Малый осевой разбег также опасен, и не только потому, что появляется дополнительное усилие от неработающего ряда сегментов. При малом разбеге и требуемом в соответствии с нагрузкой повороте сегментов зазор между ними и гребнем уменьшается. Уменьшается при этом и расход масла под сегмент, и оно сильно разогревается. Вслед за маслом нагревается и сегмент, поверхность которого становится неплоской. В результате перегрева масляная пленка теряет свою несущую способность и пропадает. Гребень входит в контакт с сегментами, и за счет выделения большого количества тепла происходит либо мгновенное выплавление баббитовой заливки сегментов (если она имеется), либо быстрый их износ. Происходит осевой сдвиг ротора, и если он больше осевых зазоров, то возникают осевые задевания вращающихся деталей о неподвижные, что приводит к тяжелой аварии.

Поэтому осевой разбег в упорном подшипнике устанавливают так, чтобы толщина масляной пленки на выходе из сегментов была не меньше 40—60 мкм, среднее давление на сегмент не превышало 2—4 МПа, а температура баббитовой заливки была не больше 100 °С. Чем выше качество изготовления гребня и упорных сегментов (выше чистота поверхности гребня и меньше биение и конусность гребня), чем чище масло (мал размер твердых частиц в нем), чем меньше вибрация и возможные

в условиях эксплуатации перегрузки, тем большие удельные давления и меньшие зазоры, а следовательно, и осевой разбег можно допустить в подшипнике. Обычно при сборке упорного подшипника устанавливают осевой разбег в 0,5—0,6 мм, а при работе он составит 0,3—0,4 мм.

Работа упорного подшипника должна быть абсолютно надежной, так как выход его из строя влечет, если не сработает соответствующая защита, тяжелейшую аварию.

Даже небольшой ремонт упорного подшипника, связанный с его вскрытием, приводит к большим потерям из-за необходимости длительного остывания турбины и простоя.

Конструкция упорных сегментов. Упорные сегменты являются основными деталями упорного подшипника, определяющими качество его работы.

Размеры упорных сегментов определяются тем средним давлением, которое допустимо, т.е. $q = R_c / F$, где F — площадь сегментов.

При обычном изготовлении допустимая нагрузка на сегмент составляет 1,5—2 МПа. При тщательном изготовлении гребня и сегментов и их сборке можно допустить $q = 3,5—4$ МПа.

Несущая способность упорного подшипника зависит не только от удельного давления, но и от формы сегментов, способа их опирания, их общего числа и других факторов. Она обеспечивается при вполне определенном соотношении размеров сегмента (рис. 3.61): $B/L \approx 1$; $h/B \approx 0,5$. Радиальное ребро, к которому подводится свежее масло, называется входным, в противоположное — выходным. Центральный угол образованный входным и выходным ребрами, составляет 28—35°.

Поверхность сегмента, обращенная к упорному гребню, заливается слоем баббита толщиной примерно 1,5 мм. Для лучшего прилегания баббитовой заливки в сегменте выполняются пазы типа «ласточкин хвост». Для равномерного прилегания сегментов к гребню их периодически подшабривают, и поэтому толщина баббитовой заливки постепенно уменьшается. При ее уменьшении до 0,8—0,9 мм сегменты перезаливают новым слоем баббита.

Роль баббитовой заливки в упорных и опорных подшипниках различна. В опорных вкладышах баббит имеет роль антифрикционного материала, необходимого при работе в режиме полусухого трения. В большинстве упорных подшипников сегменты расположены в масляной ванне, и режима полусухого трения практически не возникает. Поэтому не-

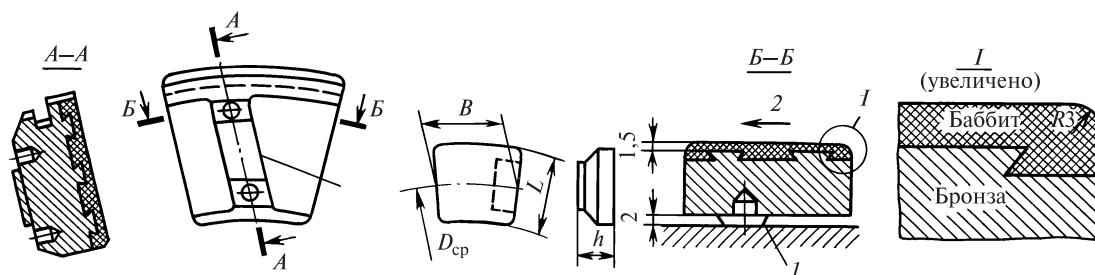


Рис. 3.61. Упорный сегмент

1 — ребро качания; 2 — направление вращения упорного диска

которые турбинные заводы изготовляют сегменты вообще без баббитовой заливки. В большинстве случаев сегменты выполняют с баббитовой заливкой. При внезапном увеличении осевого усилия до недопустимого значения, когда гребень входит в контакт с поверхностью сегмента, происходит почти мгновенное выплавление баббита и валопровод резко перемещается на 1—1,5 мм. Этот осевой сдвиг валопровода используется в качестве сигнала для защиты турбины от дальнейшего осевого смещения валопровода в ней, когда в контакт уже могут войти вращающиеся и неподвижные элементы проточной части или уплотнений.

Каждый упорный сегмент подвешивается на двух штифтах и контактирует с подкладным кольцом только по ребру качания (см. рис. 3.61), вокруг которого он свободно поворачивается при изменении осевого усилия. Ребро качания выполняют параллельно выходному ребру упорного сегмента. Это обеспечивает одинаковость зазора по выходному ребру при повороте сегмента, более равномерное распределение давления по его поверхности и его меньший износ. Ребро качания располагают не на середине сегмента, а ближе к выходному ребру (примерно на расстоянии $0,6B$). Это, с одной стороны, исключает возможность опрокидывания сегмента с закрытием масляного клина, а с другой, при повороте сегмента не уменьшает зазор на выходе столь сильно, чтобы происходил износ выходной части сегмента.

При нормальной работе упорного подшипника основное выделение тепла происходит в масляном слое. Часть этого тепла уносится потоком масла, а часть передается сегменту. Слои сегмента, прилегающие к баббитовой заливке, нагреваются и расширяются сильнее, чем слои у ребра качания. В результате первоначально плоская рабочая поверхность сегмента приобретает цилиндрическую форму

с образующими, параллельными ребру качания. Чем больше неравномерность температур по толщине сегмента, тем сильнее он деформируется и тем меньше его несущая способность. Для уменьшения неравномерности температур сегменты выполняют из материалов, обладающих высокой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения. В качестве таких материалов используют сплавы на основе меди — бронзу и латунь. Иногда для сегментов используют даже чистую медь.

При одной и той же суммарной поверхности сегментов, обеспечивающих некоторое среднее удельное давление, можно выполнить либо большое число мелких сегментов, либо малое число больших. При малом их числе увеличиваются размеры подшипника, а при большом — затрудняется охлаждение: при плотном расположении сегментов горячее масло из-под сегмента не успевает перетечь в корпус и подмешивается к холодному маслу, подаваемому под следующий сегмент. Расчеты и опыт эксплуатации показали, что оптимальное число упорных сегментов в подшипнике составляет от шести до восьми.

Конструкции упорных подшипников. На рис. 3.62 показана типичная конструкция вкладыша подшипника турбины, осевое усилие в которой направлено всегда в одну сторону (слева направо).

Вкладыш подшипника выполнен комбинированным: он состоит из двух половин 17 и 18 и включает в себя опорную и упорную части. В последней помещены два разъемных по диаметру установочных кольца 2 и 3, закрепляемых во вкладыше стопорными шайбами 6. На установочных кольцах на штифтах 10 свободно устанавливаются рабочие 7 и установочные 8 сегменты. Для точной регулировки осевого разбега служит металлическая прокладка 9.

Вкладыш устанавливается в обойме 19, также состоящей из двух половин, скрепляемых болтами

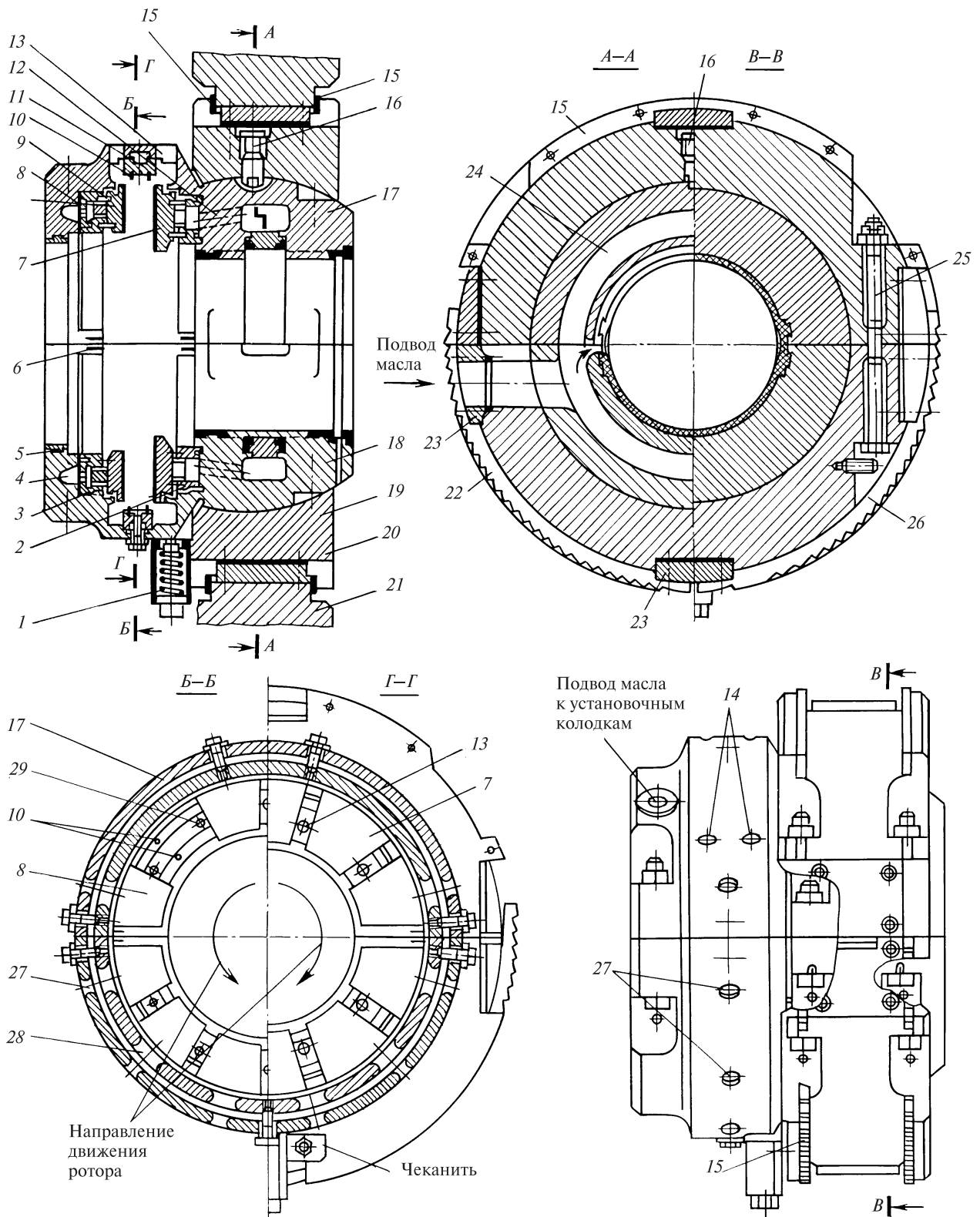


Рис. 3.62. Опорно-упорный подшипник

25. Поверхность вкладыша выполнена сферической, что позволяет несколько поворачивать вкладыш при монтаже, добиваясь строгой параллельности рабочих плоскостей сегментов и упорного гребня, обеспечивая тем самым одинаковость загрузки сегментов. Для исключения поворота вкладыша в обойме при монтаже под действием силы веса упорной части иногда используют амортизатор 1. После регулировки положения вкладыша его стопорят штифтом 16, на конце которого выполнены две параллельные лыски, а во вкладыше — прорезь, в которую входит конец штифта.

После окончательной регулировки прилегания упорных сегментов к гребню вкладыш закрепляют в обойме с натягом 0,04—0,1 мм. В рабочих условиях натяг увеличивается из-за большего нагрева вкладыша, чем обоймы. Таким образом, рассматриваемая конструкция является жесткой в том смысле, что при изменении наклона упорного гребня усилия, действующие на отдельные сегменты, не выравниваются.

Обойма помещается в корпус подшипника 21 на колодках 23 и центруется с помощью прокладок 20, установленных под ними.

Осевое положение обоймы вместе с закрепленным в ней вкладышем и расположенным между сегментами 7 и 8 гребнем валопровода регулируется с помощью установочных колец, каждое из которых состоит из двух нижних 22 и 26 и одной верхней 15 частей. Для того чтобы сместить валопровод (например, для установки осевых зазоров в проточной части), надо снять крышку корпуса подшипника, разболтить обойму и снять крышку вместе с привинченными к ней полукольцами 15. Затем, зацепив за внешние зубурины, можно при установленном роторе «выкатить» установочные кольца 22 и 26. Если, например, необходимо сместить валопровод вправо, то толщина всех трех частей 15, 22 и 26 правого установочного кольца (см. основной вид на рис. 3.62) уменьшается, а левого увеличивается. Затем осуществляется сборка в обратной последовательности.

Масло для смазки подается через боковую колодку 23 в кольцевую полость 24. Из нее осуществляется смазка шейки вала точно так же, как описано выше (см. описание опорного подшипника, показанного на рис. 3.58).

Масло для смазки рабочих упорных сегментов из кольцевой полости 24 проходит по наклонным

сверлениям 13 и подается к выходным ребрам каждого из сегментов 7.

Масло к установочным упорным сегментам 8 подается из камеры 4, куда оно подводится отдельным маслопроводом, по отверстиям 29.

Уплотнение 5, выполненное в виде кольцевой баббитовой заливки, не дает маслу вытекать из камеры установочных сегментов. Таким образом, подаваемое масло заполняет вкладыш упорного подшипника и через шесть отверстий 14 вытекает в корпус подшипника.

Для уменьшения потерь трения вокруг цилиндрической поверхности гребня устанавливается разъемное кольцо 12, в котором закреплены гребешки уплотнения 11. Масло, попавшее между гребешками, дренируется через отверстия 28 и 27, выполненные в нижних половинах уплотнительного кольца и корпуса вкладыша.

Основной недостаток рассмотренной конструкции — фиксированное положение вкладыша во время работы, при котором вследствие поворота упорного гребня усилия, действующие на отдельные упорные сегменты, могут отличаться в 2—2,5 раза.

На рис. 3.63 показан опорно-упорный подшипник с центральным расположением опорного вкладыша, выполненного как одно целое с двумя корпусами упорных подшипников, расположенных симметрично. Такая конструкция целесообразна для мощных современных турбин с промежуточным перегревом пара, в которых осевое усилие может менять свое направление. Валопровод имеет два упорных гребня.

Вкладыш 5 состоит из двух половин, скрепленных восемью чистыми болтами. Вкладыш устанавливается между двумя половинами обоймы 6 со сферической внутренней расточкой. Сферическая поверхность служит для установки плоскости упорных сегментов 3 и 14 параллельно плоскости упорных гребней во время сборки. После сборки половины обоймы фиксируются по отношению друг к другу штифтами 18 и скрепляются шпильками. Для исключения возможности вращения вкладыша в обойме в ее нижней половине устанавливается стопорный штифт 15 с лысками, работа которого описана выше.

Упорные сегменты свободно подвешиваются на разъемных установочных кольцах 2 и 12. Осевой разбег устанавливается с помощью регулировочной прокладки 11. Обойма с закрепленным в ней

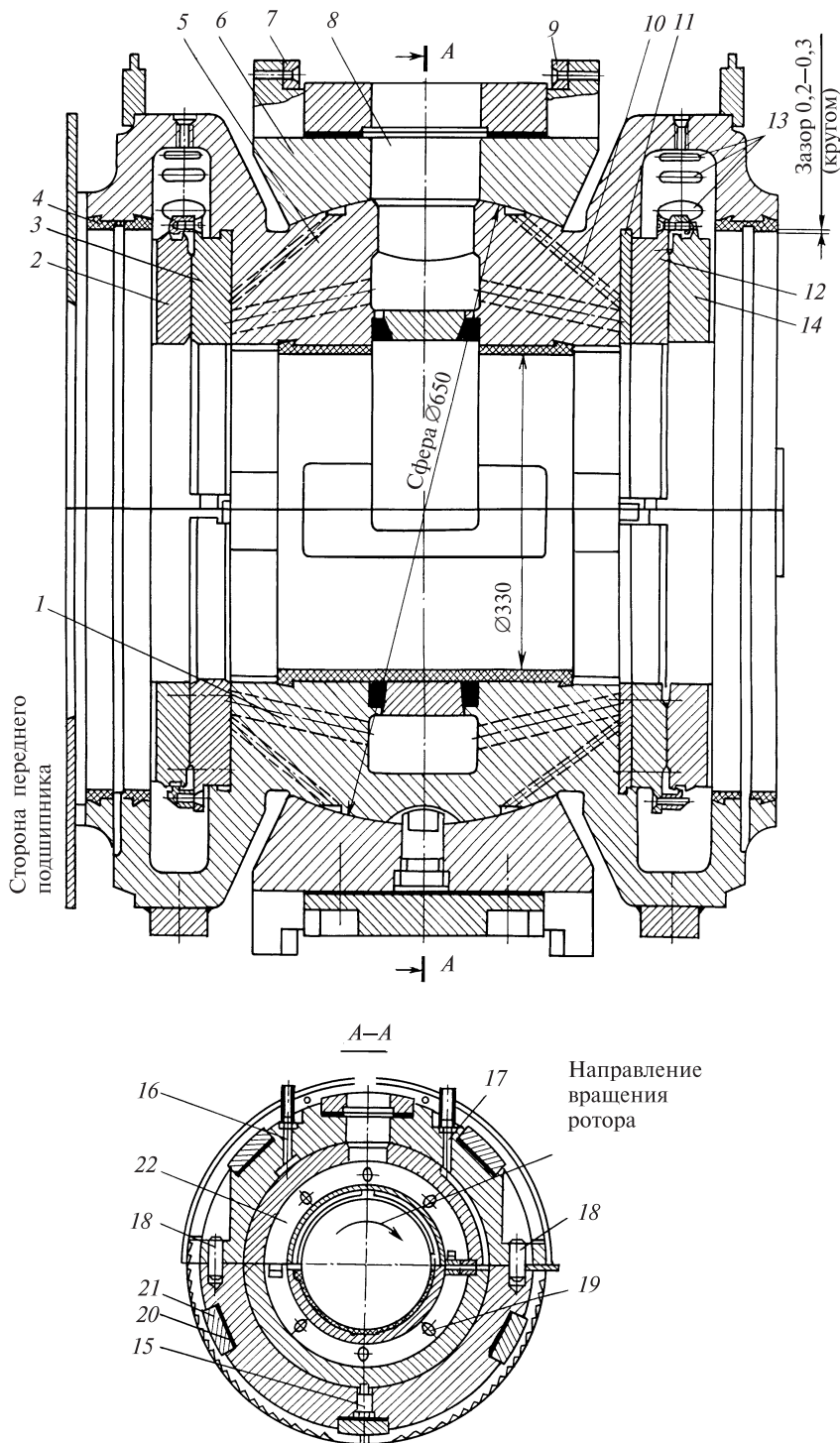


Рис. 3.63. Опорно-упорный подшипник турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

вкладышем помещается на три колодки 21 и центруется с помощью прокладок 20. Верхняя колодка служит для плотного зажатия обоймы в корпусе подшипника. Осевое положение обоймы с вкладышем и всем валопроводом регулируется кольцами 7 и 9, состоящими из трех частей. Их использование для регулировки осевого положения валопровода, описанного выше.

Масло к подшипнику подается из аварийной емкости (не показанной на чертеже) по вертикальному каналу 8 в кольцевую плоскость 22, откуда оно проходит к шейке вала и через отверстия 19 по сверлениям 1 и отверстиям в установочных кольцах 4 и 12 и в прокладке 11 индивидуально к каждому упорному сегменту. Плоскости упорных сегментов уплотнены баббитовыми заливками 2.

Корпуса упорных подшипников с вращающимся гребнем и непрерывными подачей и сливом масла представляют собой сложную гидродинамическую систему, в отдельных зонах которой могут возникать вакуумные зоны со вскипанием масла и выделением из него растворенного воздуха. Это может привести к нарушению масляной пленки между гребнем и упорными сегментами. Этому, в частности, способствует дросселирование масла при подводе (см. поз. 8 на рис. 3.55). В рассматриваемой конструкции регулирование расхода масла и регулирование его давления в подшипнике осуществляется не дроссельной диафрагмой на входе, а специальными винтами, ввинчиваемыми в отверстия 13, через которое масло покидает корпус упорного подшипника. Таким путем удастся избежать образования вакуумных зон.

В аварийных ситуациях, связанных с прекращением подачи масла в аварийную емкость, масло в подшипник по каналу 8 не подается. После отключения генератора от сети во время выбега валопровода масло по трубке аварийной подачи (см. рис. 3.55) по каналу 17 подается на смазку опорной части, а по каналу 16 и наклонным сверлениям 10 — на смазку упорных сегментов.

3.10.3. Корпуса подшипников и их соединение с турбиной

Корпуса подшипников, иногда называемые опорами валопровода, в которые помещаются вкладыши, можно разделить на три вида: встроенные, выносные и приставные.

Встроенные корпуса подшипников, или просто встроенные подшипники, выполняют совместно с выходным патрубком цилиндра (рис. 3.64). Во внутренний обвод нижней части выходного патрубка с помощью косынок, ребер и подкосов вваривается нижняя часть корпуса подшипника. Таким образом, встроенный подшипник представляет собой единое целое с корпусом турбины. Внутри нижней части корпуса подшипника вваривают полукольца, на которые опираются колодками вкладыши опорных подшипников.

Верхняя часть корпуса такого подшипника делается съемной и прикрепляется к нижней фланцевым соединением. Корпус подшипника располагают как можно ближе к последней ступени для сокращения осевого габарита турбоагрегата. Крышка корпуса подшипника опускается после установки валопровода и крышки корпуса цилиндра. В тех случаях, когда нет возможности опустить крышку подшипника и продвинуть ее внутрь обвода выходного патрубка, ее выполняют с вертикальным разъемом и закрывают по частям. Выше был показан способ подвода масла к подшипнику, раздачи на вкладыши и слива из них (см. рис. 3.33).

Встроенные подшипники используют только там, где температура примыкающего цилиндра невелика и идущее по его металлу тепло не может сильно нагреть корпус подшипника. В основном они используются для опирания роторов ЦНД.

Выносные корпуса подшипников, или просто выносные подшипники, выполняют отдельно стоящими на фундаментных рамах. Они не связаны жестко с корпусами цилиндров, и их применяют в двух случаях: когда температура примыкающего цилиндра высока или когда велики деформации цилиндра и их нежелательно передавать на опоры валопровода и, следовательно, на сам валопровод. Первый случай характерен для ЦВД и ЦСД, второй — для ЦНД очень мощных турбин с развитыми выходными патрубками.

На рис. 3.65 показан корпус выносного подшипника сварной конструкции, устанавливаемого между цилиндрами турбины. Нижняя половина корпуса 13 помещается на фундаментную раму. Шпонки 1 позволяют совместить вертикальные плоскости корпуса подшипника и примыкающих цилиндров. При пуске вследствие прогрева корпуса турбины расширяются, и их лапы, удерживаемые от отрыва прижимными скобами 4, через поперечные шпонки 3 передают движение на корпус подшипника, перемещающийся по направляющим 5 продольных шпонок, установленных на фундаментных рамках.

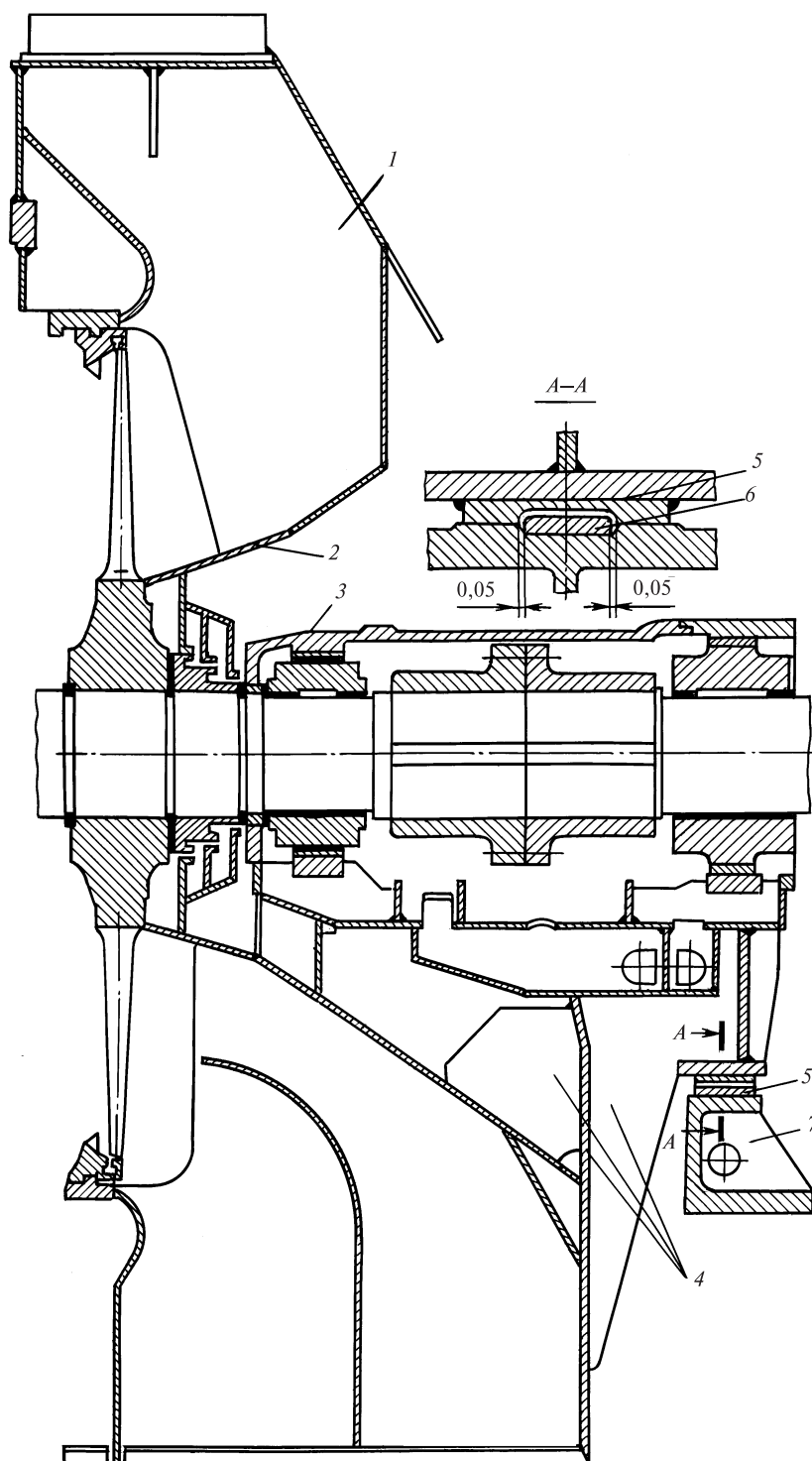


Рис. 3.64. Встроенный подшипник

1 — выходной патрубок; 2 — внутренний (конический) обвод патрубка; 3 — крышка корпуса подшипника; 4 — ребра; 5 — шпоночный паз; 6 — шпонка; 7 — фундаментная рама

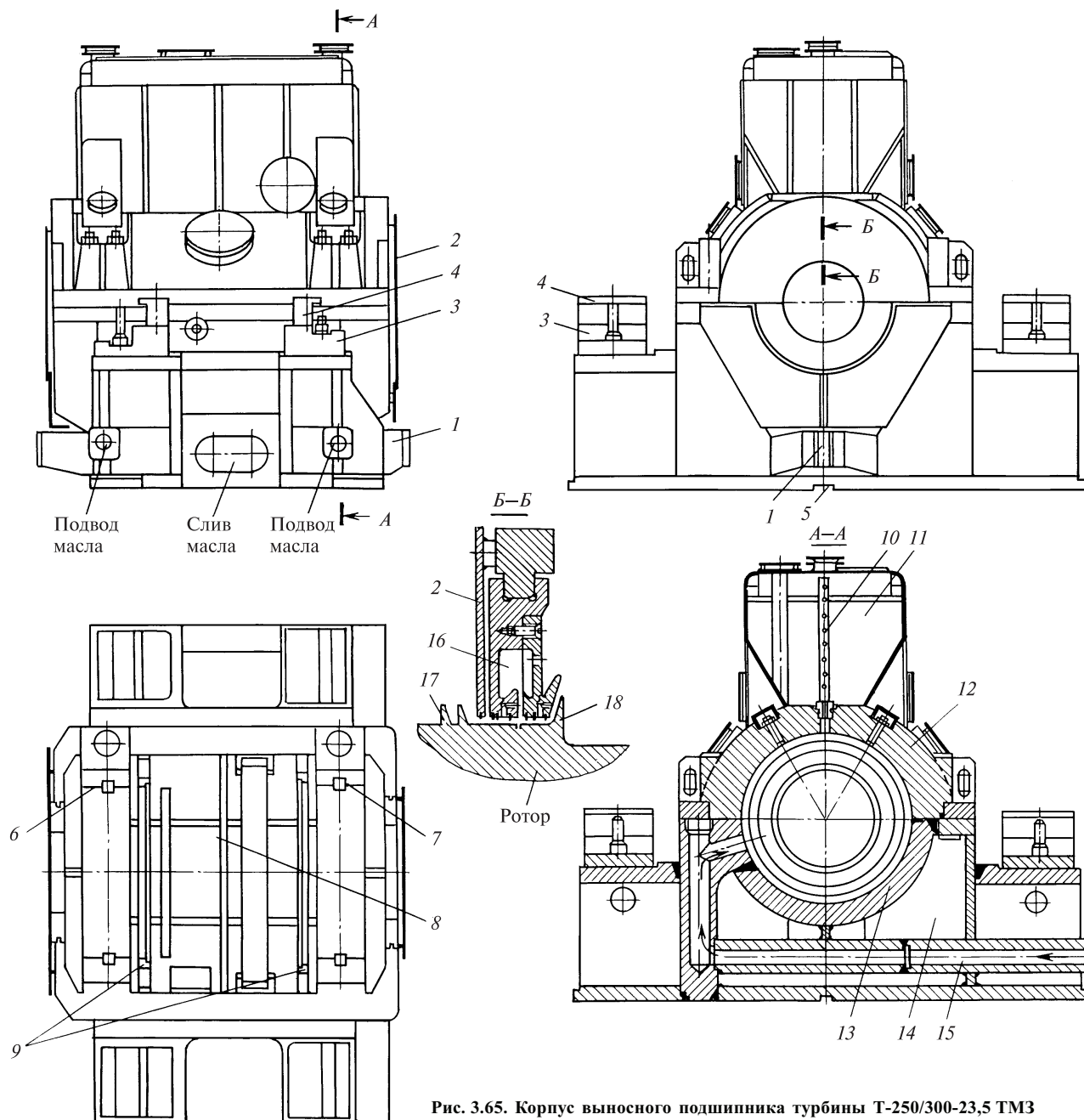


Рис. 3.65. Корпус выносного подшипника турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

В расточках 6 и 7 располагают вкладыши опорных подшипников, а в пространстве 8 между ними — соединительную муфту. После укладки валопровода корпус подшипника закрывается крышкой 12. Масло к каждому из вкладышей подается по каналам 15. Для того чтобы масло из вкладышей не попадало на муфту, которая при своем вращении будет его вспенивать, вследствие чего масло будет насыщаться

воздухом, в расточки 9 устанавливают разделительные перегородки. Масло, вытекающее из торцов подшипника в пространство 14, собирается на дне его корпуса и направляется в масляный бак.

Корпус подшипника должен быть плотным и не должен допускать утечки из него масла или, наоборот, попадания в него пара или капель воды. В первом случае может возникнуть пожар, во втором бу-

дет происходит обводнение масла и его быстрое старение, требующее замены или регенерации. Поэтому корпус подшипника снабжают масляным уплотнением (сечение $B-B$). Масло, текущее вдоль ротора, маслоотбойным выступом 18 отбрасывается внутрь корпуса подшипника, а масляные брызги и пыль попадают в ловушку 16, соединенную (так же, как и отдельные секции лабиринтового уплотнения) с внутренним пространством корпуса подшипника, где специальным эксгаустером поддерживается небольшое разрежение (см. § 4.1). Для исключения попадания пара из концевой уплотнения турбины в корпус подшипника устанавливаются паротбойные кольца 17. Экраны 2 уменьшают тепловой поток от изоляции горячего корпуса турбины на корпус подшипника.

На крышке корпуса подшипника установлена аварийная емкость 11, из которой масло по дозирующей трубке 10 подается при авариях и неполадках в системе маслоснабжения.

В корпусах подшипника и цилиндра помещается единый валопровод. Поэтому оси вкладышей под-

шипников и диафрагм должны всегда совпадать. В конструкциях цилиндров со встроенными подшипниками центровка осуществляется перед приваркой нижней части корпуса подшипника к корпусу турбины и после установки соответствующих прокладок под установочные колодки вкладышей или обойм опорных подшипников. В дальнейшем центровка сохраняется при всех режимах. Выносные подшипники должны быть присоединены к корпусу турбины так, чтобы при любых их температурах сохранялась центровка, а их расширение относительно друг друга было свободным. Для этого используется система шпоночных соединений, обеспечивающих совпадение горизонтальной и вертикальной плоскостей корпусов подшипника и турбины.

Внешние корпуса цилиндров, сочленяемых с выносными подшипниками, выполняют с лапами (см., например, рис. 3.26), а корпуса подшипников — с боковыми площадками — стульями 4 (рис. 3.66), на которые опускается и в дальнейшем опирается кор-

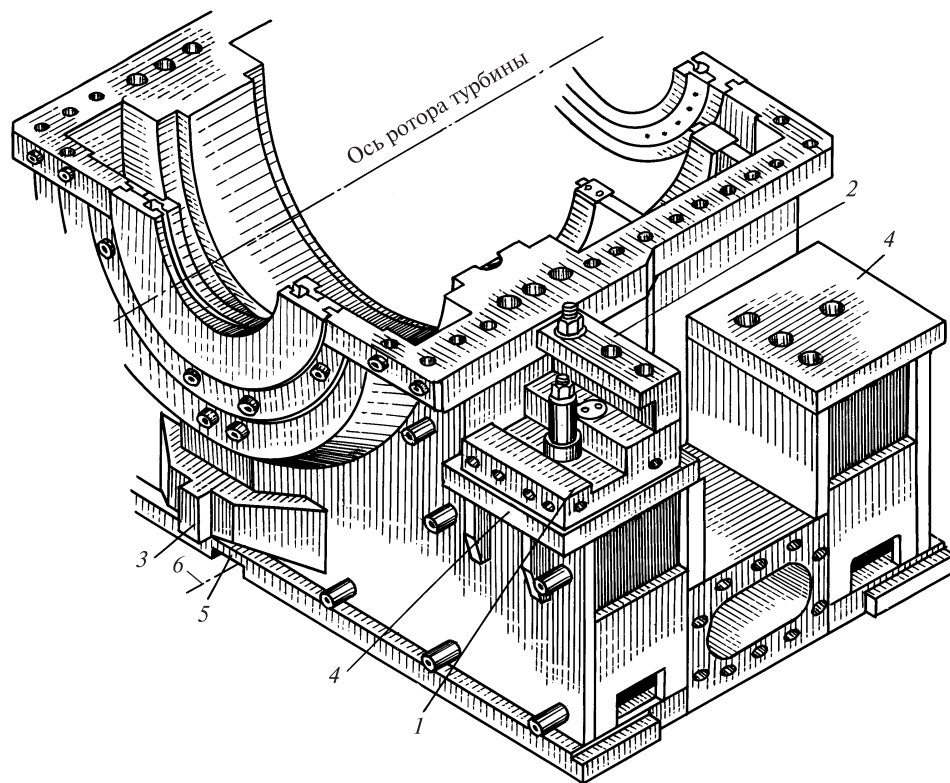


Рис. 3.66. Общий вид нижней половины корпуса среднего подшипника турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — поперечная шпонка; 2 — прижимная скоба; 3 — вертикальная шпонка; 4 — опорная площадка для поперечной шпонки; 5 — шпоночный паз под продольную шпонку; 6 — ось продольных шпонок

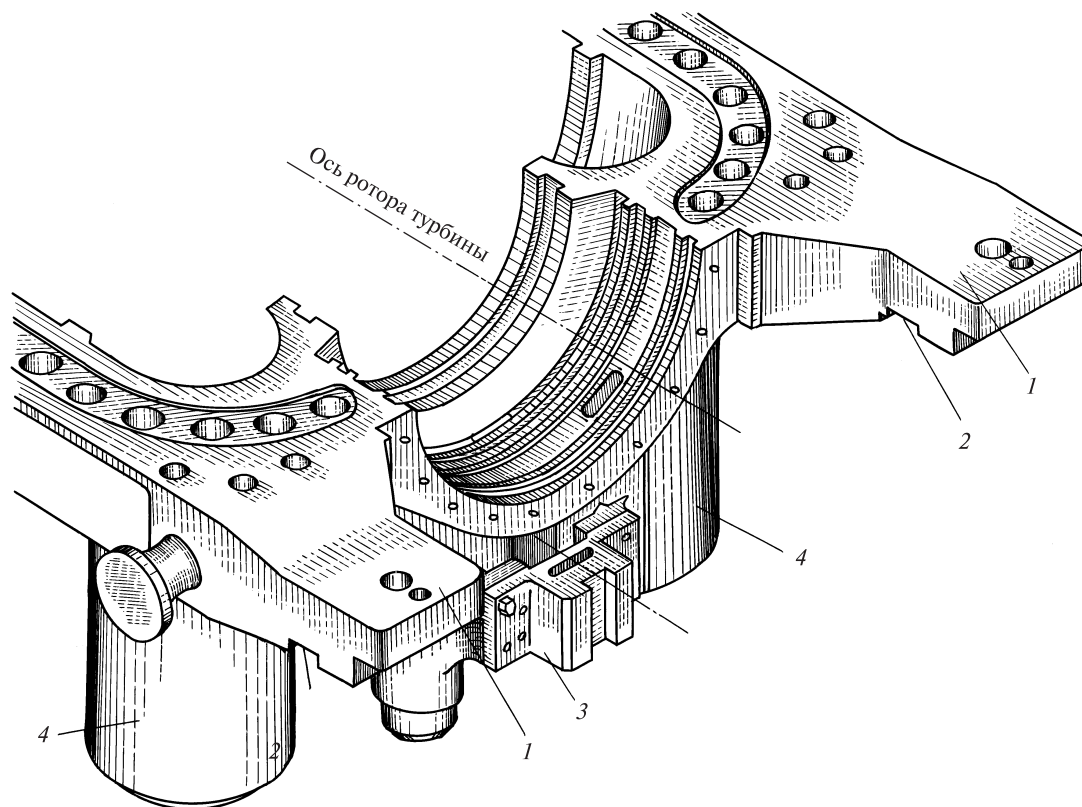


Рис. 3.67. Выходная часть корпуса ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — лапы; 2 — шпоночные пазы под поперечные шпонки; 3 — шпоночный паз под вертикальную шпонку; 4 — выходные патрубки ЦВД

пус своими лапами. Высота ступей подбирается так, чтобы совместить горизонтальные плоскости корпусов подшипника и цилиндра, проходящие через их оси, во время работы турбины. Для этого при монтаже допускают умышленную точно рассчитанную расцентровку: оси внешнего корпуса турбины (или его внутреннего корпуса, или обоймы) располагают ниже оси ротора с таким расчетом, чтобы при работе, когда внешний корпус разогреется, обеспечивалась центровка. В частности, на рис. 3.66 видны два из четырех ступей со специальными пластинами, в которых выполнены шпоночные пазы и на которые кладутся два соседних корпуса своими лапами. Для исключения отрыва лап корпуса от ступей используют прижимные скобы 2, устанавливаемые по отношению к лапам с небольшим зазором и не препятствующие их поперечному расширению.

Для совмещения вертикальных плоскостей корпусов цилиндра и подшипника используют вертикальную шпонку 3 (рис. 3.67), входящую в соответствующий паз на корпусе турбины.

Таким образом, соединение корпусов турбины и подшипника с помощью подвески на ступях и вертикальной шпонки обеспечивает их центровку при любых режимах работы с сохранением свободы тепловых расширений.

Все корпуса подшипников, а также цилиндров, устанавливаемых непосредственно на фундамент, помещают строго на одной линии с помощью продольных шпонок, привинчиваемых к фундаментным рамам. Шпоночные пазы 5 (см. рис. 3.66) служат для сопряжения корпусов подшипников и этих шпонок.

На рис. 3.68 показано опирание лап корпуса на ступля подшипника, а на рис. 3.69 сопряжение лапы и стула подшипника. Необходимое положение го-

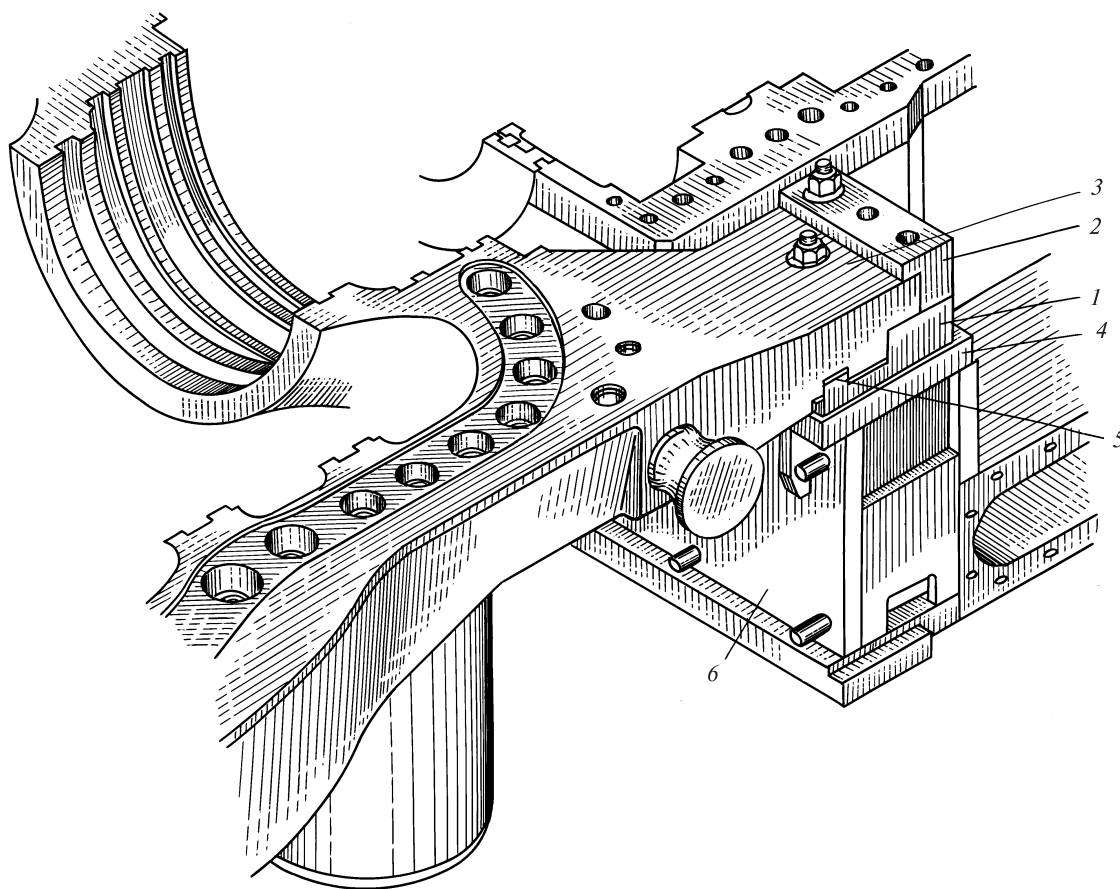


Рис. 3.68. Опираие корпуса ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ на корпус среднего подшипника

1 — пластина со шпонкой; 2 — прижимная скоба; 3 — фланец; 4 — опорная пластина; 5 — шпоночное соединение; 6 — корпус подшипника

ризонтовой плоскости разьема корпуса (рис. 3.69) обеспечивается прокладкой 4, по которой скользит лапа в поперечном направлении вдоль шпоночного соединения *a*. Основным элементом соединения является поперечная шпонка, входящая в шпоночный паз на лапе корпуса. Тепловые зазоры 0,04—0,08 мм (в данном случае 0,05 мм) в шпоночном соединении не препятствуют поперечному (по отношению к вертикальной плоскости) смещению лап относительно ступей подшипника.

Прижимная скоба препятствует отрыву лапы от плоскости опирания. Он может произойти под действием сил от нескомпенсированных тепловых расширений паропроводов, присоединенных к корпусу турбины, или от реактивного крутящего момента, приложенного к корпусу турбины через сопловые

лопатки, диафрагмы и обоймы. Вместе с тем скоба не препятствует расширению лапы вдоль поперечной шпонки, так как между ней и лапой оставляют тепловой зазор 0,06 — 0,08 мм.

Рассмотренная конструкция соединения корпусов подшипника и турбины не обеспечивает строгой центровки на всех режимах работы. Связано это с тем, что плоскость опирания нижней половины корпуса турбины отстоит на некотором расстоянии от плоскости разьема. Поэтому если при каком-либо режиме, например при номинальном, специально введенная монтажная расцентровка обеспечивает совпадение плоскости разьема с осью ротора, то при другом режиме, когда температура поперечной шпонки или лапы будет другой, центровка нару-

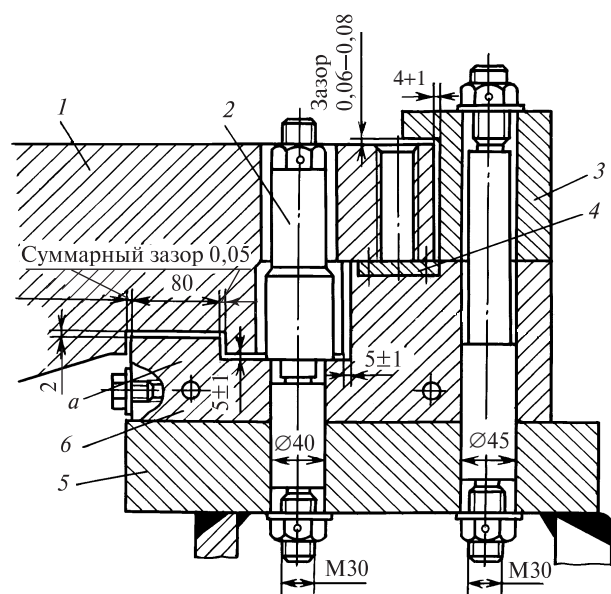


Рис. 3.69. Узел сопряжения лапы и корпуса подшипника в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — фланец; 2 — специальный болт; 3 — прижимная скоба; 4 — прокладка; 5 — опорная пластина; 6 — пластина со шпонкой

шится из-за различных вертикальных температурных перемещений шпонки и лапы.

На рис. 3.66 видна вертикальная шпонка 3, а на рис. 3.67 шпоночный паз 3 под нее для совмещения вертикальных плоскостей корпусов подшипников и турбины. К торцевым поверхностям ступеней подшипника приваривается продольная шпонка. К корпусу турбины строго в ее вертикальной плоскости крепится шпоночный паз. Шпонка входит в паз с тепловым зазором. Поэтому более горячий корпус турбины свободно расширяется вниз относительно корпуса подшипника, установленного на фундаментной раме.

Приставные корпуса подшипников — это корпуса, которые устанавливаются на фундамент так же, как и выносные опоры, а затем жестко прикрепляются к корпусу турбины сваркой или болтовым соединением. Используются приставные опоры для роторов ЦНД, в которых нет большой разницы в тепловых расширениях корпусов турбины и подшипника. Опирающие корпуса подшипника на фундамент позволяет увеличить жесткость опоры по сравнению со встроенными подшипниками. В теплофикационных отечественных турбинах приставные корпуса подшипников не используются.

3.11. УСТАНОВКА ТУРБОУАГРЕГАТА НА ФУНДАМЕНТЕ

3.11.1. Фундамент турбоагрегата

Турбоагрегат, в общем случае состоящий из многоцилиндровой турбины и электрического генератора, устанавливается на специальное строение, называемое фундаментом.

Фундамент служит двум целям:

- 1) обеспечить на всех режимах работы такое положение корпусов подшипников и цилиндров турбины, при котором не возникает интенсивных вибраций;
- 2) помочь компактно разместить все основное и вспомогательное оборудование турбоустановки и сократить затраты на строительство здания электростанции.

Типичный фундамент так называемой рамной конструкции показан на рис. 3.70. Он состоит из верхней и нижней фундаментных плит, связанных вертикальными колоннами. Верхняя фундаментная плита образована продольными и поперечными балками. Последние часто называют ригелями. Нижняя фундаментная плита, часто достигающая толщины 2—3 м, кладется на специально подготовленное грунтовое основание. Она должна исключить деформацию фундамента при его неравномерной осадке на грунте.

На фундамент действуют значительные нагрузки от веса оборудования, установленного на нем, от сил трения, вызванных расширением турбины по фундаментным рамам, и от вибрации.

При достаточной жесткости всех элементов фундамента плита не будет деформироваться, исключая неодинаковость смещений опор турбоагрегата и появления вибрации, и приводить к быстрому износу подшипников и уплотнений.

Пространство между верхней и нижней фундаментными плитами называется конденсационным. Оно используется для размещения конденсатора, сетевых подогревателей, масляного бака и масляных насосов, конденсатных насосов и другого вспомогательного оборудования.

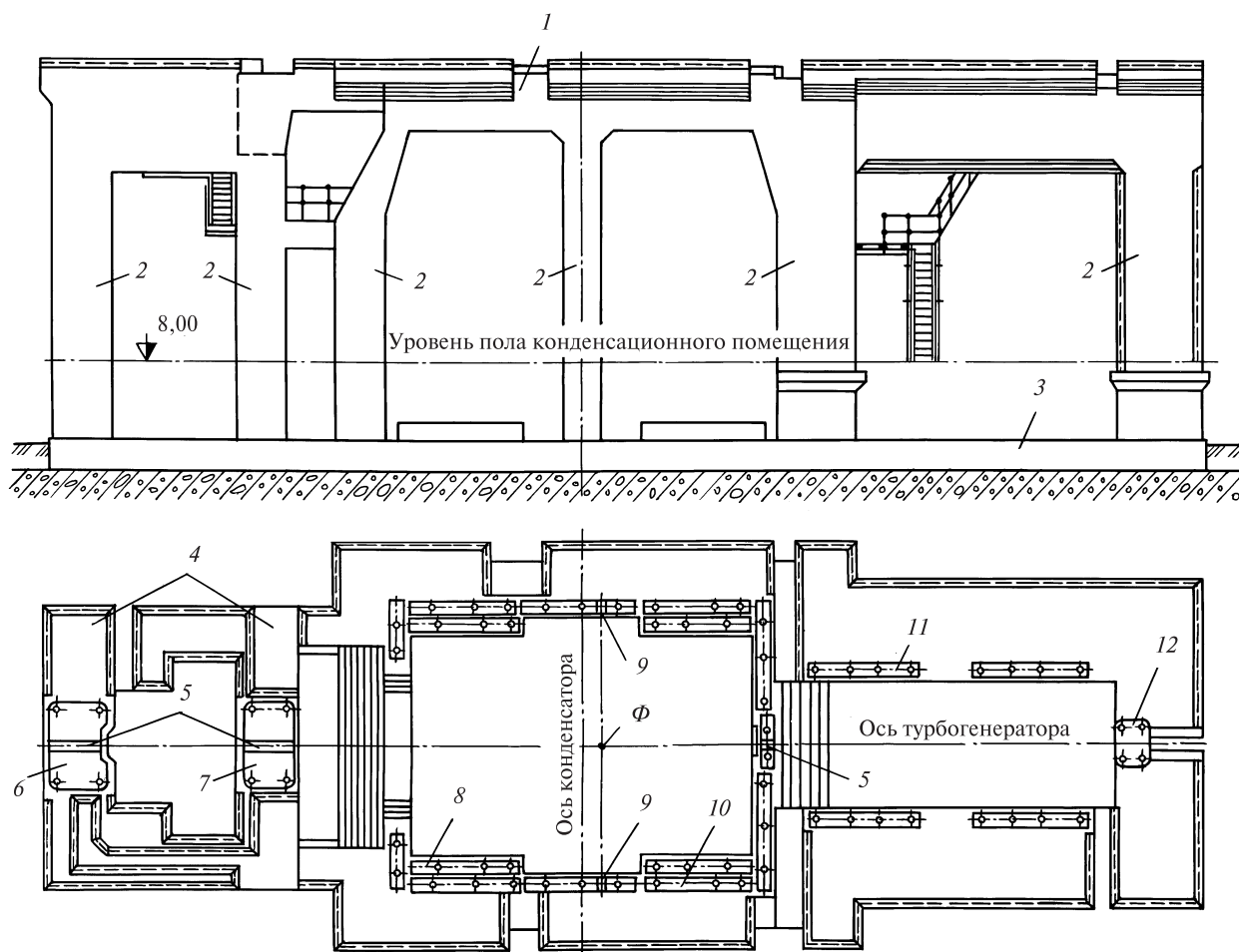


Рис. 3.70. Фундамент турбоагрегата

1 — верхняя фундаментная плита; 2 — колонны; 3 — нижняя фундаментная плита; 4 — ригели; 5 — пазы под продольные шпонки; 6, 7 — фундаментные рамы под корпуса переднего и среднего подшипников; 8 — фундаментные рамы опор конденсатора; 9 — пазы под поперечные шпонки; 10 — фундаментные рамы опор ЦНД; 11 — фундаментные рамы опор генератора; 12 — фундаментная рама аппарата щеткодержателей; Φ — фикспункт турбины

3.11.2. Опираение турбоагрегата на фундамент

Турбоагрегат устанавливается на фундаментные рамы, которые с помощью подливки бетоном и специальных фундаментных болтов закрепляются на верхней фундаментной плите.

На рис. 3.71 изображена верхняя фундаментная плита с установленными на ней фундаментными рамами. Передний и средний подшипники турбоагрегата — выносные. Поэтому они помещаются на отдельные мощные фундаментные рамы, заливаемые в ригели. ЦНД имеет встроенные подшипники, поэтому эти цилиндры устанавливаются на опор-

ный пояс из многочисленных узких фундаментных рам. На аналогичные рамы устанавливают и корпус генератора и возбуждителя.

Все фундаментные рамы закрепляют в верхней фундаментной плите таким образом, чтобы их верхние поверхности лежали в одной плоскости.

Способ установки отдельных цилиндров зависит от условий их работы.

Для одноцилиндровых турбин с противодавлением и ЦВД многоцилиндровых турбин характерны высокие температуры как в области паровпуска, так и на выходе. Для типичных ЦВД температура пара, поступающего в цилиндр, составляет 500—510 °С, а на выходе из него 300—360 °С. Они достаточно ве-

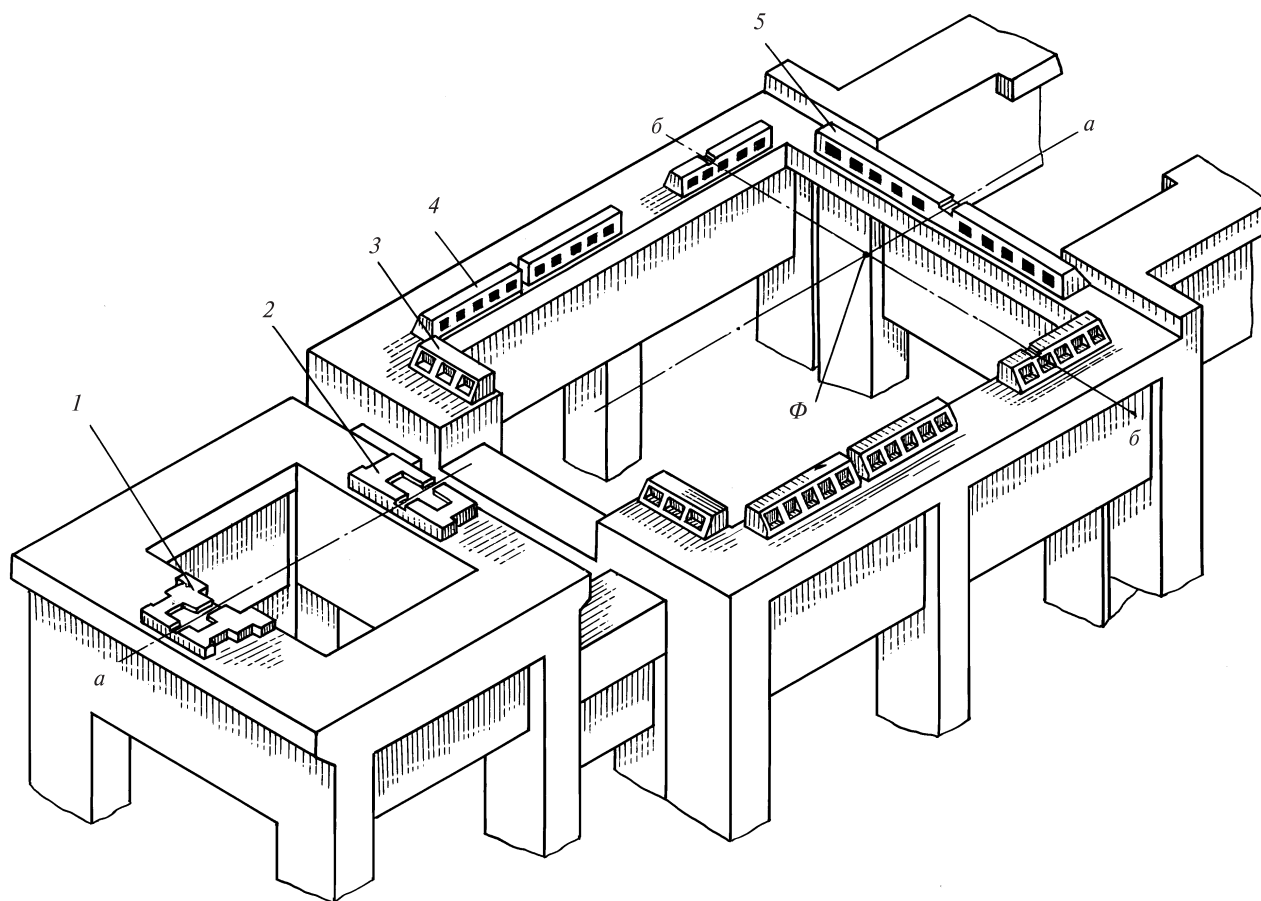


Рис. 3.71. Установка фундаментных рам под турбину на верхней фундаментной плите

1, 2 — фундаментные рамы под корпуса переднего и среднего подшипников; 3, 4, 5 — передние, боковые и задние фундаментные рамы под установку ЦНД; а-а — ось продольных шпонок; б-б — ось поперечных шпонок; Ф — фиксипункт

лики по сравнению с температурой корпусов подшипников, температура масла на выходе из которых обычно не превышает 60—65 °С. Поэтому подшипники ЦВД должны быть выносной конструкции, а их соединение с корпусом турбины должно обеспечивать центровку и свободу тепловых расширений.

На рис. 3.72 показано опирание на фундамент одноцилиндровой турбины с противодавлением. Корпус турбины лапами подвешивается на стулья выносных подшипников так, как описано выше, и центрируется по отношению к ним вертикальными шпонками. Под корпусами подшипников в вертикальной плоскости установлены продольные шпонки, вдоль которых они могут перемещаться при тепловых расширениях.

Корпуса подшипников скользят по фундаментным рамам вдоль продольных шпонок только при малых силах трения между поверхностями фундаментных рам и опорными поверхностями корпусов подшипников и при отсутствии в шпонках перекоса. В противном случае возникает явление «опрокидывания» корпуса подшипника (рис. 3.73). Например, при уменьшении мощности турбины температура в ней уменьшается, ее корпус сокращается и от лапы 1 к шпонке 2 прикладывается усилие R . Под его действием корпус может повернуться около точки B с появлением зазора a . При этом будет возникать перекося вкладыша относительно шейки вала и его износ. Для исключения «опрокидывания» корпуса подшипника его основание выполняют с фланцами 3, за которые он удерживается с помощью прижимных скоб 4, прикрепляемых к фундаментной раме 5.

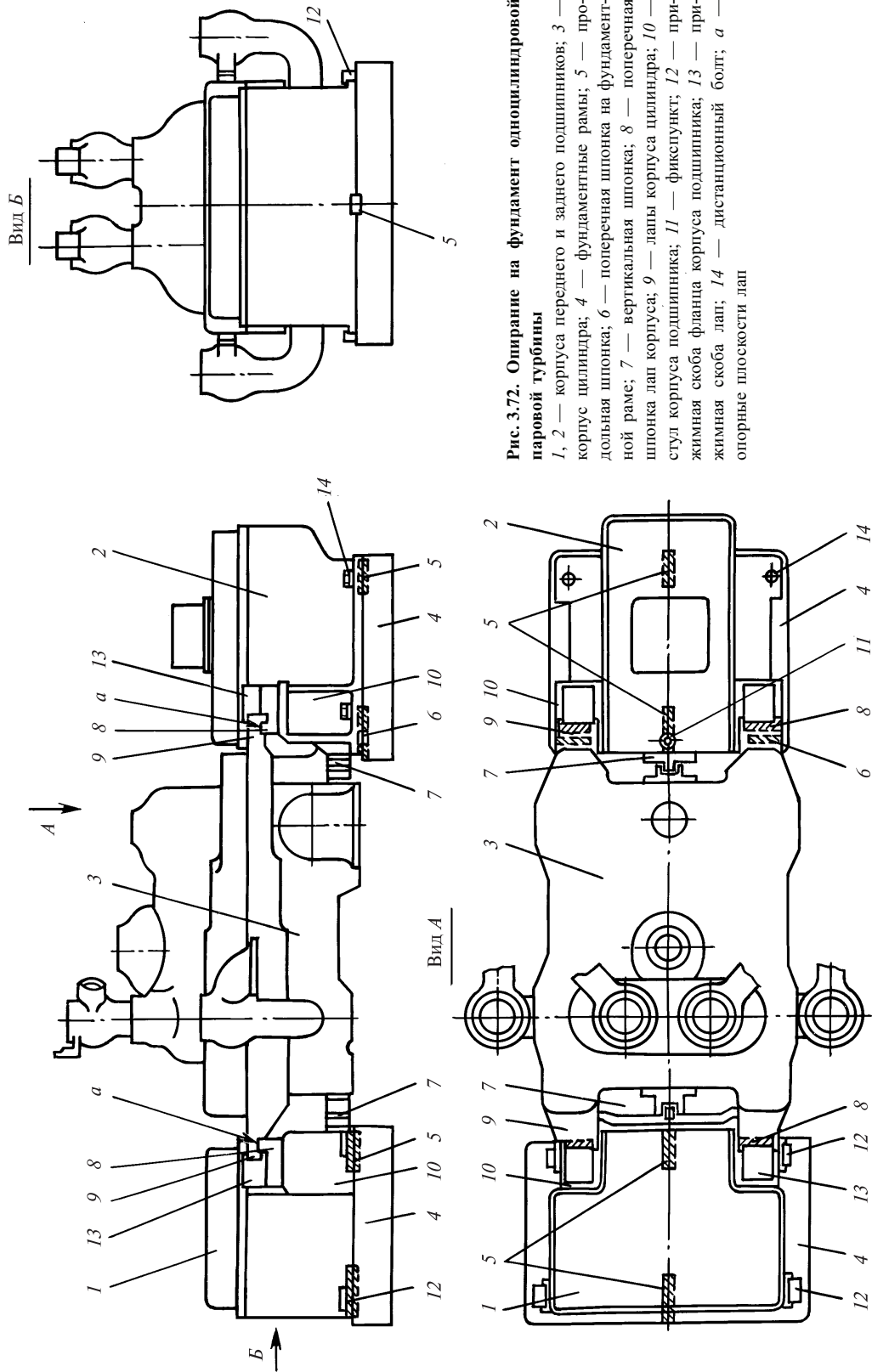


Рис. 3.72. Опирание на фундамент одноцилиндровой паровой турбины

1, 2 — корпуса переднего и заднего подшипников; 3 — корпус цилиндра; 4 — фундаментные рамы; 5 — продольная шпонка; 6 — поперечная шпонка на фундаментной раме; 7 — вертикальная шпонка; 8 — поперечная шпонка лап корпуса; 9 — лапы корпуса цилиндра; 10 — ступль корпуса подшипника; 11 — фиксатор; 12 — прижимная скоба фланца корпуса подшипника; 13 — прижимная скоба лап; 14 — дистанционный болт; а — опорные плоскости лап

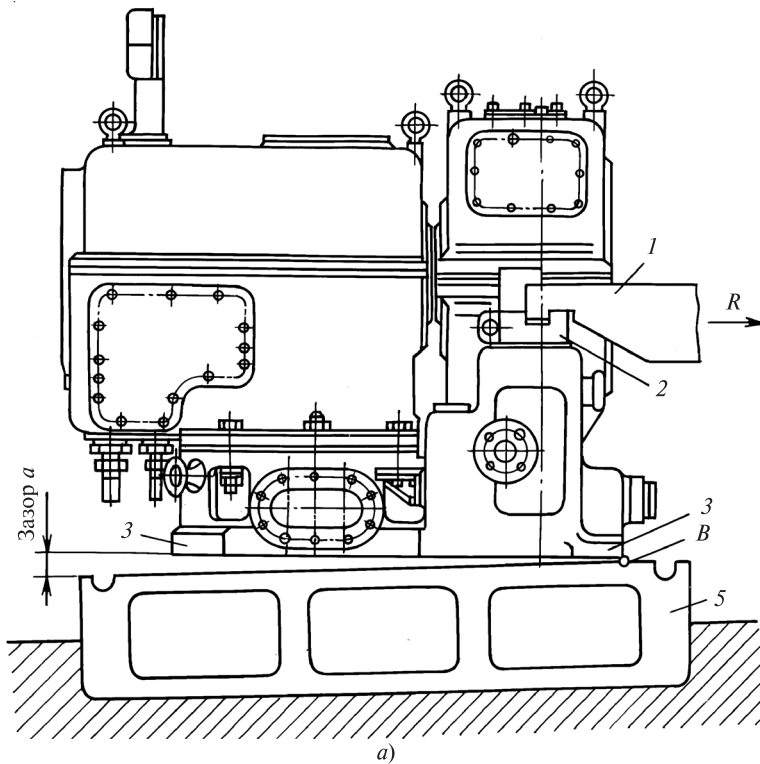


Рис. 3.73. Крепление корпуса подшипника к фундаментной раме

a — «опрокидывание» корпуса подшипника при отсутствии прижимных скоб; *б* — крепление корпуса подшипника прижимными скобами

Прижимные скобы (рис. 3.74) устанавливаются по отношению к фланцу с тепловым зазором $0,04—0,08$ мм, не препятствующим свободному продольному перемещению корпуса *1*, но не допускающим отрыва корпуса подшипника от фундаментных рам.

Поскольку при нагреве корпуса турбины сила *R* будет приложена в противоположную сторону и зазор может возникнуть в точке *B*, корпус подшипника

снабжается четырьмя прижимными скобами, расположенными по его сторонам.

На рис. 3.75 показано опирание корпуса заднего подшипника на фундаментную раму. Оно имеет две особенности.

Первая из них состоит в том, что на задней фундаментной раме установлены две продольные шпонки *10*, фиксирующие вертикальную плоскость

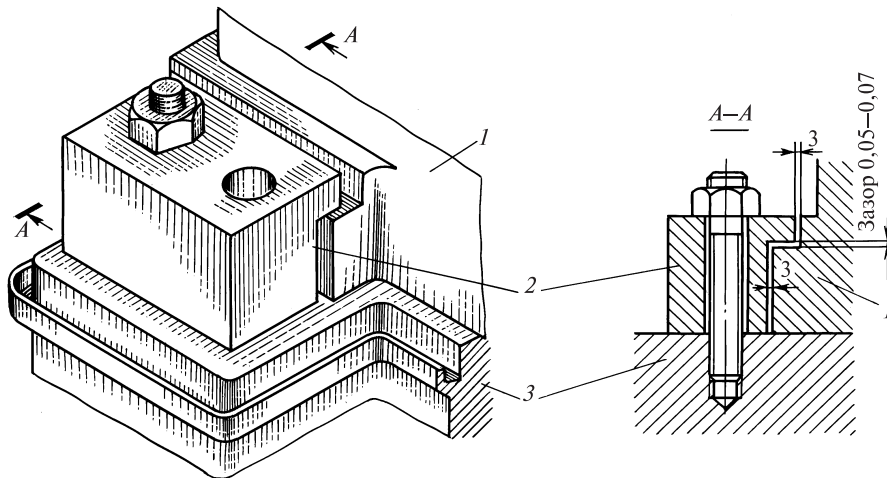


Рис. 3.74. Установка прижимной скобы

1 — корпус подшипника; *2* — прижимная скоба; *3* — фундаментная рама

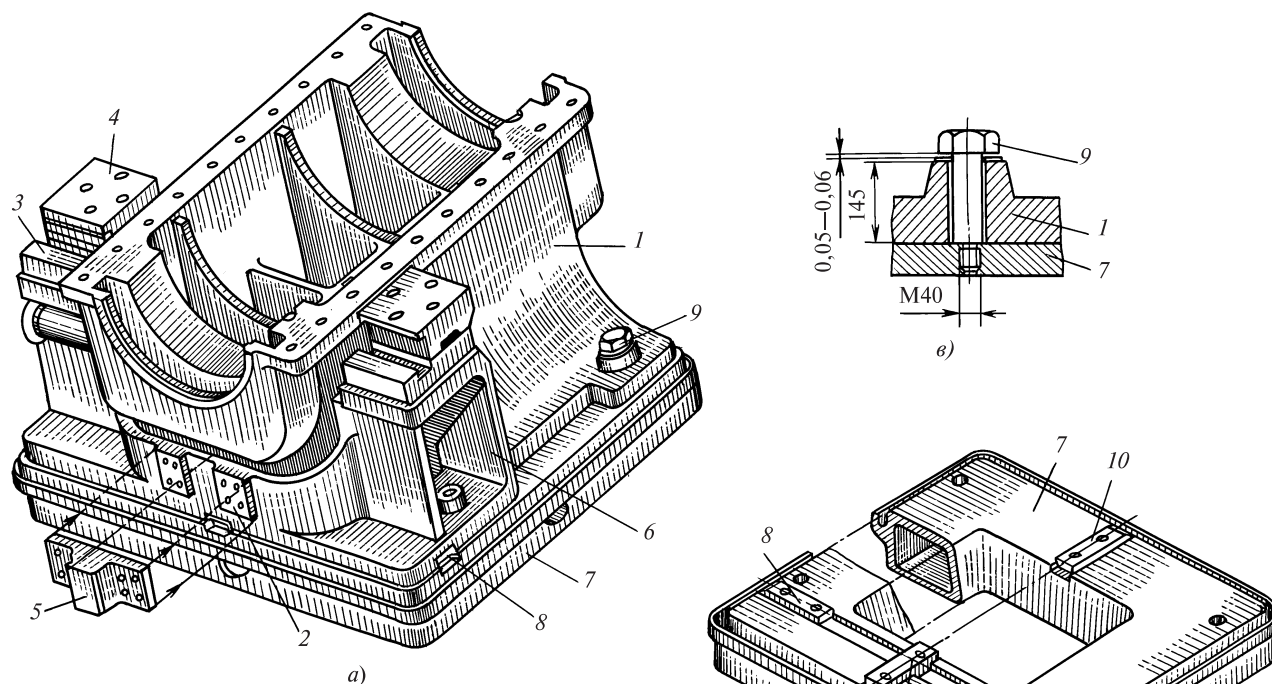


Рис. 3.75. Опирание корпуса заднего подшипника на фундаментную раму

a — общий вид корпуса; *б* — фундаментная рама; *в* — дистанционный болт; 1 — корпус подшипника; 2 — приливы для крепления вертикальной шпонки; 3 — поперечные шпонки лап; 4 — прижимная скоба лапы; 5 — вертикальная шпонка; 6 — стул корпуса подшипника; 7 — фундаментная рама; 8 — поперечная шпонка; 9 — дистанционный болт; 10 — продольная шпонка; Φ — фиксупункт

турбины, которая не перемещается при ее тепловых расширениях. Пересечение этой плоскости с осью поперечных шпонок образует фиксупункт — неподвижную точку, от которой происходит свободное тепловое расширение всей турбины, включая скольжение корпуса переднего подшипника по фундаментной раме. (Заметим, что если речь идет о ЦВД, то последний не будет иметь поперечной шпонки, так как ее устанавливают под ЦНД.)

Вторая особенность связана с использованием вместо прижимных скоб (см. рис. 3.74) так называемых дистанционных болтов, устанавливаемых по отношению к корпусу подшипника с зазором 0,05—0,06 мм. Дистанционный болт предотвращает «опрокидывание», но не мешает свободному тепловому расширению корпуса подшипника от фиксупункта.

Для работы ЧНД и двухпоточных ЦНД мощных турбин характерны низкие температуры, и поэтому корпуса их подшипников выполняют встроенными.

При этом на фундаментные рамы устанавливается сам корпус ЦНД. Для этого несколько ниже горизонтального разреза по периметру выходной части выполняют опорный пояс (рис. 3.76), которым корпус опирается на узкие фундаментные рамы, показанные на рис. 3.71.

3.11.3. Установка многоцилиндрового турбоагрегата

Современный турбоагрегат представляет собой сложную конструкцию из четырех — пяти цилиндров и генератора с единым валопроводом. Радиальные зазоры в турбине находятся на уровне 1—1,5 мм, осевые — 2—7 мм. При монтаже турбины установить даже меньшие зазоры не представляет особого труда. Однако должны быть исключены задевания при любых режимах работ, когда температура корпусов цилиндров и подшипников будет существенно отличаться от температуры при монтаже. Для

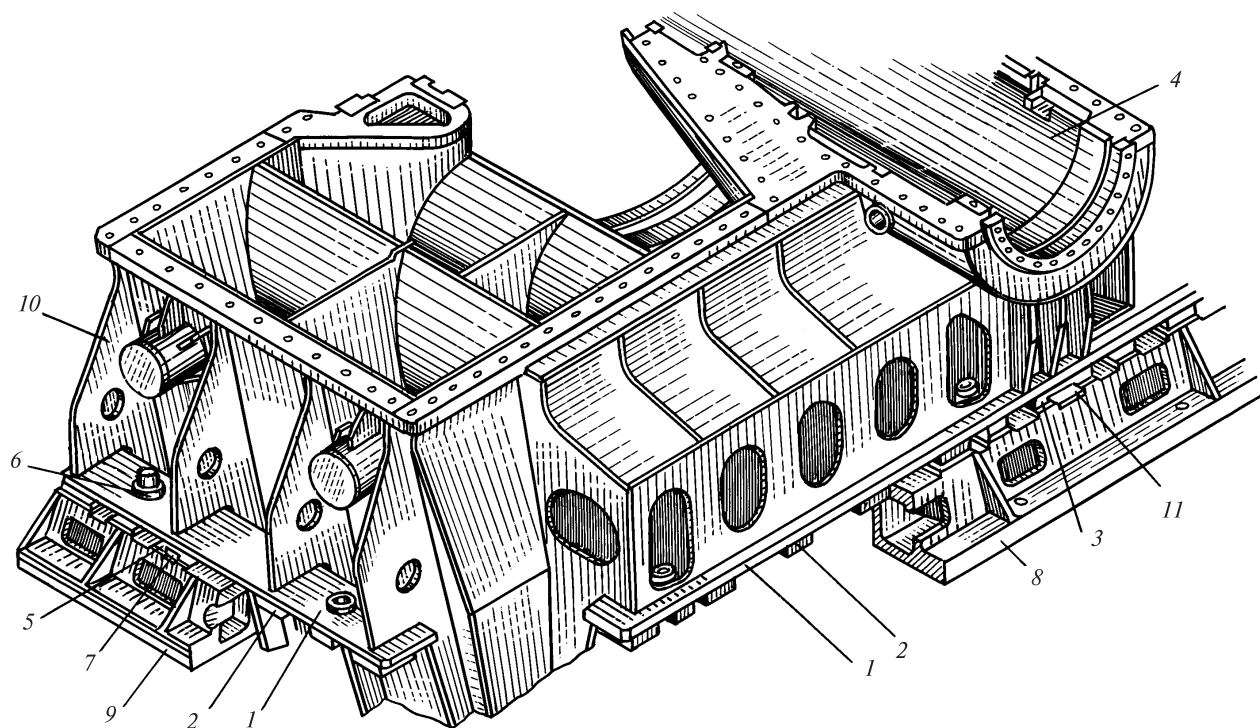


Рис. 3.76. Опираие ЦНД на фундаментные рамы (показан только один из выходных патрубков)

1 — опорный пояс; 2 — подушка опорная; 3 — центральная подушка с направляющим пазом под продольную шпонку; 4 — встроенный корпус подшипника; 5 — боковая подушка с направляющим пазом под поперечную шпонку; 6 — дистанционный болт; 7 — поперечная шпонка; 8 — поперечная фундаментная рама; 9 — продольная фундаментная рама; 10 — ребра жесткости; 11 — продольная шпонка

этого весь турбоагрегат устанавливается на фундамент вполне определенным образом, обеспечивающим его свободное, но вполне определенное тепловое расширение с помощью направляющих шпонок.

Поясним опирание турбины на фундамент применительно к самой сложной теплофикационной турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ (рис. 3.77). Турбоагрегат состоит из ЦВД, двух ЦСД и ЦНД. Цилиндр высокого давления, первый цилиндр среднего давления (ЦСД-1) и левая сторона второго цилиндра среднего давления (ЦСД-2) опираются на выносные подшипники. ЦНД имеет встроенные подшипники, причем к корпусу первого из них приварены горизонтальные площадки, на которые уложен своими лапами ЦСД-2.

В вертикальных плоскостях всех корпусов цилиндров и подшипников между ними и фундаментными рамами установлены продольные шпонки, вдоль которых может перемещаться турбоагрегат.

Для того чтобы он не перемещался вдоль продольных шпонок произвольным образом под действием вибрации или теплового расширения присоединенных трубопроводов, на фундаментных рамах устанавливают поперечные шпонки. Пересечение горизонтальной плоскости фундаментных рам, вертикальной плоскости турбоагрегата и оси поперечных шпонок образует фиксупункт — неподвижную в пространстве точку, относительно которой происходит тепловое расширение и перемещение турбоагрегата. При этом осевые усилия с цилиндра на цилиндр передаются через поперечные шпонки лап.

На приведенном выше рис. 3.71 показаны пазы под продольные и поперечные шпонки и фиксупункт турбины.

Принципиально фиксупункт может быть в любом месте опирания турбины на фундаментные рамы. Чаще всего его располагают в районе выходных патрубков ЦНД. В турбинах с конденсацией пара

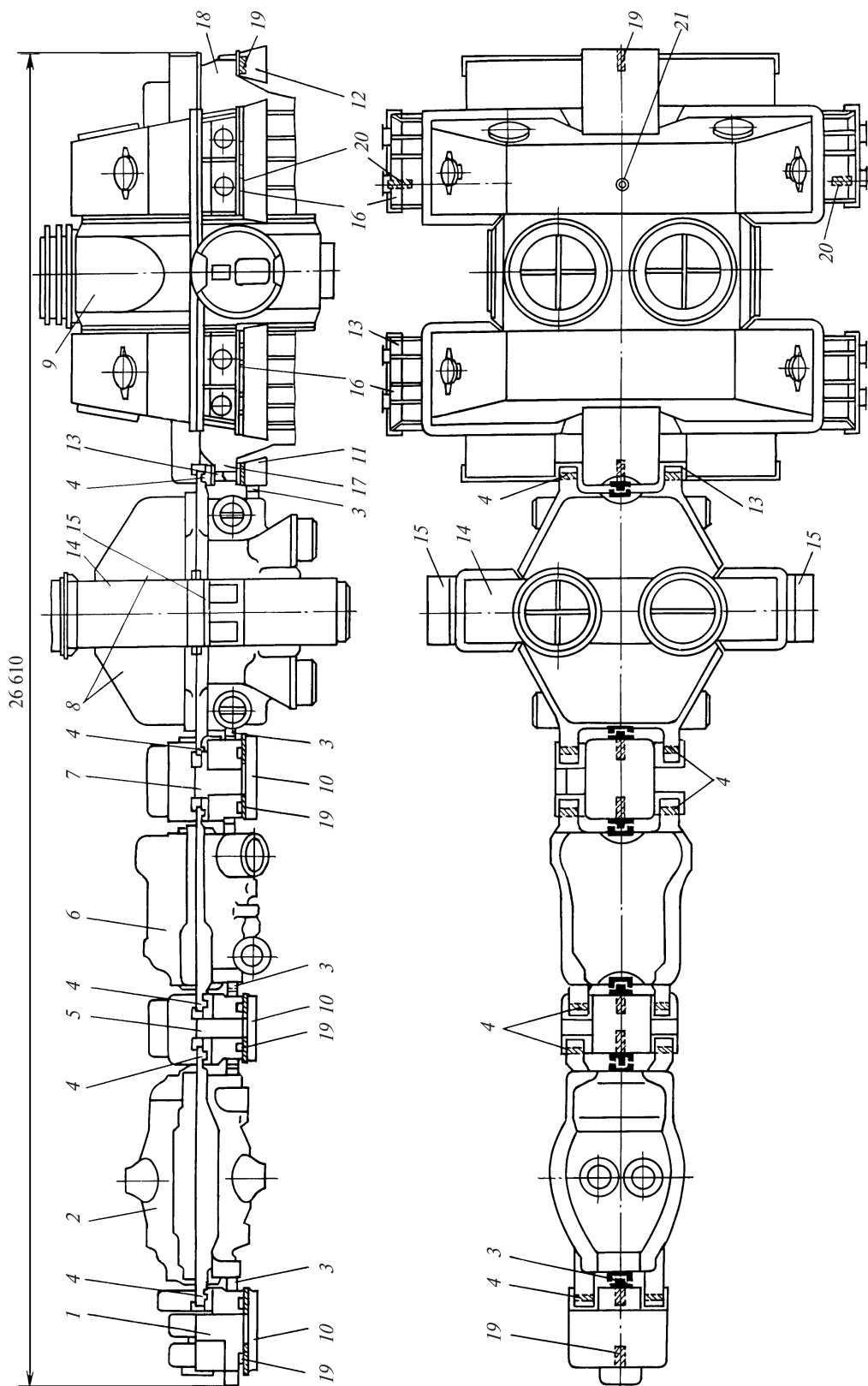


Рис. 3.77. Опирание на фундамент турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — корпус переднего подшипника; 2 — ЦВД; 3 — вертикальная шпонка; 4 — поперечная шпонка; 5 — корпус опорно-упорного подшипника; 6 — ЦСД-1; 7 — корпус подшипника; 8 — ЦСД-2; 9 — ЦСД-2; 10 — ЦНД; 11, 12 — фундаментные рамы; 13 — ступ передней опоры ЦНД; 14 — средняя часть корпуса ЦСД-2; 15 — боковая опорная лапа ЦСД-2; 16, 17, 18 — опоры опорного пояса ЦНД; 19 — продольная шпонка; 20 — поперечная шпонка; 21 — фиксшпунт

это позволяет избежать значительных перемещений конденсатора, масса которого с водой может превышать массу турбины, а в турбинах с противодавлением — трудно деформируемых паропроводов большого диаметра. При этом, однако, на корпусах ЦВД и ЦСД могут возникать усилия от некомпенсированных тепловых расширений паропроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева. Поэтому выбор расположения фикспунктов и их числа осуществляется с учетом этих факторов. Различные другие варианты установки и организации тепловых расширений турбин рассмотрим ниже во второй части книги при описании конструкций конкретных турбин.

3.12. ВАЛОПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Валоповоротные устройства служат для медленного вращения валопровода турбины, исключаящего его изгиб из-за температурной неравномерности по сечению, появление вибрации и задеваний вращающихся деталей о неподвижные. Необходимость в работе валоповоротного устройства возникает при пуске и остановке.

При пуске турбины с конденсацией для создания внутри нее и в конденсаторе разрежения на конце-вые уплотнения подается пар и включается отсос воздуха. Если уплотняющий пар подать в турбину с неподвижным ротором, то температура его поверхности по окружности станет различной. Соответствующим образом будет изменяться температурное удлинение его отдельных продольных волокон, и в результате ротор изогнется. Это может привести к вибрации, выборке радиальных зазоров и задеваниям с тяжелой аварией.

Еще хуже будет при остановке турбины. Остановленный горячий ротор снизу будет остывать быстрее, чем сверху, и в результате также возникнет изгиб ротора.

Для исключения этих явлений используется валоповоротное устройство, представляющее собой электродвигатель мощностью в несколько десятков киловатт и понижающий редуктор, приводящий ротор с частотой вращения 4—30 об/мин. Все валоповоротные устройства выполняют полуавтоматическими: включаются они машинистом, а выключают-

ся автоматически при достижении турбиной частоты вращения большей, чем частота вращения валоповоротного устройства.

На рис. 3.78 показано валоповоротное устройство, применяемое на турбинах ТМЗ. Аналогичная конструкция используется и ЛМЗ. Вал турбины приводится во вращение электродвигателем 5 последовательно через червяк 7, червячное колесо 8, вал 3 и шестерни 4 и 2 с косыми зубьями. Шестерня 2 напрессована на полумуфту 1, что и обеспечивает вращение вала паровой турбины.

Шестерня 4 может перемещаться по валу 3 по винтовой нарезке. В крайнем правом положении она находится в зацеплении с шестерней 2, обеспечивая вращение валопровода турбины. В крайнем левом положении, показанном на рис. 3.78 штриховыми линиями, шестерни 4 и 2 расцеплены, и валопровод турбины не вращается даже при работающем электродвигателе 5.

Для включения валоповоротного устройства освобождают специальную защелку, удерживающую шестерню 4 в крайнем левом положении, и, поворачивая рычагом 9 вал 10, с помощью вилки 11 подают шестерню 4 вправо по винтовой нарезке, вращая одновременно червяк 7 маховиком 6. При этом шестерня 4 будет перемещаться вправо, входя в зацепление с шестерней 2. При полном зацеплении (в крайнем правом положении) рычаг 9 нажмет на концевой выключатель и включит электродвигатель 5, который начнет вращать валопровод турбины. В дальнейшем зацепление шестерен будет обеспечиваться до тех пор, пока электродвигатель будет вращать валопровод турбины, так как осевое усилие, действующее на косые зубья шестерни 4, будет направлено слева направо.

При необходимости отключить валоповоротное устройство, когда оно приводит валопровод турбины, операции выполняют в обратном порядке.

При подаче пара в турбину ее валопровод начинает вращаться за счет энергии расширяющегося пара. При превышении частоты вращения, обеспечиваемой валоповоротным устройством, осевое усилие на шестерне 4 изменяет направление и она автоматически перемещается в крайнее левое положение, выводя из работы валоповоротное устройство.

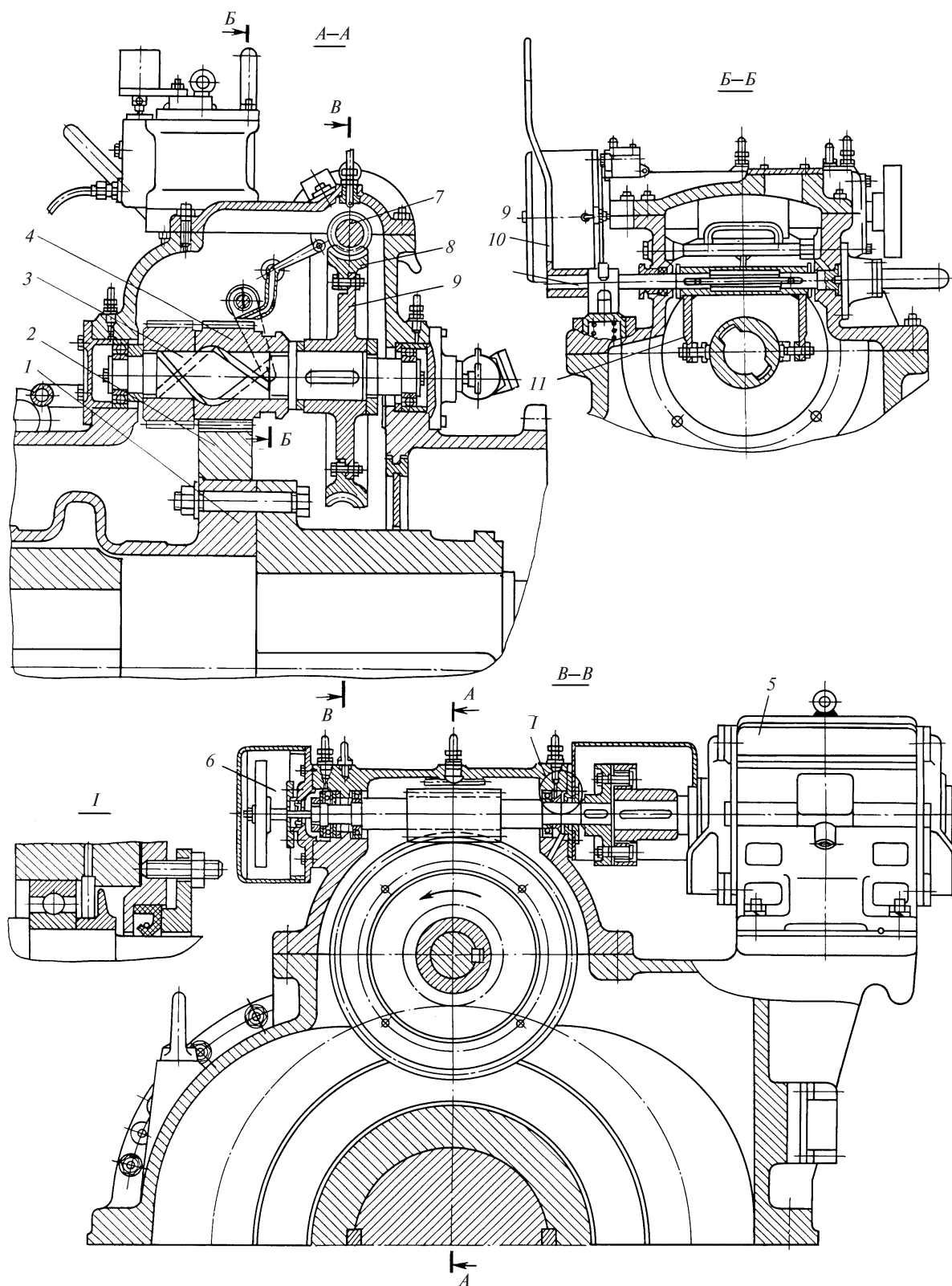


Рис. 3.78. Валоповоротное устройство турбин ТМЗ

Контрольные вопросы

1. В корневом сечении рабочей лопатки действует центробежная сила, равная 1,25 МН. Каковы напряжения в лопатке, если площадь ее корневого сечения 30 см²? Каковы запасы по пределу текучести, если лопатку выполнить из стали 2Х13 и ЭИ-802 (см. табл. 3.3)?
2. При какой длине трещины произойдет отрыв лопатки, данные по которой приведены в предыдущей задаче, если вязкость разрушения ее материала $K_{Ic} = 90 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{-3/2}$?
3. К каким последствиям приводит ползучесть материала?
4. Чем отличается усталость от ползучести и статической прочности?
5. В чем состоит явление роста чугуна? Для каких деталей турбин оно опасно?
6. В чем разница в условиях работы рабочих лопаток первой и последней ступени турбин с конденсацией пара?
7. Какие элементы разгружают заплечики в хвостовых соединениях Т-образного типа?
8. Каково назначение бандажа?
9. Почему на лопатках последних ступеней не устанавливают накладные лопаточные бандажи?
10. В чем разница в назначении демпферных и паяных бандажей?
11. Перечислите функции цельнофрезерованного бандажа рабочих лопаток последних ступеней турбины.
12. Почему вильчатые хвосты делают с большим числом влоков?
13. Какого типа хвостовое соединение наиболее удобно для замены рабочих лопаток в условиях электростанции?
14. Почему рабочие лопатки регулирующих ступеней выполняют с хордой, большей чем у многих последующих ступеней?
15. В чем разница в условиях работы регулирующей и последующих ступеней турбины?
16. Почему для роторов ЦВД турбин на высокие начальные параметры нельзя использовать сборные роторы?
17. При одинаковых размерах проточной части ротор ЦНД можно выполнить сборным или сварным. Какой из них прочнее?
18. Для каких цилиндров применяют комбинированные роторы?
19. Назовите типы соединительных муфт, используемых для валопроводов турбоагрегатов.
20. В чем преимущества и недостатки соединительных муфт различного типа?
21. Каковы требования к сборке муфт?
22. В чем преимущества и недостатки двухстенных корпусов перед одностенными?
23. В чем состоит главный принцип установки внутреннего корпуса во внешнем при двухстенной конструкции; как он реализуется?
24. Почему корпуса ЦНД выполняют сварными, а не литыми?
25. В чем преимущества двухстенных корпусов ЦНД?
26. В чем преимущества и недостатки использования обойм?
27. Каков принцип установки диафрагм в корпусе турбины?
28. Почему в ЦВД не применяют литых диафрагм?
29. Как диафрагмы устанавливаются в обойме или в корпусе турбины?
30. Перечислите основные требования к уплотнениям.
31. В чем принципиальное различие в работе гидродинамического и гидростатического подшипников?
32. Как в опорном подшипнике изменяется положение оси расточки вкладыша?
33. Перечислите требования, предъявляемые к опорным подшипникам.
34. Для какой цели во вкладыше выполняют баббитовую заливку?
35. Назовите типы применяемых опорных подшипников, их преимущества и недостатки.
36. Что такое виброустойчивость и демпфирующая способность опорного подшипника?
37. В чем преимущества сегментных опорных подшипников?
38. Каково назначение сферической опоры вкладыша опорного подшипника?
39. Почему вкладыш опорного подшипника не вращается в корпусе?
40. Какова роль упорного подшипника в турбине?
41. Какова роль баббитовой заливки упорных сегментов упорного подшипника?
42. Чем определяется осевая сила, действующая на упорный сегмент?
43. Что такое разбег в подшипнике и из каких соображений он выбирается?
44. Что такое осевой сдвиг ротора и как его предупреждают?
45. Какие требования предъявляются к упорным сегментам?
46. С помощью каких деталей устанавливаются осевые зазоры в проточной части турбины?
47. Какова роль опорной сферической поверхности вкладыша в упорном подшипнике?
48. Какими мерами выравниваются усилия на отдельные сегменты упорного подшипника?
49. Назовите типы используемых корпусов подшипников паровых турбин.

50. В чем преимущества встроенных подшипников, для каких цилиндров их используют и почему?
51. Для каких цилиндров и почему используют выносные корпуса подшипников?
52. Каким образом корпус выносного подшипника соединяется с корпусом турбины?
53. Для какой цели корпус подшипника снабжают уплотнением?
54. Каково назначение прижимных скоб и как они устанавливаются?
55. Назовите типы фундаментов, используемых под турбоагрегаты.
56. Каково основное требование к фундаменту турбоагрегата?
57. Назовите основные элементы рамного фундамента.
58. В чем разница в установке корпусов ЦВД и ЦНД?
59. Как турбина устанавливается на фундаменте?
60. Что такое фиксшпункт турбины?
61. Для чего необходимо валоповоротное устройство в турбине и когда оно используется ?
62. Из каких соображений выбирают места расположения фиксшпункта?

Глава четвертая

СИСТЕМЫ СМАЗКИ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

4.1. СИСТЕМЫ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ

4.1.1. Общие требования

Надежная работа подшипников турбины и генератора возможна только при непрерывной подаче смазки, в качестве которой применяют органическое или синтетическое масло.

В тех случаях, когда масло, используемое в системах смазки, одновременно применяется и в качестве рабочей жидкости системы регулирования, система смазки питается от общей системы маслоснабжения. В современных мощных турбинах в качестве рабочей жидкости иногда используют негорючие синтетические жидкости или воду, а в системе смазки чаще всего органические масла. Тогда система смазки является автономной.

В блочных ПТУ в общую систему смазки входят также подшипники приводной турбины питательного насоса. На ТЭЦ с поперечными связями по пару и конденсату смазка подшипников питательной установки автономна.

К системам смазки предъявляют ряд требований.

Первое из них — высокая надежность системы. Для ее обеспечения применяют дублирование и резервирование элементов, а также используют несколько независимых контуров защиты.

Второе требование — пожаробезопасность. Органическое масло, применяемое в основном в системах смазки, возгорается при температуре примерно 370 °С. Поэтому в условиях эксплуатации должно быть исключено попадание масла на горячие части турбины, паропроводы и т.д.

Третье требование — система должна обеспечить возможность длительного использования масла (8—10 лет). Высокая стоимость масла (особенно негорючих жидкостей), в больших количествах используемого на электростанциях, не позволяет производить его частую смену. Поэтому контроль качества масла и эксплуатация масляной системы должны производиться так, чтобы обеспечить сохранение пригодности масла к эксплуатации в течение длительного времени.

4.1.2. Смазка подшипников турбоагрегата

На рис. 4.1 приведена схема смазки турбоагрегата, в которой турбинное масло используется и в системе регулирования.

С валом турбоагрегата, состоящего из ЦВД, ЦСД, ЦНД и электрического генератора, с помощью муфты связано колесо главного масляного насоса 1. Масло, поступающее во всасывающий патрубок насоса из масляного бака 2, под давлением подается в системы смазки и регулирования, а его небольшая часть используется для работы струйных насосов — инжекторов 3 и 4.

Расположение насоса на одном валу с турбиной требует вполне определенного размещения оборудования в машинном зале электростанции. Дело в том, что для надежной работы центробежного насоса необходимо иметь избыточное давление (подпор) во всасывающем патрубке, так как возникновение в нем даже на короткое время разрежения может привести к попаданию в рабочее колесо воздуха и «срыву» насоса: разрыв масляного потока на всасывающей стороне делает невозможным подкачивание масла из масляного бака и дальнейшую работу насоса без останова, заполнения его маслом и повторного пуска.

Для создания подпора на всасывающей стороне насоса принципиально можно было бы расположить масляный бак выше его оси, т.е. над турбиной; однако это недопустимо, так как нарушение плотности бака или маслопроводов приведет к попаданию масла на горячую турбину и возникновению пожара. Поэтому масляный бак располагают ниже отметки обслуживания турбины со стороны, противоположной генератору.

При этом для создания гарантированного подпора на всасывающей стороне главного масляного насоса в масляный бак устанавливают инжектор — струйный насос, конструктивная схема которого показана на рис. 4.2. К рабочему соплу инжектора

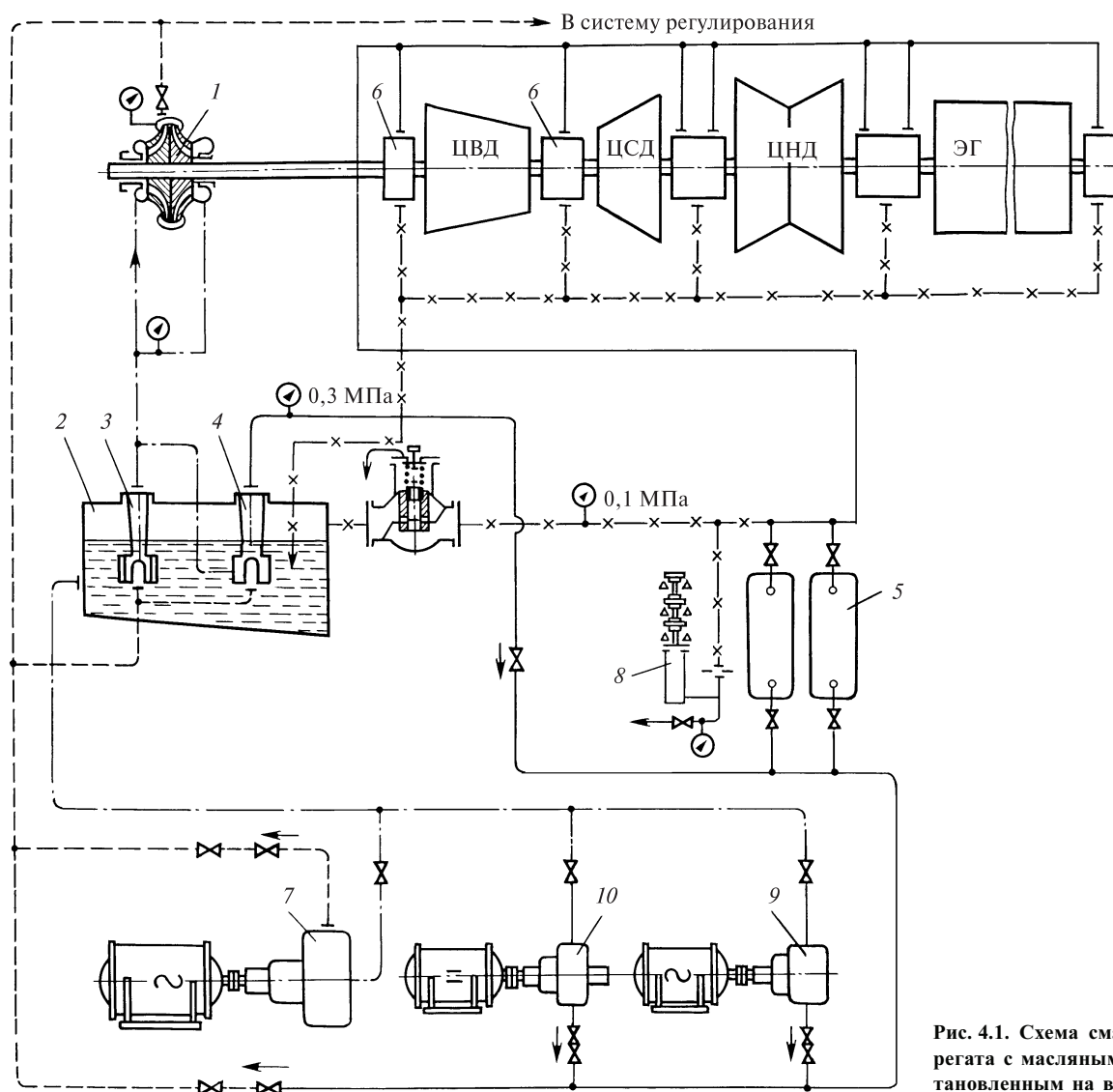


Рис. 4.1. Схема смазки турбоагрегата с масляным насосом, установленным на валу турбины

подается масло под давлением 1—1,5 МПа. В сопле оно разгоняется и поступает в диффузор. Двигаясь с большой скоростью, рабочее масло увлекает масло из масляного бака, в результате чего на выходе из инжектора образуется поток масла с давлением 0,12—0,15 МПа.

Масло для рабочего сопла отбирается из линии нагнетания главного масляного насоса (см. рис. 4.1), а масло под давлением из инжектора 3 первой ступени подается на вход главного масляного насоса. Часть масла из линии нагнетания первой ступени инжектора направляется в камеру смешения инжектора 4 второй ступени, установленного также в масляном баке. К соплу этого инжектора подводится масло также из линии нагнетания главного масляно-

го насоса. В результате в инжекторе второй ступени давление масла поднимается до 0,25—0,30 МПа, при котором оно направляется к маслоохладителям 5. Здесь циркулирующая вода охлаждает масло, и оно поступает на смазку подшипников 6 турбины и генератора. Нагретшееся в подшипниках масло стекает самотеком в масляный бак.

Для обеспечения систем смазки и регулирования при пуске турбины, когда давление, развиваемое главным масляным насосом, недостаточно из-за малой частоты вращения ротора турбины, устанавливают пусковой масляный насос 7, приводимый электродвигателем переменного тока или небольшой паровой турбиной. После достижения дос-

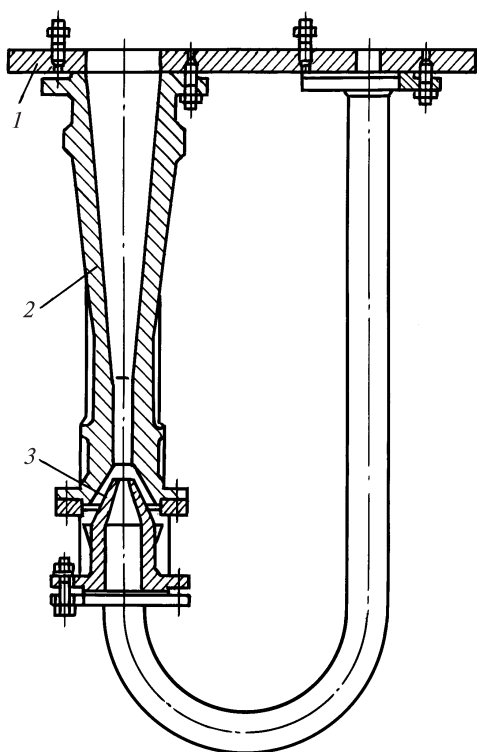


Рис. 4.2. Инжектор масляной системы

1 — крышка масляного бака; 2 — диффузор; 3 — сопло рабочего масла

таточной частоты вращения валом турбины пусковой масляный насос останавливают.

Система смазки, в значительной степени определяющая надежность работы всего турбоагрегата, снабжается системой защиты. Импульсом для срабатывания системы защиты является давление в маслопроводе за маслоохладителями, на котором устанавливают специальное реле давления 8. При падении манометрического давления в системе смазки примерно до 60 кПа (вместо нормальных примерно 100 кПа) реле давления включает электродвигатель переменного тока, питаемый от шин собственных нужд станции, который приводит в действие резервный насос смазки 9.

Для гарантированной подачи масла на смазку в случае невключения резервного насоса (например, при неисправности электродвигателя или отсутствия напряжения на шинах собственных нужд) служит аварийный электронасос 10 постоянного тока, питаемый от аккумуляторной батареи, находящейся под постоянной подзарядкой. Аварийный электронасос включается автоматически с помощью реле давления при падении давления в системе смазки примерно до 50 кПа.

Реле давления также выполняет дополнительную функцию — при пуске и останове оно препятствует включению валоповоротного устройства при падении давления в системе смазки ниже 30 кПа.

Системы маслоснабжения рассмотренного типа, в которых масло является рабочей жидкостью как в системе смазки, так и в системе регулирования, применяются во всех теплофикационных турбинах, кроме турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ.

С ростом мощности и начальных параметров возникает необходимость повышения давления в системе регулирования, что увеличивает опасность разрыва маслопроводов и возникновения пожара. Поэтому усилия, направленные на освоение негорючих жидкостей в системах регулирования, привели к разделению систем смазки и регулирования. В системах смазки в большинстве случаев по-прежнему продолжают применять органическое турбинное масло, а в системах регулирования — негорючие синтетические масла.

Каждая из этих систем должна иметь свои насосы маслоснабжения, рациональное размещение которых непосредственно на валу турбины в корпусе подшипника оказывается затруднительным. Поэтому масляные насосы стали располагать вдали от турбины, а для их привода использовать электродвигатели.

На рис. 4.3 показана система смазки с вспомогательным и обслуживающим оборудованием блочной установки Т-250/300-23,5 ТМЗ, в которой системы регулирования и смазки разделены.

Для питания системы смазки установлены два основных масляных насоса, один из которых постоянно находится в резерве. Часто оба насоса работают параллельно (тогда их выполняют на половинную производительность), но при этом используют способность центробежного насоса увеличивать свою производительность при неизменной частоте вращения в случае уменьшения сопротивления сети (трубопроводы, подшипники и т.д.) при отключении одного из насосов.

Основные масляные насосы устанавливают на нулевой отметке (в конденсационном помещении), что существенно снижает опасность возникновения пожара. При этом отпадает необходимость установки масляного бака на уровне отметки обслуживания турбины; его помещают на отметке чуть выше масляных насосов для горизонтального подпора на всасывающей стороне последних. Необходимость в инжекторах также отпадает, тем более что их КПД очень низок.

Основные масляные насосы подают масло к маслоохладителям, после которых масло раз-

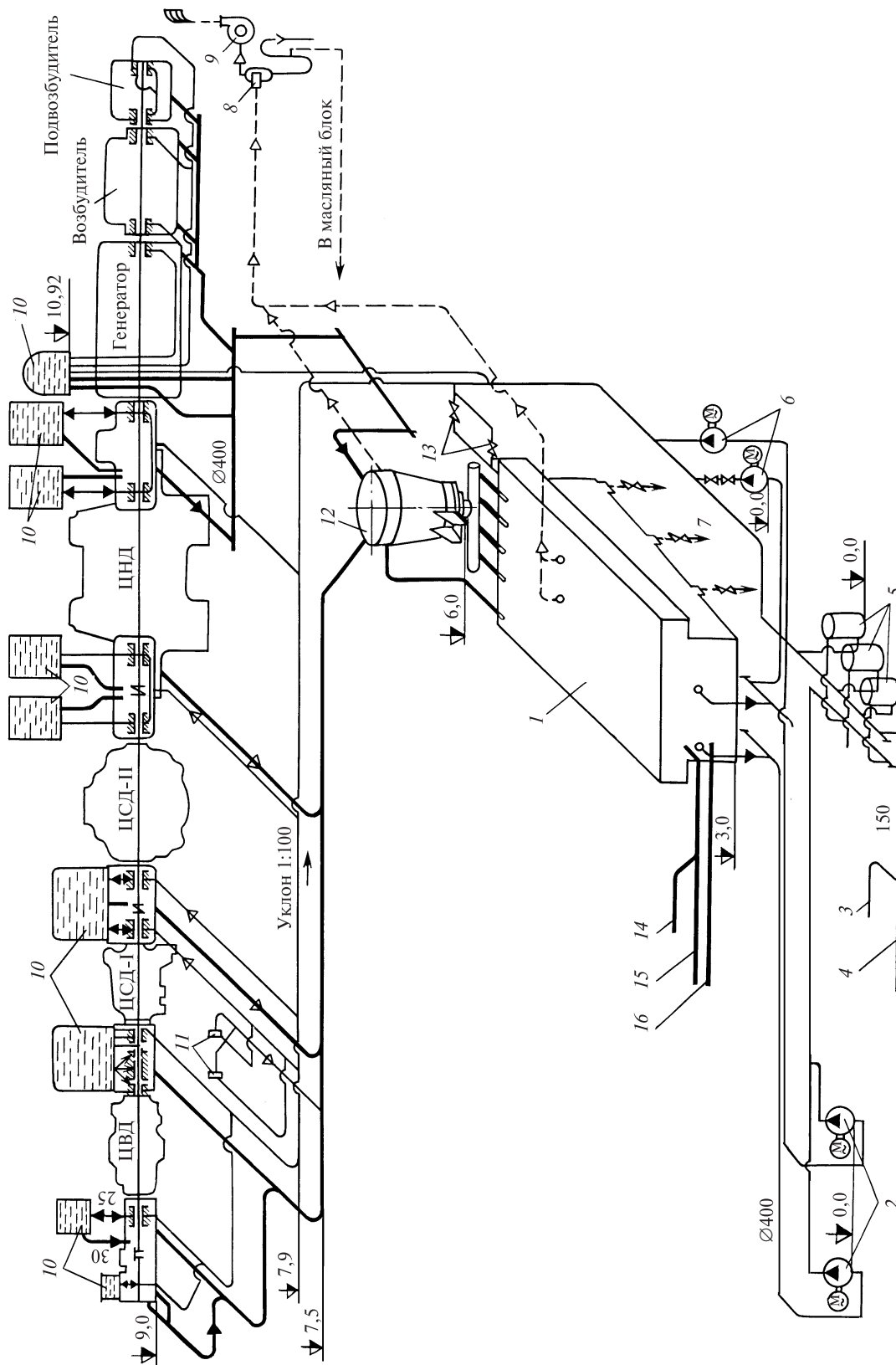


Рис. 4.3. Схема маслоснабжения подшипников турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — масляный бак; 2 — основные насосы переменного тока; 3, 4 — поддача масла на смазку питательных электро- и турбонасосов; 5 — маслоохладители; 6 — аварийные насосы постоянного тока; 7 — слив масла из бака; 8 — сепаратор; 9 — экстагстер; 10 — аварийные емкости; 11 — реле давления; 12 — пеноотделитель; 13 — сливные клапаны; 14—16 — слив масла от питательного насоса, насосов смазки и гидромолфты питательного электронасоса

водится на подшипники турбины и генератора, питательного турбонасоса и питательного электронасоса с их вспомогательным оборудованием.

Поскольку снабжение маслом в рассматриваемой схеме зависит от питания электроэнергией двигателей основных масляных насосов, работающих от шин собственных нужд, потеря напряжения на них даже на очень короткое время означает аварию турбоустановки. Поэтому дополнительно устанавливают два аварийных масляных насоса постоянного тока, питаемых от аккумуляторной батареи. Один из аварийных насосов является резервным.

Последовательный переход с основных насосов на резервные и аварийные осуществляется автоматически с помощью реле давления.

Однако и такая схема не является абсолютно надежной, так как требуется время для переключения электрической схемы и на разгон насосов, а подшипники должны снабжаться маслом без малейшего перерыва. Поэтому предусматривают еще несколько защит.

Включение аварийных масляных насосов осуществляется по сигналу исчезновения тока в обмотках двигателей основных насосов, несмотря на то, что давление в системе смазки еще не упало и реле давление не подало сигнал на включение аварийных насосов.

Последней ступенью защиты подшипников турбины от исчезновения масла являются аварийные емкости, установленные в крышках подшипников или в непосредственной близости от них. Конструкции таких подшипников рассмотрены в § 3.10. Кратковременное надежное снабжение маслом подшипников в этом случае гарантируется тем, что оно не связано с какими либо электрическими или механическими устройствами, для ввода в действие которых требуется время.

4.1.3. Масляный бак системы смазки

Масляный бак выполняет две основные функции. Во-первых, он служит емкостью, обеспечивающей маслом систему смазки, а иногда и регулирования. Во-вторых, в баке масло отстаивается от воздуха, воды, механических примесей, а также от вредных продуктов разложения масла и коррозии поверхностей масляной системы и системы регулирования.

Выполнить свое предназначение масляный бак может лишь при правильной конструкции и тщательной эксплуатации. Именно от масляного бака в первую очередь зависит срок службы масла. При правильной эксплуатации этот срок может дости-

гать 10 лет и более, в то время как при небрежном отношении он может быть меньше года.

Масляный бак должен иметь достаточно большие размеры. При недостаточной вместимости бака масло, поступающее из подшипников с определенным содержанием воздуха и воды, не успевает восстановить свои прежние свойства и постепенно приобретает характер эмульсии. При этом его смазывающие свойства ухудшаются и, следовательно, температура в смазочном слое на упорных колодках подшипника повышается, что способствует более быстрому старению масла и сокращает сроки его замены.

Кроме того, при большом содержании воздуха в масле может происходить образование воздушных мешков во всасывающих полостях резервных и аварийных масляных насосов, а это при пуске насосов может вызвать срыв их работы. Поэтому во всех элементах системы смазки следует предупреждать возможность насыщения масла воздухом, а в масляном баке создавать благоприятные условия для его выделения. Исследования показали, что время всплывания пузырька воздуха тем меньше (а значит выделение воздуха тем интенсивнее), чем крупнее пузырьки и чем меньше вязкость масла. Слив масла как из вкладышей подшипников в их корпуса, так и в масляный бак должен быть плавным, спокойным. *В бак сливают нагретое масло, чтобы его вязкость была меньше.*

Масло должно находиться в масляном баке определенное время, в течение которого оно освобождается от воды и воздуха. Поэтому его емкость должна быть достаточно большой. В табл. 4.1 при-

Таблица 4.1

Некоторые характеристики систем маслоснабжения теплофикационных турбин

Турбина	Объем масляного бака, м ³	Число маслоохладителей	Место установки маслоохладителя
P-40-12,8/3,1 ТМЗ	16	4	В масляном баке
P-100/105-12,8/1,5 ТМЗ	22	4	То же
T-50/60-12,8 ТМЗ	22	4	»
T-100/120-12,8 ТМЗ	22	6	»
T-175/210-12,8 ТМЗ	60	3	Вне масляного бака
T-250/300-23,5 ТМЗ	66	3	То же
ПТ-135/165-12,8/1,5 ТМЗ	26	6	В масляном баке
ПТ-50/60-12,8/0,7 ТМЗ	22	4	То же

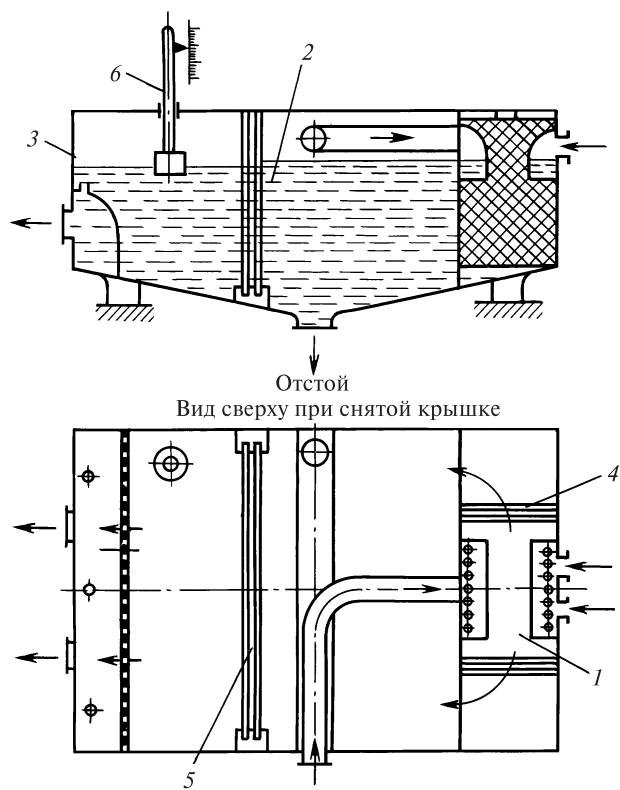


Рис. 4.4. Конструктивная схема масляного бака

ведены некоторые данные по емкости масляных баков теплофикационных турбин.

Конструктивная схема масляного бака показана на рис. 4.4. Масляный бак разделен промежуточными фильтрующими перегородками на три отсека: грязный 1, промежуточный 2 и чистый 3. В отсек поступает масло от подшипников (наиболее насыщенное воздухом и водой), которое подается на медную сетку с мелкой ячейкой, расположенной под зеркалом масла грязного отсека. Это позволяет подать масло тонким слоем, что способствует выделению воздуха. Кроме того, мелкая сетка препятствует увлечению воздуха потоком масла в глубь бака.

Затем через фильтры грубой очистки 4 масло проходит в промежуточный отсек. Фильтры грубой очистки представляют собой две сетки, выполненные из латунной проволоки с размером ячейки в свету 250—400 мкм. Поочередное извлечение сеток позволяет производить их чистку в процессе работы турбоагрегата.

В промежуточный отсек (а иногда и в грязный, но обязательно под уровень) сливается относительно

чистое масло из системы регулирования. Это позволяет избежать насыщения чистого масла воздухом.

Дно масляного бака имеет уклон для возможности периодического слива шлама, отстоя, воды и грязи.

Чистый отсек отделен от промежуточного сетчатыми фильтрами тонкой очистки 5 с размером ячейки 100—125 мкм. На сетках фильтров тонкой очистки устанавливают «заплаты» из сетки с очень мелкой ячейкой (20—40 мкм и меньше), которые несущественно увеличивают сопротивление фильтра, но позволяют за определенное время уловить мельчайшие механические примеси.

Патрубки забора масла главным масляным, резервным и аварийным насосами размещают как можно ниже для того, чтобы брать деаэрированное масло. При этом, конечно, учитывается, что придонный слой масла содержит механические примеси, воду и шлам.

Бак имеет поплавковый указатель уровня 6 с электрической сигнализацией при крайних допустимых верхнем и нижнем уровнях поплавка.

Верхняя часть масляного бака (см. рис. 4.3) вентилируется с помощью эксгаустеров (вытяжных вентиляторов). Такая вентиляция необходима, так как масло, поступающее на уплотнение электрического генератора с воздушным охлаждением и препятствующее утечке водорода из него, насыщается водородом и, несмотря на предшествующую вакуумную обработку для его удаления, заносит водород в масляный бак. Образование гремучего газа (смеси воздуха и водорода, выделяющегося из масла в баке) грозит взрывом, поэтому необходима постоянная вентиляция бака. Наряду с этим она способствует выделению воздуха из масла.

На рис. 4.5 показан масляный бак конструкции ТМЗ. В промежуточный отсек бака встроен воздухоотделитель, представляющий собой многоярусные перегородки, установленные поперек бака с наклоном к горизонту. В воздухоотделителе поток масла разделяется перегородками на тонкие слои, которые легко преодолеваются всплывающими пузырьками воздуха, скапливающимися под перегородками. При этом вследствие наклонного расположения перегородок под ними образуется пенный слой, легко перемещающийся вверх.

Масляный бак имеет два отдельных небольших отсека для устройств, с помощью которых контролируются уровни масла в промежуточном и чистом отсеках. Шесть маслоохладителей встроены в масляный бак. Они могут подключаться и отключаться по очереди для чистки.

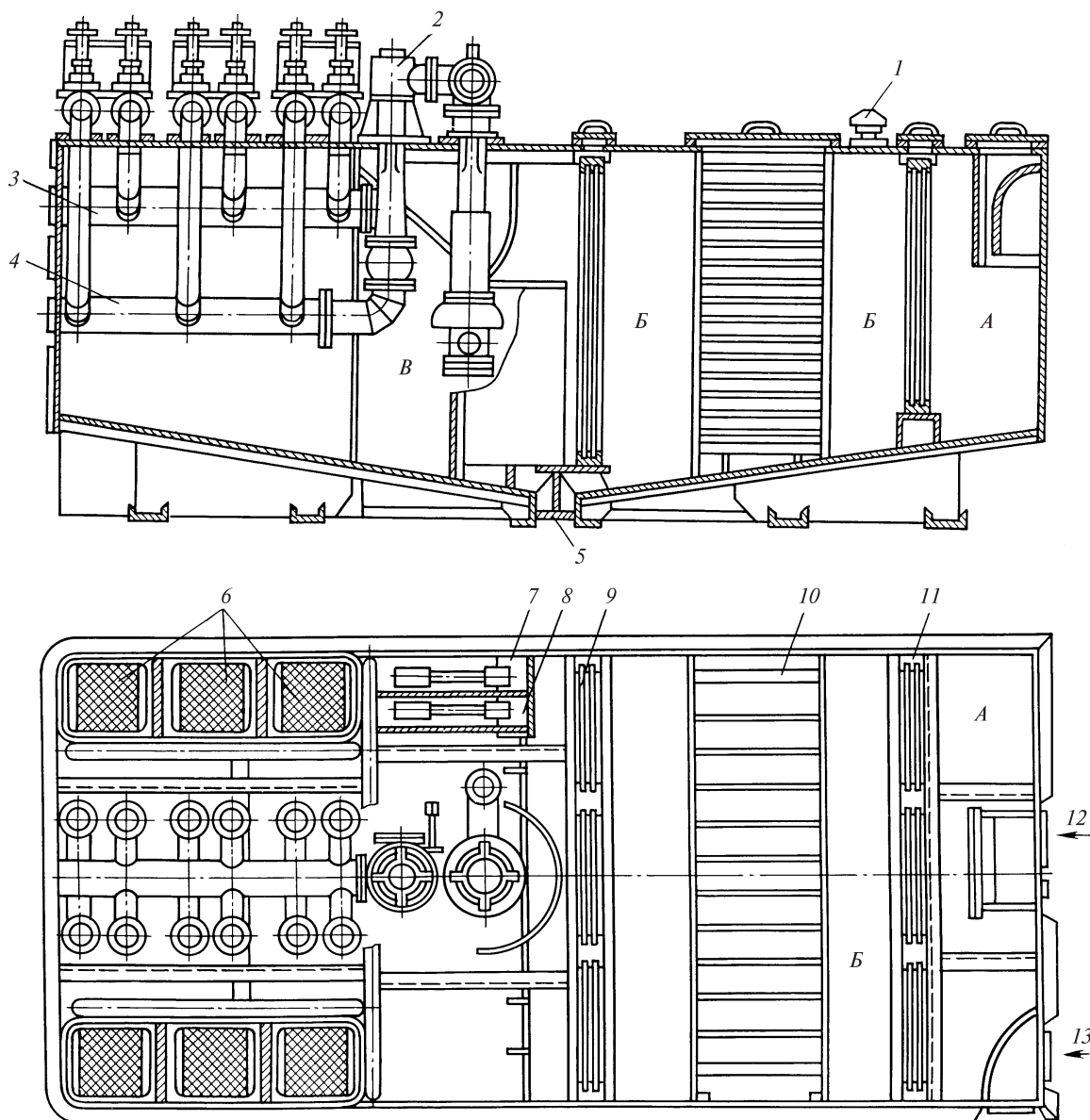


Рис. 4.5. Конструкция масляного бака ТМЗ со встроенными маслоохладителями

1 — отсос воздуха; 2 — инжекторная группа; 3 — выходной коллектор маслоохладителей; 4 — коллектор подачи масла к маслоохладителям; 5 — сливной патрубок; 6 — маслоохладители; 7, 8 — указатели уровня масла соответственно в чистом и промежуточном отсеках; 9 — фильтры основной очистки; 10 — воздухоохладитель; 11 — фильтры предварительной очистки; 12 — слив масла из подшипников; 13 — слив масла из системы регулирования; А — грязный отсек; Б — промежуточный отсек; В — чистый отсек

4.1.4. Насосы системы смазки и системы регулирования

В системах смазки в настоящее время применяют исключительно центробежные насосы.

Схема центробежного насоса показана на рис. 4.6. Через всасывающий патрубок 3 поступает перекачиваемая жидкость на вход рабочего колеса 1, вращаемого внешним двигателем (электродвигате-

лем, отдельной турбиной, валом основной турбины и т.д.). Рабочее колесо имеет лопатки 4, между которыми образуются постепенно расширяющиеся каналы (в отличие от сопловых и рабочих каналов проточной части турбины). При вращении рабочего колеса происходит взаимодействие его лопаток с перекачиваемой жидкостью и передача ей энергии, за счет чего насос развивает определенный напор.

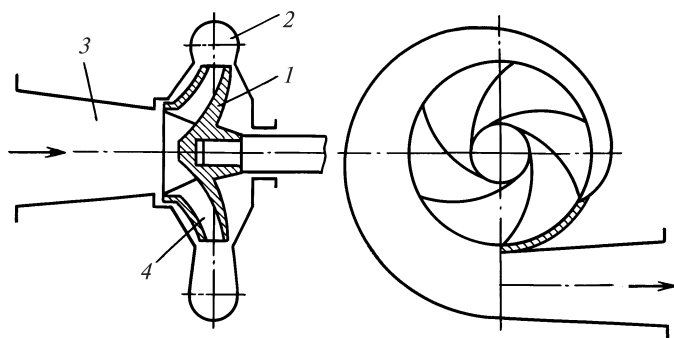


Рис. 4.6. Схема центробежного насоса

Напомним, что напором насоса называется высота, на которую он способен поднять жидкость при условии одинакового давления в приемном и подающем резервуарах. Если же эти давления неодинаковы, то необходимо учитывать выталкивающее или всасывающее действие приемного резервуара. Напор измеряется в единицах длины, обычно в метрах.

Из рабочего колеса перекачиваемая жидкость поступает в спиральную камеру 2, где часть ее кинетической энергии дополнительно преобразуется в энергию давления.

На рис. 4.7 показана конструкция главного масляного насоса турбин ЛМЗ. Корпус насоса, состоящий из двух частей 2 и 5, соединяемых горизон-

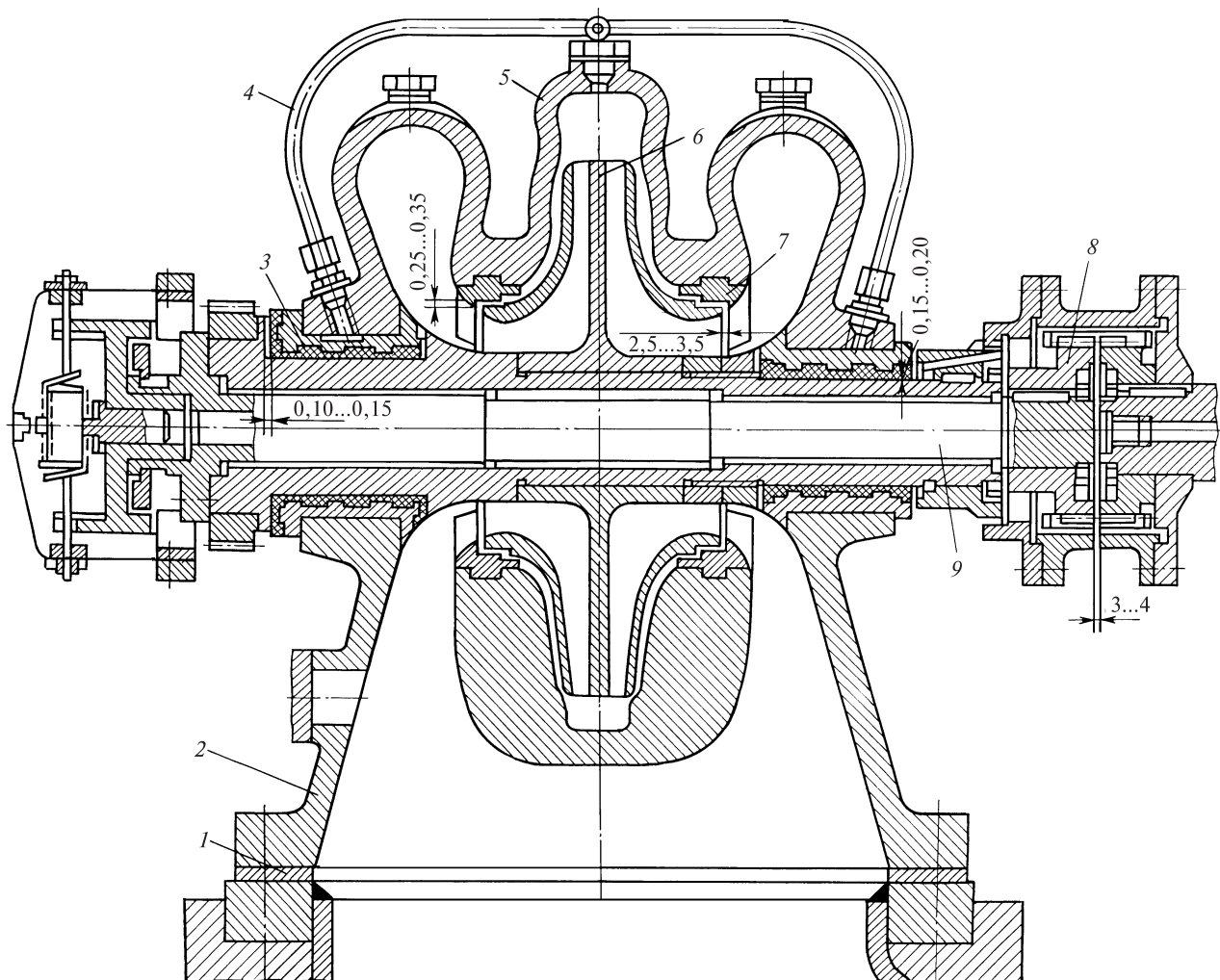


Рис. 4.7. Главный масляный насос турбин ЛМЗ

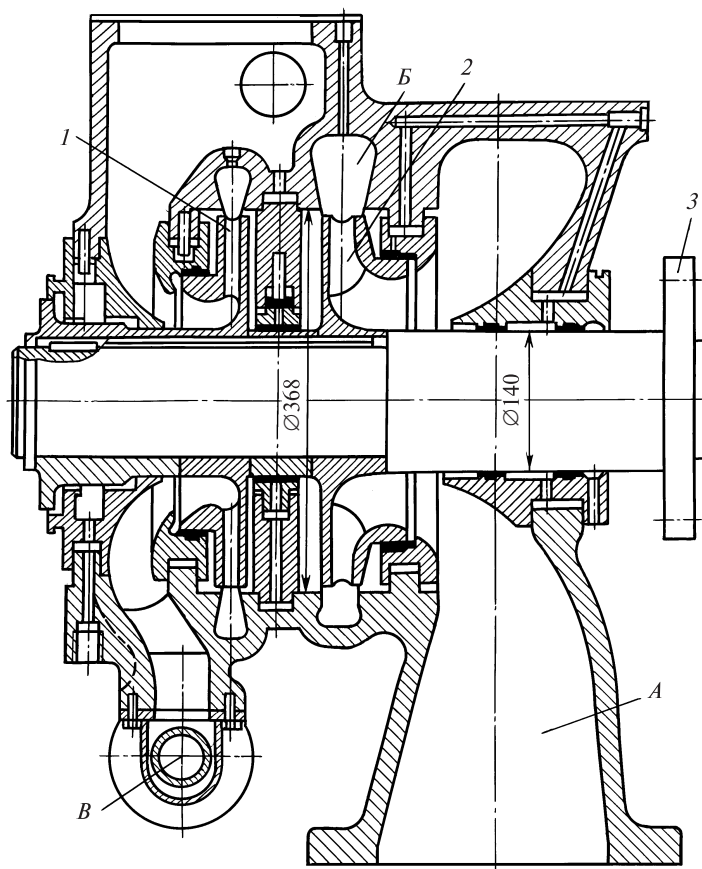


Рис. 4.8. Конструкция насосной группы турбин ТМЗ

1 — колесо насоса-импеллера; 2 — колесо главного масляного насоса; 3 — фланец для присоединения к валу турбины; А — всасывающая камера; Б — напорная камера; В — подвод масла к импеллеру

тальным разъемом, устанавливается через центрирующую прокладку 1 в корпусе переднего подшипника турбины. Рабочее колесо 6 насоса выполнено симметричным с двухсторонним подводом масла из всасывающего патрубка. Привод насоса осуществляется от вала турбины через гибкую муфту 8 со змеевидной пружиной и торсионный валик 9, проходящий внутри вала насоса. Вал опирается на два опорных подшипника скольжения 3, смазка к которым подается по двум трубам 4 из напорного патрубка. Осевое усилие воспринимается баббитовой заливкой, выполненной на торцевой части левого опорного подшипника. Для уплотнения всасывающих камер служат уплотнительные кольца 7.

На рис. 4.8 показана конструкция насосной группы турбин ТМЗ, состоящая из двух насосов: главного масляного насоса, подающего масло на смазку подшипников и в систему автоматического регулирования турбины, и насоса-импеллера (дат-

чика частоты вращения турбины, о котором пойдет речь ниже).

Выше отмечалось, что установка масляного насоса на валу турбины требует вспомогательного пускового масляного насоса с отдельным приводом.

В турбоустановках с отдельно устанавливаемыми основными масляными насосами с электроприводом отпадает необходимость в использовании пусковых масляных насосов, так как основные насосы работают постоянно.

В качестве резервных и аварийных электронасосов используют стандартные насосы.

4.1.5. Маслоохладители

Маслоохладители устанавливают для охлаждения масла, поступающего к подшипникам. Их можно устанавливать внутри и вне масляного бака.

На рис. 4.9 показана конструкция маслоохладителя ЛМЗ. Охлаждающая вода поступает в нижнюю

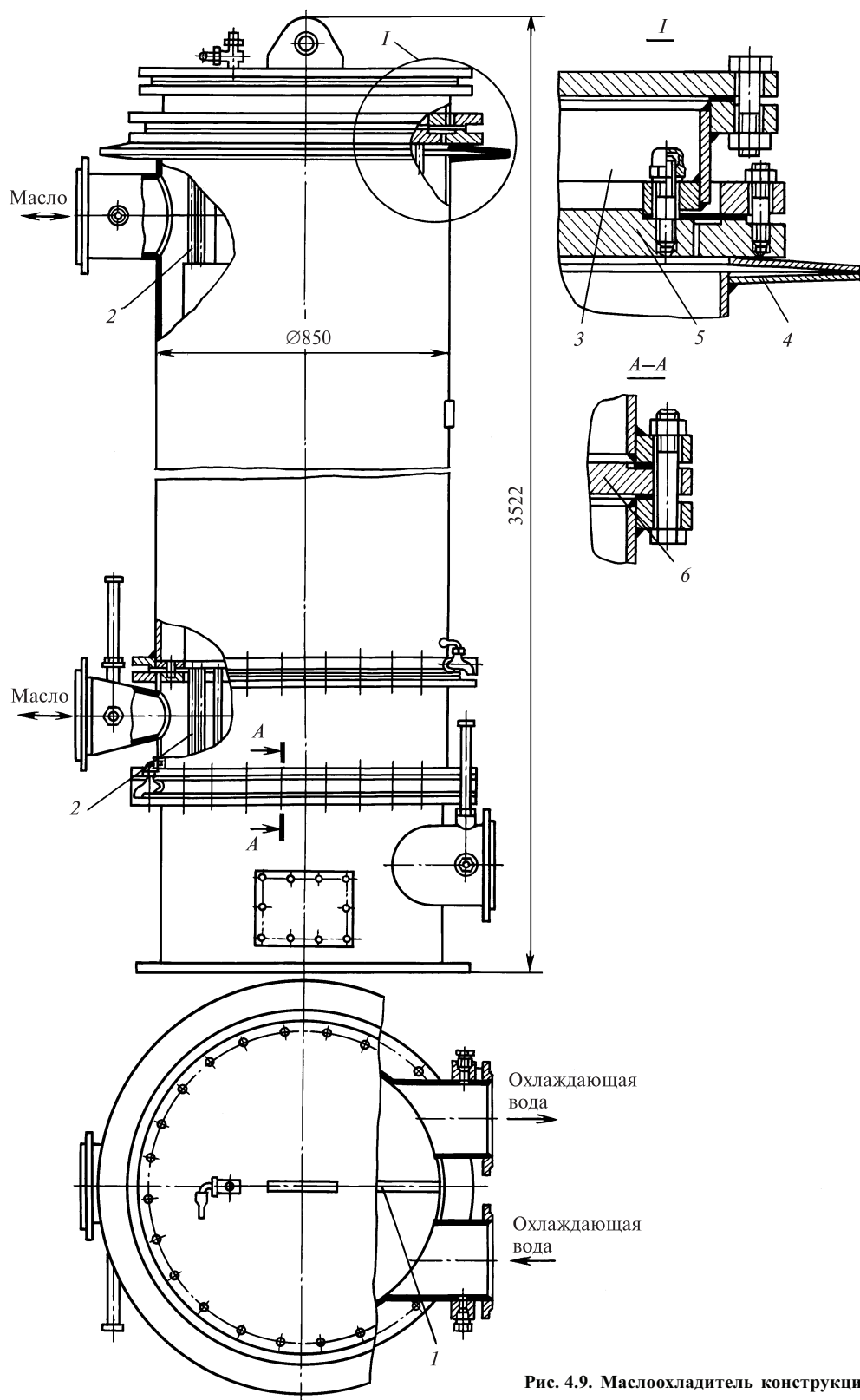


Рис. 4.9. Маслоохладитель конструкции ЛМЗ

водяную камеру, разделенную перегородкой 1. Из водяной камеры вода поступает в оребренные или неоребранные трубки 2, завальцованные в нижней 6 и верхней 5 трубных досках, проходит в верхнюю водяную камеру 3, поворачивает на 180° и по трубкам возвращается в нижнюю водяную камеру и удаляется на слив.

Нижняя трубная доска 6 закреплена жестко через прокладки между фланцем корпуса и фланцем водяной камеры. Вся трубная система вместе с верхней трубной доской 5 должна свободно расширяться вверх, поэтому верхняя трубная доска соединяется с корпусом через податливое соединение 4.

Масло в охладителе движется в межтрубном пространстве. Давление охлаждающей воды должно быть больше давления масла, чтобы исключить попадание масла в окружающую среду. Вместе с тем необходимо исключить и попадание воды в масляную систему либо созданием гарантированной плотности маслоохладителя, либо использованием двухконтурной системы охлаждения.

Каждый маслоохладитель снабжается четырьмя термометрами, показания которых говорят об эффективности его работы, а иногда вообще о необходимости его включения или выключения. Например при пуске, когда масло еще холодное, его направляют через охладитель без подачи охлаждающей воды и только после его нагрева подают охлаждающую воду. Измерению подлежат температура масла на входе и выходе из маслоохладителя и температура воды на входе и выходе. Изменения степени охлаждения масла и нагрева охлаждающей воды позволяют определить момент, когда необходима чистка маслоохладителя.

На рис. 4.9 изображена конструкция выносного маслоохладителя. Выше рассмотрена конструкция масляного бака с маслоохладителями, встроенными в масляный бак, что уменьшает необходимую площадь конденсационного помещения (см. рис. 4.5). В табл. 4.2 и 4.3 представлены характеристики маслоохладителей ЛМЗ и ТМЗ.

Таблица 4.2

Характеристики маслоохладителей ЛМЗ

Показатель	Маслоохладитель	
	М-240	М-250
Поверхность охлаждения, м ²	240	540
Коэффициент оребрения трубок	11	11
Номинальный расход масла, м ³ /ч	165	330
Номинальный расход воды, м ³ /ч	150	300
Число ходов масла	1	1
Номинальная температура масла, °С		
	на входе	55
на выходе	45	45
Номинальная температура воды на входе, °С	33	33
Число ходов воды	2	2
Гидравлическое сопротивление маслоохладителя при номинальном расходе, МПа:		
	по воде	0,03
по маслу	0,025	0,0374
Общее число оребренных трубок, шт.	184	444
Диаметр и толщина стенки оребренных трубок, мм	19 × 1	19 × 1
Полная высота аппарата, мм	3506	3625
Наружный диаметр корпуса, мм	850	1200
Масса сухого аппарата, кг	2990	5796

Таблица 4.3

Характеристики маслоохладителей ТМЗ

Показатель	Маслоохладитель	
	М-240	Встроенный в маслобак
Поверхность охлаждения, м ²	240	45
Номинальный расход масла, м ³ /ч	185	30
Номинальный расход воды, м ³ /ч	150	30
Номинальная температура масла, °С:		
	на входе	55
на выходе	45	45
Номинальная температура воды на входе, °С	33	33
Гидравлическое сопротивление маслоохладителя при номинальном расходе, кПа:		
	по воде	2
по маслу	25	40
Общее число трубок, шт.	184	406
Диаметр и толщина стенки трубок, мм	19 × 1	19 × 0,75
Полная высота аппарата, мм	3506	2676
Наружный диаметр корпуса, мм	850	597
Масса сухого аппарата, кг	3031	815

4.1.6. Защита турбины от уменьшения расхода масла

Защиту подшипников турбины от недопустимого уменьшения расхода масла осуществляет реле давления, конструкция которого показана на рис. 4.10. Масло из линии за маслоохладителями через штуцер подается под дно сильфона и сжимает его. При нормальной работе главного масляного насоса шток обеспечивает такое положение контактных шайб (рис. 4.11, *a*), при котором цепи пуска двигателей аварийных насосов разомкнуты. При падении давления в системе смазки сила, действующая на дно сильфона, уменьшается, сильфон удлиняется под действием сжатой пружины, шток смещается вниз, замыкая контакты цепи 2, подающей световой сигнал «Давление масло мало» и включающей аварийный насос с двигателем переменного

тока. В турбине Т-100-12,8, например, срабатывание этого реле происходит при абсолютном давлении масла 135 кПа.

При дальнейшем падении давления в системе смазки шток опускается еще ниже, и замыкаются контакты цепи 3, включающие аварийный масляный насос с электродвигателем постоянного тока. Если давление и дальше продолжает падать, то замыкаются контакты цепи 1, подающие сигнал через электромагнитный выключатель на закрытие стопорных клапанов турбины и не допускающие включение валоповоротного устройства во избежание износа баббитовой заливки опорных вкладышей.

Аналогичным образом организуется включение резервных и аварийных масляных насосов в схеме с отдельно стоящими насосами. Обычно, система смазки подшипников включает два масляных электронасоса с приводом от двигателей переменного

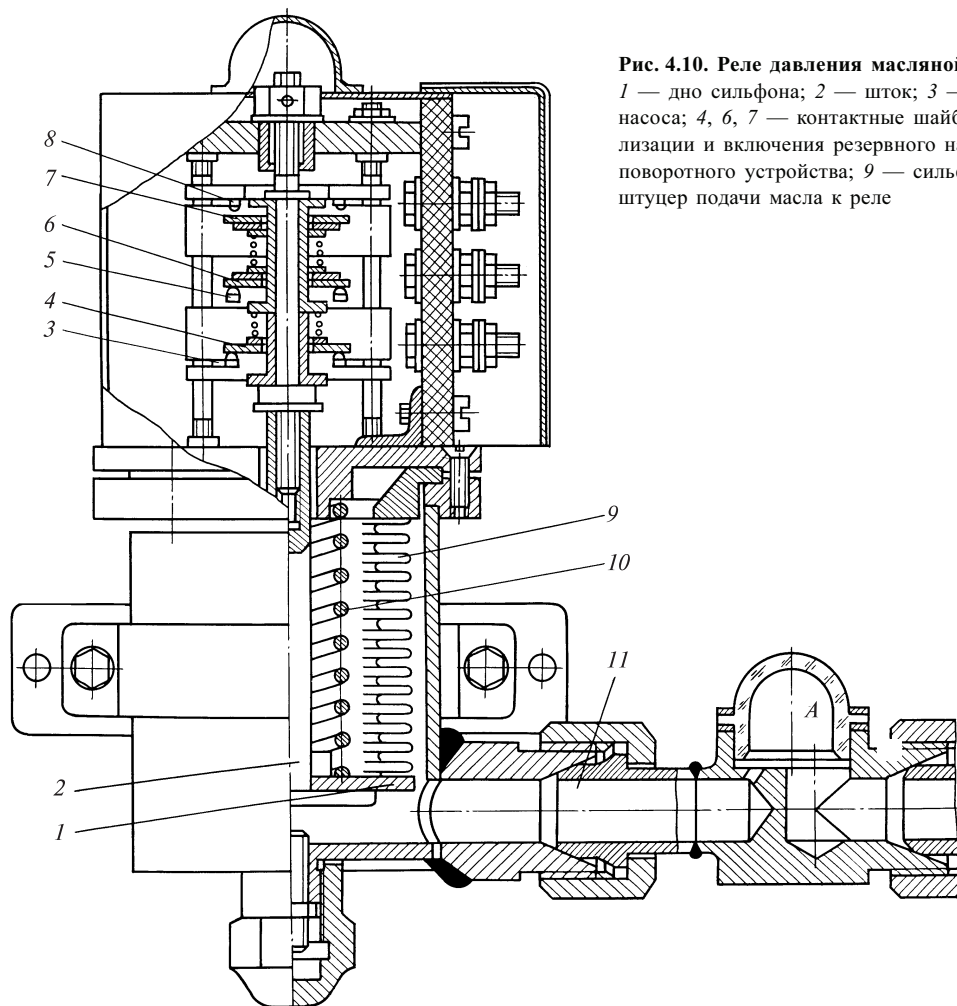


Рис. 4.10. Реле давления масляной системы

1 — дно сильфона; 2 — шток; 3 — контакты включения аварийного насоса; 4, 6, 7 — контактные шайбы; 5 — контакты звуковой сигнализации и включения резервного насоса; 8 — контакты и цепи валоповоротного устройства; 9 — сильфон; 10 — пружина сжатия; 11 — штуцер подачи масла к реле

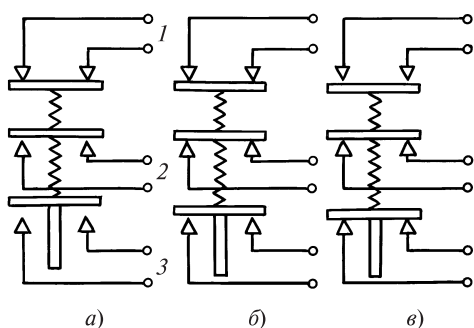


Рис. 4.11. Схема работы реле давления масляной системы
 а — нормальная работа; б — сигнал «давление смазки мало»; в — включен резервный насос; 1 — цепь электродвигателя валоповоротного устройства и электромагнитного выключателя; 2 — цепь включения сигнализации и насоса с электродвигателем переменного тока; 3 — цепь электродвигателя аварийного насоса

тока, подключенных к различным источникам собственных нужд, и два электронасоса, двигатели которых подключены к двум различным аккумуляторным батареям. Управляются насосы двумя реле давления. При нормальной работе абсолютное давление масла на уровне оси турбины 220 кПа (по показаниям манометра — $1,2 \text{ кгс/см}^2$) обеспечивается основным электронасосом. При уменьшении давления до 195 кПа оба реле подают световой сигнал, первое реле включает резервный насос с двигателем переменного тока, а второе реле через 2 с — один из насосов с двигателем постоянного тока. При дальнейшем понижении давления (до 130 кПа) первое реле блокирует включение валоповоротного устройства, а второе через 9 с обеспечивает отключение турбины.

4.2. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

4.2.1. Необходимость регулирования и управления

Выработка электроэнергии турбоагрегатами энергосистемы всегда должна совпадать с ее потреблением. Следовательно, турбина должна иметь органы и устройства, позволяющие изменять ее мощность в зависимости от потребности в электроэнергии, иными словами, турбина должна иметь механизм управления.

Как показано в § 2.11, при протекании пара через турбину на валу ротора возникает вращающийся

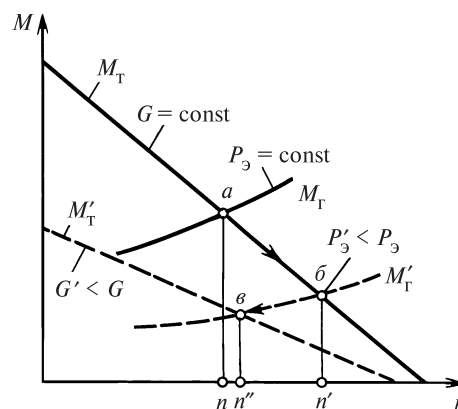


Рис. 4.12. Характеристики моментов турбины и генератора

ротор (движущий) крутящий момент M_T . Если зафиксировать пропуск пара G через турбину, начальные и конечные параметры, и поскольку мощность равна произведению крутящего момента на угловую скорость вращения n крутящий момент, развиваемый ею, будет уменьшаться так, как показано на рис. 4.12 сплошной линией. Эта зависимость $M_T(n)$ называется характеристикой движущего момента турбины. При новом, например меньшем постоянном пропуске пара G' , характеристика $M'_T(n)$, будет располагаться ниже. Электрический генератор турбоагрегата также имеет характеристику момента сопротивления вращению, представляющую собой связь крутящего момента сопротивления M_G , развиваемого электромагнитными силами, с частотой вращения n при постоянной нагрузке (мощности) P_3 питаемой от него электрической сети. При снижении нагрузки до значения P'_3 характеристика момента генератора снижается.

Ясно, что при $M_T \neq M_G$ устойчивого вращения ротора турбины не будет: при $M_T > M_G$ вращение будет ускоряться, а при $M_T < M_G$ — замедляться. При $M_T = M_G$ ротор будет вращаться устойчиво, а на характеристиках моментов это состояние будет изображаться точкой пересечения характеристики движущего момента турбины, отвечающей определенному пропуску пара G , и характеристики момента сопротивления генератора, отвечающей определенной нагрузке сети P_3 .

Представим себе, что турбина не имеет какой-либо автоматической системы регулирования.

Пусть через нее протекает расход пара G , а нагрузка генератора равна P_3 . Тогда турбогенератор будет устойчиво вращаться с частотой n . Если электрическая нагрузка генератора уменьшится до значения P'_3 , например, вследствие отключения потребителей электрической энергии, то характеристика момента сопротивления генератора снизится. Поскольку изменений в расходе пара через турбину не произошло, то рабочая точка переместится из точки a в точку b , и турбогенератор приобретет частоту вращения $n' > n$. Если бы диапазон изменения частоты вращения при изменении нагрузки генератора не имел значения для потребителя, то не требовалось бы какой-либо системы автоматического регулирования, так как переход от одного устойчивого состояния к другому происходил бы за счет саморегулирования путем изменения частоты вращения системы турбина—генератор.

Многие категории потребителей электрической энергии и среди них некоторые механизмы собственных нужд электростанций требуют очень точного поддержания частоты электрической сети и, следовательно, частоты вращения турбогенераторов. В соответствии с ПТЭ частота электрической сети должна поддерживаться с точностью $\pm 0,1$ Гц. В противном случае между отдельными участками энергосистемы может происходить самопроизвольное перераспределение мощности, вызывающее перегрузку одних электрических линий и недогрузку других. Это приводит к значительным потерям энергии и нарушению устойчивости энергосистемы, что может повлечь отключение некоторых потребителей энергии.

Таким образом, необходимо каким-то образом постоянно восстанавливать равенство между требуемой и вырабатываемой мощностью турбоагрегата (или группы турбоагрегатов), которого можно достигнуть, например, изменением расхода пара. Если в рассмотренном выше примере после снижения электрической нагрузки и увеличения частоты вращения до значения n' закрытием паровпускного клапана уменьшить расход пара до значения G' , то рабочая точка (рис. 4.12) переместится вдоль характеристики $M_r(n)$ из точки b в точку v , и турбоагрегат будет иметь частоту вращения $n'' < n'$, мало отличающуюся от начальной частоты n . Машинист турбины не в состоянии изменять расход пара непрерывно и с необходимой точностью, поэтому поддержание частоты вращения передается системе автоматического регулирования турбины (САР).

Рассмотрим теперь турбину с противодавлением (см. рис. 3.1), главной задачей которой является отпуск на соответствующее промышленное предприятие пара вполне определенного давления. Если потребитель начинает использовать большее количество пара, то давление в выходном патрубке турбины будет падать. Для его поддержания используется САР, которая должна открыть регулирующие клапаны турбины для увеличения пропускания пара через нее. С ростом расхода пара на турбину давление в выходном патрубке восстановится.

Таким образом, в турбине с противодавлением САР при нормальной работе поддерживает в определенных узких пределах давление в выходном патрубке. При этом частота вращения турбины будет определяться частотой сети энергосистемы, а электрическая мощность — пропуском пара через турбину, задаваемого потребностями теплового потребителя. Говорят, что турбина работает по тепловому графику.

Как следует из § 1.5, теплофикационный агрегат представляет собой комбинацию паровой турбины с противодавлением и конденсационной турбины. Соответственно в зимнее время он может работать только в режиме с противодавлением, в летнее — с конденсацией (по электрическому графику). В общем случае от теплофикационной турбины требуется одновременное поддержание и частоты сети, и температуры сетевой воды, т.е. давления пара, подаваемого в подогреватель сетевой воды. Таким образом, теплофикационная турбина имеет два регулируемых параметра и соответствующую САР.

Существуют турбоагрегаты с двумя теплофикационными отборами: промышленным (обычно в виде пара) и собственно теплофикационным (для нагрева сетевой воды). Тогда такая турбина будет иметь три регулируемых параметра: давление в обоих отборах и частоту вращения.

Наконец, заметим, что теплофикационная турбина может и не иметь средств поддержания давления в отборе. Тогда регулирование температуры сетевой воды осуществляется средствами регулирования водонагревательной установки, например изменением расхода сетевой воды.

4.2.2. Принципы действия систем автоматического регулирования турбин

Схема простейшей системы регулирования частоты вращения турбоагрегата показана на рис. 4.13.

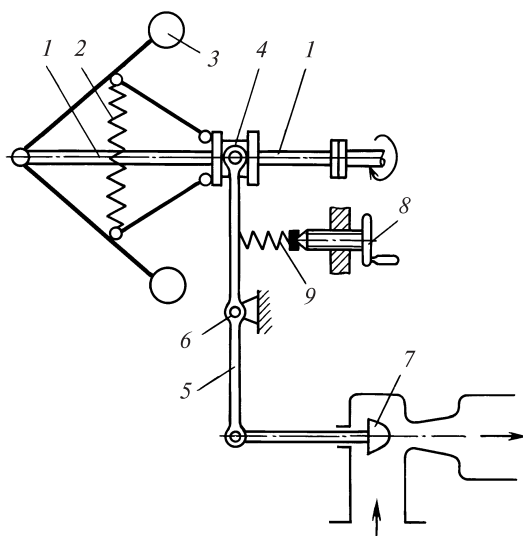


Рис. 4.13. Принципиальная схема регулирования частоты вращения турбоагрегата

1 — вал регулятора частоты вращения; 2 — пружины; 3 — грузики; 4 — муфта; 5 — рычаг; 6 — шарнир; 7 — регулирующий клапан; 8 — маховичок механизма управления; 9 — пружина

Валик регулятора приводится в движение от вала турбины. На нем расположена муфта, которая может перемещаться вдоль него под действием приложенных сил. Грузы регулятора при вращении под действием центробежных сил стремятся разойтись и сдвинуть муфту влево. Фиксированное положение муфты на регуляторном валике будет тогда, когда центробежная сила, развиваемая грузами, уравновесится усилием в пружине растяжения. Если частота вращения увеличивается, то грузы расходятся, если уменьшается, то пружина 2 перемещает муфту вправо. Совокупность муфты, грузов и пружины представляет собой датчик частоты вращения, часто называемый регулятором частоты вращения.

К муфте через шарнир присоединен рычаг, поворачивающийся вокруг неподвижного шарнира и тем самым перемещающий клапан, впускающий пар в турбину.

Рассмотрим работу описанной системы регулирования. Предположим, что положение регулятора частоты вращения и клапана турбины отвечает некоторой частоте вращения и мощности турбины. Если, например нагрузка электрогенератора, т.е. момент сопротивления вращению увеличится, то ротор турбины начнет замедлять свое вращение. Центробежная сила грузов уменьшится, муфта сдвинется вправо, вследствие чего клапан турбины откроется, с тем, чтобы увеличить мощность турби-

ны в соответствии с возросшей нагрузкой генератора. Таким образом, турбина автоматически увеличит свою мощность до необходимой, однако ее частота вращения не вернется к прежнему значению. Это становится ясным из рис. 4.13: при изменении положения клапана изменяется положение муфты регулятора и, следовательно, натяжение пружины 2, которое может уравновесить только центробежная сила грузов при другой, вполне определенной частоте вращения. При максимальной нагрузке турбины клапан полностью откроется, муфта займет крайнее правое положение и частота вращения будет максимальной.

Схема регулирования, показанная на рис. 4.13, содержит все основные элементы любой самой сложной системы регулирования, однако на практике имеет целый ряд недостатков. Одним из них является малая перестановочная сила регулятора. Действительно, для того чтобы регулятор быстро откликнулся на изменение частоты вращения, необходимо, чтобы его грузы 3 были легкими, а это означает, что центробежная сила, переставляющая муфту 4 и клапан 7, оказывается малой. Вместе с тем на клапаны действуют значительные силы, преодолеть которые центробежный регулятор в состоянии только в турбинах малой мощности с низкими параметрами пара.

Поэтому центробежные регуляторы турбин не соединяют непосредственно с парораспределительными органами, а воздействуют на них через вспомогательный усилительный механизм, называемый сервомотором.

Другой недостаток рассмотренной системы регулирования состоит в наличии большого количества механических соединений и шарниров, зазоры и трение в которых являются источником появления значительной нечувствительности: изменение расхода пара происходит лишь после некоторого изменения частоты вращения. Опыт эксплуатации рычажных систем регулирования показал, что даже в хорошо отлаженных и пригнанных системах регулирования после относительно недолгой работы появляется нечувствительность, из-за чего приходится останавливать турбину для ремонта САР. Поэтому в современных системах используют в основном гидравлические связи (каналы, в которых циркулирует несжимаемая жидкость), не подвергающиеся износу и не приобретающие нечувствительности со временем.

Наконец, центробежный регулятор частоты вращения, показанный на рис. 4.13, требовал пониженной частоты вращения регуляторного валика, поэто-

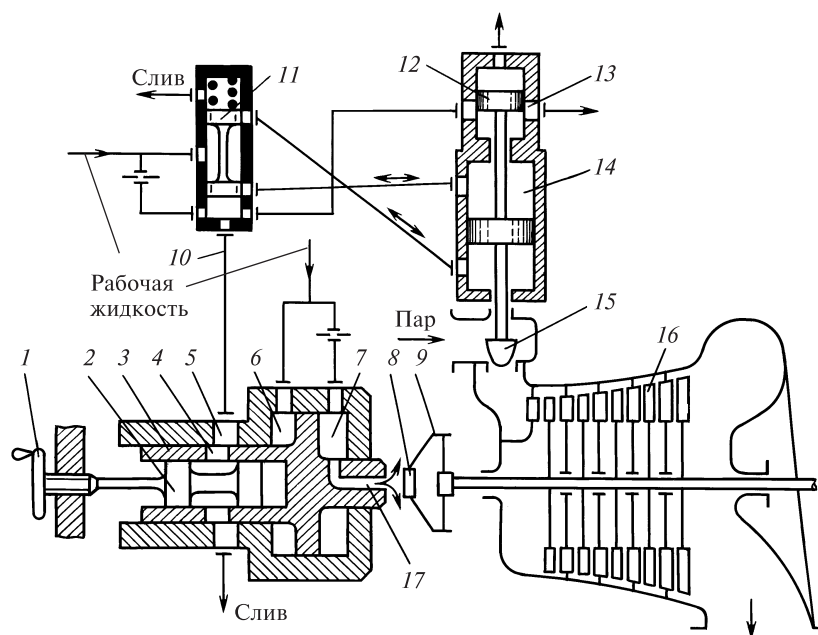


Рис. 4.14. Принципиальная схема регулирования с гидравлическими связями

му его привод от вала турбины осуществлялся через понижающую передачу (чаще всего червячную), которая вследствие малой надежности была постоянным источником тяжелых аварий. Поэтому в системах регулирования современных паровых турбин регуляторы частоты вращения центробежного типа имеют специальную конструкцию, позволяющую им работать непосредственно на валу турбины.

На рис. 4.14 показана принципиальная схема регулирования с быстроходным регулятором частоты вращения и гидравлическими связями.

Перемещение регулирующего клапана 15, который управляет подачей пара в турбину 16, осуществляет сервомотор 14, представляющий собой цилиндр с движущимся внутри поршнем. При подаче рабочей жидкости под давлением в полость над поршнем и сообщении полости под поршнем с областью пониженного давления (сливом) поршень перемещается вниз и закрывает регулирующий клапан. При подаче рабочей жидкости под поршень регулирующий клапан открывается.

Подачей рабочей жидкости в сервомотор управляет золотник 11, на который сверху действует усилие пружины, а снизу — давление рабочей жидкости. При установившемся режиме работы турбины кромки золотника 11 располагаются в точности против окон в буксе золотника, следовательно, рабочая жидкость, поступающая в полость между управляющими буртиками золотника, не может проходить в сервомотор, поэтому клапан 15 турбины

неподвижен. Движение сервомотора происходит только при смещении золотника; тогда в одну из полостей сервомотора поступает жидкость под давлением, а другая полость сообщается через золотник с областью низкого давления.

Из рассмотрения принципа работы сервомотора и его золотника сразу следует важное преимущество такой системы: для перемещения золотника 11 не требуется большой перестановочной силы, при этом в сервомотор можно подавать жидкость под высоким давлением, что позволяет получить большое перестановочное усилие на клапане при малых размерах сервомотора.

Важным элементом системы регулирования является золотник обратной связи 12, обеспечивающий устойчивость ее работы. При своем движении поршень сервомотора 14 не только перемещает клапан, но и воздействует на давление под золотником 11, возвращая его к прежнему значению и останавливая движение поршня сервомотора 14 (поэтому золотник обратной связи часто называют выключателем).

Регулятор частоты вращения 9 помещен непосредственно на валу турбины 16 и выполнен в виде упругой ленты, деформация которой вызывает перемещение отбойной пластины 8, изменяющей расход жидкости через сопло 17 в буксе 3. Положение буксы определяется разностью давлений рабочей жидкости в камерах 6 и 7. Если, например частота вращения возрастает, то отбойная пластина 8

регулятора частоты вращения сдвинется вправо, слив из сопла 17 увеличится и давление в камере 7 снизится. Поэтому бруска сдвинется вправо и увеличит площадь для прохода рабочей жидкости через окна 5 и 4 на слив в область низкого давления. Это приведет к падению давления в линии 10 и опусканию отсечного золотника 11 (линию 10 называют импульсной, поскольку она дает импульсы на перемещение золотника). Рабочая жидкость начнет поступать в верхнюю полость сервомотора, и регулирующий клапан 15 закрывается. При этом важно, что золотник 12 обратной связи, перемещающийся вместе с поршнем сервомотора, будет прикрывать окна 13, компенсируя открытие окон 5 и восстанавливая давление в импульсной линии под золотником 11. В результате золотник 11 займет снова среднее положение, а клапан 15 — новое положение, обеспечивая поддержание частоты вращения.

При снижении частоты вращения процесс регулирования будет протекать в обратном порядке.

Золотник 2, перемещаемый с помощью маховичка 1 (или электродвигателя), играет роль механизма управления. Действительно, если, например, турбина включена в мощную энергосистему и ее частота вращения практически неизменна, то, закрывая окна 4 золотником 2, можно изменить давление под золотником 11, что вызовет его перемещение и поступление рабочей жидкости в сервомотор 14. Поршень сервомотора поднимется и увеличит его мощность. Открытие окон золотника 13 восстановит импульсное давление под золотником 11 и вернет его в среднее положение при новом режиме работы турбины.

На рис. 4.15 показана принципиальная схема регулирования турбины с противодавлением. На золотник 2, управляющий поршнем сервомотора 3, который перемещает клапан 4 подачи пара в турбину, в общем случае могут воздействовать регулятор частоты вращения 1 и регулятор давления 6. При работе турбины по тепловому графику ее механизм управления ставят в крайнее положение, соответствующее максимальному пропуску пара через турбину. Однако реальный расход через нее будет определяться давлением пара, направляемого в расходную линию потребителю (при увеличении потребления давление в выходном патрубке падает, а при уменьшении растет) регулятор давления 6 перемещает точку *C* рычага *AC*. При этом положение точки *A* остается неизменным при неизменной частоте сети. Например, при увеличении потребления

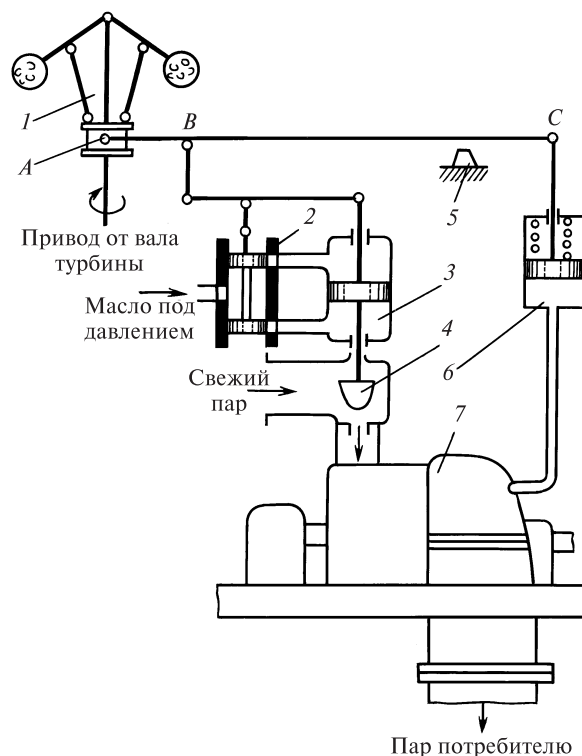


Рис. 4.15. Принципиальная схема регулирования турбины с противодавлением

пара давление в выходном патрубке турбины 7 упадет, поршень регулятора давления 6, а следовательно, и точки *C* и *B* рычага опустятся вниз. Клапан 4 откроется, с тем чтобы увеличить расход пара через турбину (и потребителя) и восстановить давление в выходном патрубке.

Таким образом, при нормальной работе турбины с противодавлением по тепловому графику необходимость в регуляторе частоты вращения отпадает. Однако он нужен для пуска и защиты турбины при аварийных режимах.

На рис. 4.16 показана принципиальная схема регулирования турбины с регулируемым отбором пара.

Пропуск пара в турбину регулируется клапаном 1. Пройдя ЧВД, поток пара раздваивается: часть пара клапаном 8 пропускается в ЧНД, проходя через которую пар вырабатывает электрическую мощность и направляется в конденсатор, а другая часть после ЧВД направляется тепловому потребителю.

Воздействуя на регулирующие клапаны 1 ЧВД и 8 ЧНД, можно изменять расход пара в отбор, поддерживая мощность турбины неизменной, или, наоборот, изменять мощность, не изменяя количества отбираемого пара. Для этого необходимо, чтобы в

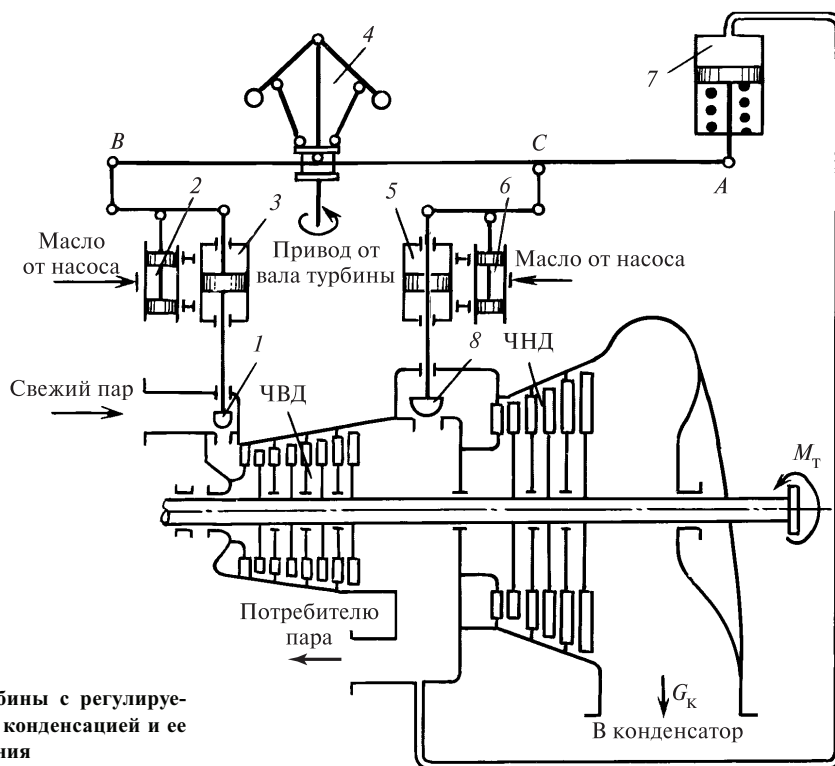


Рис. 4.16. Схема турбины с регулируемым отбором пара и конденсацией и ее системы регулирования

первом случае клапаны 1 и 8 работали в противоположных направлениях (один — на открытие, а второй — на закрытие), а во втором случае — в одинаковом направлении. Для этого турбина должна иметь соответствующую систему регулирования, рассмотренную ниже.

Турбина с регулируемым отбором пара может работать как в режиме турбины с противодавлением, так и в режиме конденсационной турбины. Действительно, при закрытых регулирующих клапанах 8 ЧНД (необходимо только оставить небольшой пропуск пара в ЧНД для охлаждения проточной части) турбина будет работать практически в режиме противодавления. Наоборот, при полностью открытых регулирующих клапанах ЧНД и закрытой задвижке на линии отбора турбина будет работать как конденсационная.

В турбинах с отбором пара регулирующие клапаны ЧСД управляют расходом пара в отбор на всех режимах работы (кроме режима работы с противодавлением).

Система регулирования турбины с отбором пара обязательно имеет два датчика. Регулятор частоты вращения служит для формирования сигнала по

частоте вращения, а регулятор давления — по количеству (давлению) отбираемого пара.

Для возможности независимого регулирования мощности и величины отбора система регулирования выполняется связанной. Это означает, что она работает так, что при изменении одного из параметров (например, электрической мощности) второй параметр (в нашем случае — величина отбора) остается практически неизменным.

При связанном автоматическом регулировании турбины с отбором пара (рис. 4.16) положением золотников 2 и 6 сервомоторов 3 и 5 ЧВД и ЧНД управляют через систему рычагов регуляторы частоты 4 и давления 7. Если, например, вследствие увеличения нагрузки в сети частота вращения турбоагрегата упадет, то рычаг *АСВ* будет поворачиваться вокруг неподвижной точки *А*, и это будет приводить к одновременному открытию клапанов 1 и 8 ЧВД и ЧНД, с тем чтобы вернуть частоту сети к прежнему значению (в пределах статической характеристики); при этом размеры рычагов должны быть выбраны так, чтобы расход пара в отбор, равный разности расходов пара из ЧВД и на входе в ЧНД, не изменился. Таким образом, при изменении частоты вращения сервомоторы ЧВД и ЧНД

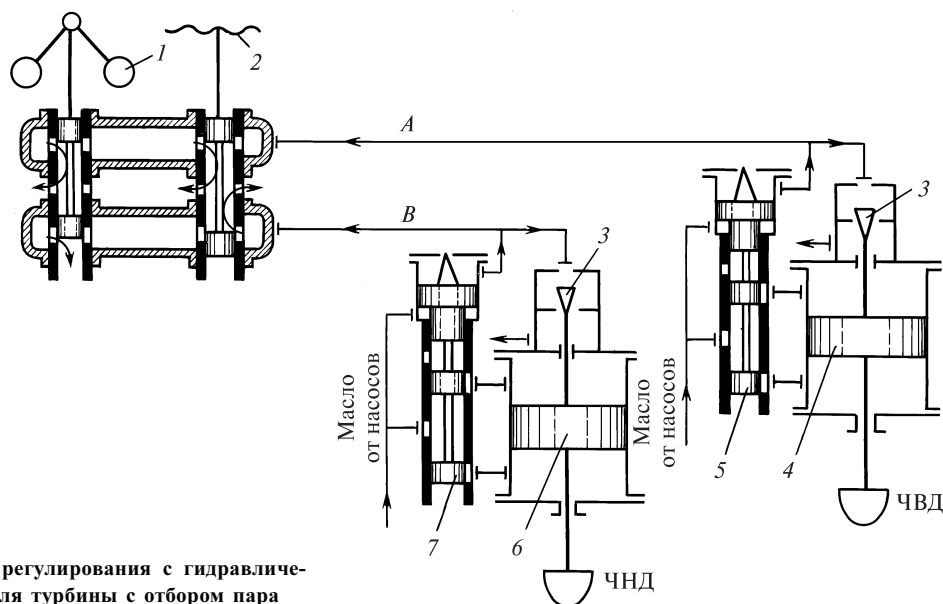


Рис. 4.17. Схема регулирования с гидравлическими связями для турбины с отбором пара

будут перемещаться в одинаковом направлении. Наоборот, если при неизменной частоте вращения (т.е. при неизменном положении муфты регулятора) произойдет изменение отбора, рычаг *ACB* будет поворачиваться так, что регулирующие клапаны ЧВД и ЧНД будут перемещаться в разных направлениях. Например, при падении давления в отборе точка *B* сместится вниз, а точка *C* — вверх; это приведет к открытию клапанов ЧВД (для сохранения давления пара в отборе) и к одновременному закрытию клапанов ЧНД (для уменьшения мощности, развиваемой за счет большего пропуска пара через ЧВД).

Рассмотренная схема регулирования с рычажными связями является простейшей и четко демонстрирует принципы регулирования. В современных системах регулирования в основном используют гидравлические связи. Пример такой системы регулирования показан на рис. 4.17. В этой системе перемещение главных золотников 5 и 7 и соответствующих сервомоторов 4 и 6 определяется изменением импульсных давлений в линиях *A* и *B*. Эти давления зависят от положения золотников, перемещаемых регулятором частоты вращения 1 и регулятором давления 2 (непосредственно или через промежуточные механические или гидравлические связи), и конусов обратной связи 3. Нетрудно видеть, что смещение золотника регулятора частоты вращения приводит к одновременному снижению или повышению давлений в импульсных линиях и движению сервомоторов и регулирующих клапанов ЧВД и ЧНД в одном направлении. Наоборот, сме-

щение золотника регулятора давления вызывает изменение давления в импульсных линиях в разных направлениях, что приводит к разным направлениям перемещения клапанов.

В общем случае может происходить одновременное изменение и частоты вращения, и расхода пара в отбор. При этом золотники обоих регуляторов будут выдавать соответствующий суммарный сигнал в импульсные линии для перемещения клапанов. Конструктивно оба золотника, как правило, совмещают, и полученное устройство часто называют блоком суммирующих золотников, который является характерной принадлежностью гидравлических систем регулирования турбин с отборами пара.

4.2.4. Статические характеристики регулирования

Важнейшей характеристикой системы регулирования любого параметра (частоты вращения, давления в отборе и т.д.) является статическая характеристика.

Связь между мощностью турбины P_3 и частотой вращения n называют статической характеристикой системы регулирования частоты вращения. Для ее построения нужно отложить по оси абсцисс нагрузку турбины, а по оси ординат — частоту вращения. Эта зависимость изображена на рис. 4.18 сплошной плавной линией.

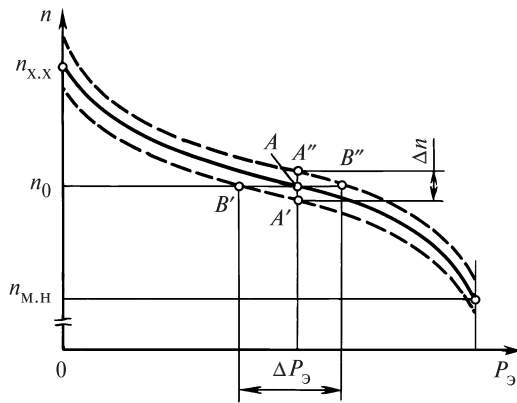


Рис. 4.18. Статическая характеристика системы регулирования

Показанная характеристика называется статической потому, что она отражает установившиеся положения органов парораспределения и частот вращения (статика регулирования), не давая самих процессов перехода от одной нагрузки к другой (динамика регулирования).

Если обозначить частоту вращения турбины на холостом ходу (когда электрическая мощность равна нулю) через $n_{x.x}$, а при максимальной нагрузке — через $n_{m.n}$, то разность этих частот вращения, отнесенная к средней частоте вращения n_0 , называется степенью неравномерности δ или просто неравномерностью системы регулирования:

$$\delta = (n_{x.x} - n_{m.n}) / n_0.$$

Государственный стандарт требует, чтобы степень неравномерности регулирования частоты вращения паровых турбин всех типов составляла 4—5 %. Это означает, что если, например, $\delta = 5\%$ при номинальной частоте вращения 50 1/с, то при изменении нагрузки от холостого хода до максимальной частота вращения будет изменяться от 48,75 до 51,24 1/с.

Такие жесткие требования к неравномерности системы регулирования диктуются одним из самых опасных режимов работы турбины — режимом *полного сброса электрической нагрузки с отключением электрического генератора от сети*. При сбросе нагрузки система автоматического регулирования турбины обеспечивает резкое уменьшение пропуска пара в турбину и ее перевод на режим холостого хода, при котором частота вращения в соответствии со статической характеристикой должна быть больше номинальной на величину $\Delta n_{ст} = \delta n_0$, называе-

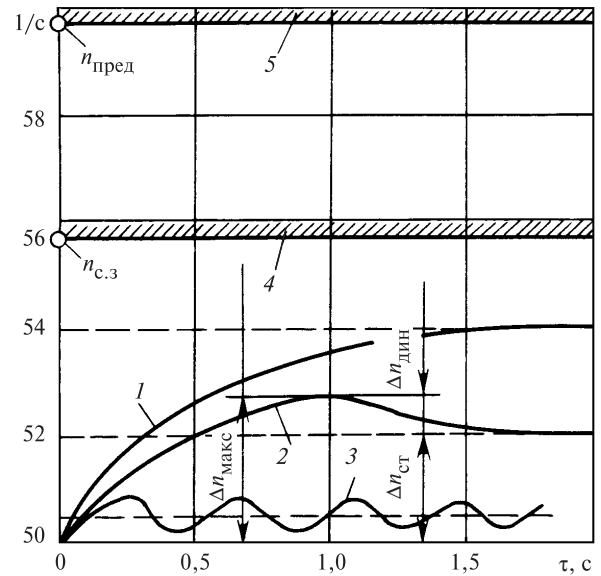


Рис. 4.19. Кривые переходных процессов при сбросе нагрузки при различных неравномерностях системы регулирования

1 — $\delta = 8\%$; 2 — $\delta = 4\%$; 3 — $\delta = 1\%$; 4 — частота вращения при срабатывании защиты; 5 — предельно допустимая частота вращения по условиям прочности деталей турбины

мую статическим повышением частоты вращения. Однако сам процесс перехода от полной нагрузки к холостому ходу может протекать по-разному в зависимости от степени неравномерности.

При большой неравномерности, например 8 %, частота вращения турбины плавно возрастает до 54 1/с (кривая 1 на рис. 4.19). Однако само значение частоты холостого хода оказывается недопустимо большим, поскольку наиболее напряженные детали турбины рассчитываются на предельную частоту вращения

$$n_{пред} = (1,18—1,20)n_0,$$

а вступление в работу системы защиты должно происходить при частоте вращения $n_{с.з} = (1,1—1,12)n_0$. При этом необходимо помнить, что срабатывание защиты и отключение генератора от сети представляет по существу аварию, поскольку прекращение отпуска электроэнергии в сеть может повлечь отключение потребителей электроэнергии.

При малой степени неравномерности, например 1 %, статическое повышение частоты вращения оказывается небольшим (кривая 3 на рис. 4.19), однако процесс перехода на частоту холостого хода будет носить медленно затухающий, а иногда и незатухающий колебательный характер. Поэтому систе-

пень неравномерности систем регулирования не делают слишком малой.

При степени неравномерности, предусмотренной стандартом, статический заброс частоты вращения является умеренным. При этом из-за невозможности мгновенно прекратить подачу пара в турбину возникает динамический заброс частоты вращения $\Delta n_{\text{дин}}$ (кривая 2 на рис. 4.19). При нормально работающей системе регулирования суммарное повышение частоты вращения при сбросе нагрузки

$$\Delta n_{\text{макс}} = \Delta n_{\text{ст}} + \Delta n_{\text{дин}}$$

составляет 7—8 % номинальной.

Статическая характеристика и степень ее неравномерности в первую очередь определяют реакцию турбины на изменение частоты сети вследствие нарушения баланса производства электроэнергии и ее потребления. Если, например, частота сети изменилась на 0,1 Гц, т.е. на 0,2 % номинальной частоты вращения $f_0 = 50$ Гц, то это означает, что при $\delta = 5$ % изменение мощности турбоагрегата составит

$$P_3/P_{30} = \Delta f / \delta = 0,2/5 = 0,04,$$

т.е. 4 %. Для турбины мощностью 1000 МВт это означает самопроизвольное изменение нагрузки на 40 МВт. Важно понять, что это изменение нагрузки произойдет автоматически, без всякого вмешательства оператора. На большей своей части статическая характеристика прямолинейна, она никогда не имеет горизонтальных участков, так как такой участок означает неопределенность (многозначность) мощности при частоте вращения, отвечающей этому участку. В диапазонах малой и большой мощности турбины статическую характеристику делают более крутой. При малых мощностях это позволяет более устойчиво держать нагрузку, при больших нагрузках обеспечивает малое изменение мощности вследствие изменения частоты сети, когда турбина имеет максимальный КПД.

Вернемся к рассмотрению рис. 4.13 и 4.18. Допустим, что изображенному на рис. 4.13 положению системы регулирования отвечает точка A на статической характеристике рис. 4.18. Представим себе, что внешняя нагрузка турбоагрегата растет; тогда частота вращения должна уменьшаться и клапан 7 должен открываться, однако с уменьшением частоты вращения и опусканием грузов 3 клапан начнет открываться не сразу, во-первых, потому, что центробежная сила грузов должна измениться на величину, достаточную для преодоления сил трения, и, во-вторых, потому, что во всех шарнирах

должны быть выбраны люфты. Таким образом, движение клапана начнется не в точке A , а в точке A' . Подобным же образом при уменьшении нагрузки движение клапана начнется в точке A'' . Иными словами, *действительная статическая характеристика регулирования представляет собой не линию, а область*, нижняя граница которой соответствует непрерывному постепенному возрастанию мощности (нагрузению турбины), а верхняя — уменьшению мощности (разгрузению турбины).

Отношение ширины области Δn к номинальной частоте вращения n_0 (см. рис. 4.18), выраженное в процентах, называется степенью нечувствительности регулирования.

$$\varepsilon = (\Delta n / n) 100 \%$$

Чем меньше ε , тем выше качество регулирования, так как малому ε отвечает, во-первых, большая быстрота реакции на изменение условий работы и, во-вторых, меньшая неопределенность в мощности при фиксированной частоте вращения. Действительно, нечувствительность по существу означает, что при фиксированной частоте вращения n_0 (см. рис. 4.18) мощность турбины может произвольно изменяться на величину ΔP_3 .

Государственный стандарт требует, чтобы *степень нечувствительности системы регулирования частоты вращения при любой мощности не превышала 0,3 % для турбин ТЭС и ТЭЦ*. Однако даже при такой нечувствительности колебания нагрузки могут быть весьма существенны: если, например, турбина мощностью 100 МВт имеет неравномерность регулирования $\delta = 4$ %, то возможные колебания нагрузки составят:

$$\Delta P_3 = \frac{\varepsilon}{\delta} P_3 = \frac{0,3}{4} 100 = 7,5 \text{ МВт.}$$

Тщательное изготовление, монтаж и наладка системы регулирования, а также постоянное поддержание чистоты рабочей жидкости позволяет уменьшить степень нечувствительности до 0,1—0,15 %.

Турбины современных электростанций работают не изолированно, а параллельно на большую (емкую) энергосистему. При этом синхронизирующая сила поддерживает равенство частоты вращения всех турбоагрегатов и ее совпадение с частотой сети.

Представим для простоты, что некоторая энергосистема состоит из трех турбоагрегатов, два из которых имеют мощность $P_{31} = P_{32} = 800$ МВт, а третий $P_{33} = 300$ МВт, а неравномерность их регули-

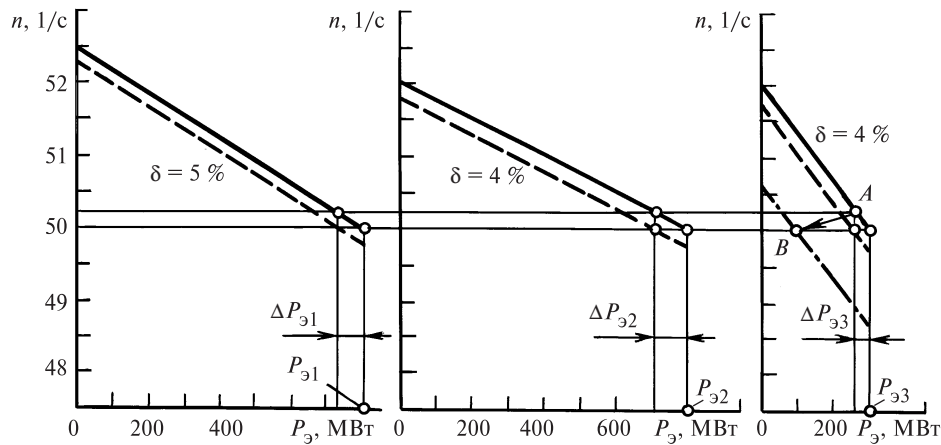


Рис. 4.20. Изменение режима параллельно работающих турбоагрегатов

рования соответственно равна $\delta_1 = 5\%$, $\delta_2 = \delta_3 = 4\%$. Пусть частота вращения турбоагрегатов (и соответственно частота в электрической сети) $n_0 = 50$ 1/с обеспечивается (рис. 4.20) работой всех трех турбоагрегатов при номинальной нагрузке. Положим, что в энергосистеме внезапно отключился потребитель мощностью 200 МВт. Тогда из-за нарушения баланса потребления и выработки электроэнергии частота сети начнет повышаться, что вызовет увеличение частоты вращения всех турбоагрегатов и снижение вырабатываемой ими мощности, которое будет происходить до тех пор, пока не будет достигнуто равенство

$$\Delta P_{э1} + \Delta P_{э2} + \Delta P_{э3} = \Delta P_э,$$

где $\Delta P_{э1}$, $\Delta P_{э2}$, $\Delta P_{э3}$ — соответствующие снижения мощности на отдельных турбоагрегатах; $\Delta P_э$ — суммарное снижение мощности.

Из рассмотрения прямолинейной статической характеристики любого i -го турбоагрегата легко получить, что

$$\frac{\Delta P_{эi}}{P_{эi}} = \frac{\Delta n}{n_0} \frac{1}{\delta_i},$$

т.е. *относительное изменение мощности турбоагрегата прямо пропорционально изменению частоты вращения и обратно пропорционально степени неравномерности.*

Таким образом, увеличение частоты вращения всех турбоагрегатов при снижении мощности всей энергосистемы на значение $\Delta P_э$ определяется соотношением

$$\frac{\Delta n}{n_0} \frac{P_{э1}}{\delta_1} + \frac{\Delta n}{n_0} \frac{P_{э2}}{\delta_2} + \frac{\Delta n}{n_0} \frac{P_{э3}}{\delta_3} = \Delta P_э.$$

Отсюда следует

$$\frac{\Delta n}{n_0} = \frac{\Delta P_э}{P_{э1}/\delta_1 + P_{э2}/\delta_2 + P_{э3}/\delta_3}.$$

Для рассматриваемого примера

$$\frac{\Delta n}{n_0} = \frac{200}{\frac{800}{0,05} + \frac{800}{0,04} + \frac{300}{0,04}} = 0,0046,$$

т.е. частота вращения увеличивается на

$$\Delta n = 0,0046 \cdot 50 = 0,23 \text{ 1/с}$$

и составит 50,23 Гц.

Мощность каждого из турбоагрегатов возрастет при этом на

$$\Delta P_{э1} = 0,0046 \frac{800}{0,05} = 73,5 \text{ МВт},$$

$$\Delta P_{э2} = 0,0046 \frac{800}{0,04} = 92 \text{ МВт},$$

$$\Delta P_{э3} = 0,0046 \frac{300}{0,04} = 34,5 \text{ МВт}.$$

Таким образом, при изменении нагрузки в сети, приводящей к изменению ее частоты, автоматически изменяются мощности турбоагрегатов в соответствии с их статическими характеристиками. Такая *автоматическая реакция всех работающих в системе турбоагрегатов называется первичным регулированием частоты сети.* Следует подчерк-

нужно, что это название условно, никакого регулирования частоты не происходит, наоборот, снижение (или возрастание) мощности оказалось возможным именно за счет изменения частоты сети. Процесс регулирования мощности в сети на этом не заканчивается, так как частота сети должна быть восстановлена в соответствии с требованиями ПТЭ, а как это делается, показано ниже.

Поддержание давления происходит в соответствии со статической характеристикой регулирования давления, аналогичной статической характеристике частоты вращения: при изменении расхода пара через турбину (и мощности) давление в выходном патрубке изменяется в пределах степени неравномерности, составляющей обычно 8—12 %.

4.2.5. Управление турбиной

Машинист турбины должен иметь возможность управлять ею, т.е. при пуске изменять частоту ее вращения, а после включения генератора в сеть, когда частота вращения турбоагрегата будет определяться только частотой сети, изменять ее электрическую мощность.

Аналогичным образом машинист должен иметь возможность устанавливать желаемое давление в отборе, например, в соответствии с температурой наружного воздуха.

Все эти операции осуществляются с помощью механизмов управления турбиной.

Степень неравномерности регулирования определяет изменение частоты вращения. Если турбоагрегат работает с номинальной частотой 50 1/с, то это означает, что при изменении мощности от нуля до полной частота вращения будет изменяться от 49 до 51 Гц при $\delta = 4\%$. Многих потребителей это не устраивает. По ПТЭ колебания частоты сети не должны превышать $\pm 0,1$ Гц. Из приведенного выше примера видно, что в сети с потреблением 1900 МВт при изменении мощности на 200 МВт частота сети изменилась на 0,23 Гц. В реальных энергосистемах мощность в течение суток может изменяться вдвое и более, и поэтому изменения частоты сети будут еще существеннее. Поэтому возникает задача поддержания частоты сети в очень узких пределах при любой нагрузке энергосистемы. Эта задача разрешается с помощью специального механизма управления турбиной (МУТ), который часто называют синхронизатором, так как им пользуются для точной подгонки частоты вращения при синхронизации турбины перед включением ее в сеть.

На принципиальной схеме регулирования (см. рис. 4.13) МУТ изображен в виде дополнительной пружины 9, натяг которой можно изменять маховичком 8. При выведенном механизме, т.е. при ослабленной пружине 9, система регулирования работает так, как описано в п. 4.2.2. Положение муфты 4 будет определяться равенством центробежных сил грузов и силой растяжения в пружине 2.

Если маховичком 8 несколько растянуть пружину 9, то баланс сил, действующих на муфту 4, нарушится. Прежнее положение муфты, а значит, и регулирующего клапана 7 (следовательно, и нагрузки турбины), будет теперь уже достигаться при больших частотах вращения. Это означает, что при увеличении натяга пружины 9 статическая характеристика от начального положения (рис. 4.21) будет сдвигаться вверх, а при ослаблении — вниз.

Для того чтобы четко понять действие МУТ, представим себе, что турбина является единственным источником энергии в сети, нагрузка которой постоянна. Пусть статическая характеристика ab (рис. 4.21) соответствует некоторой затяжке пружины, а мощность турбины равна P_{31} .

Если теперь с помощью ручного маховичка увеличить натяг пружины, то из-за изменения баланса сил, действующих на муфту, последняя переместится вправо, открывая регулирующий клапан и давая начало некоторому переходному процессу регулирования. При устойчивой системе регулирования этот процесс быстро закончится. Система примет прежнее положение, однако при большей частоте вращения. Действительно, положение регулирующего клапана не должно изменяться, так как не изменилась внешняя нагрузка. Следовательно, и муфт-

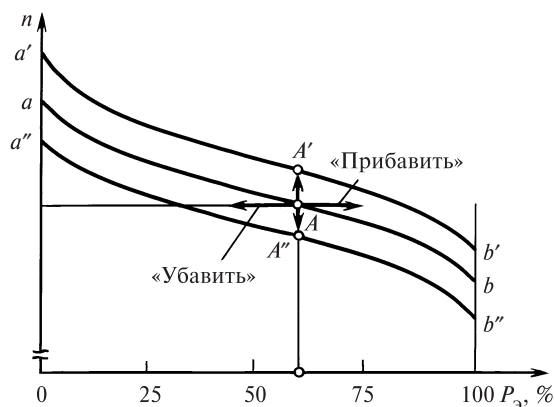


Рис. 4.21. Смещение статической характеристики механизмом управления

та 4 (см. рис. 4.13) вернется к прежнему положению, преодолевая натяг пружины 9 за счет большой центробежной силы грузов при увеличенной частоте вращения. Это означает, что, изменяя затяжку пружины, можно перемещать статическую характеристику ab регулирования в пределах положений $a' b'$ и $a'' b''$.

Понять работу механизма управления при нагружении турбины, включенной в емкую сеть очень просто в том случае, если допустить, что мощность турбины существенно меньше мощности сети, иными словами, если изменение ее нагрузки практически не отражается на частоте сети и, следовательно, на частоте вращения. При затягивании пружины 9 (см. рис. 4.13) муфта 4 будет принудительно опускаться вниз, что вызовет перемещение регулирующего клапана и изменит мощность турбины. Нагружение турбины, включенной в сеть, означает переход рабочей точки вправо на смещенную вверх статическую характеристику (рис. 4.21).

Возвращаясь к рассмотренному выше примеру на рис. 4.20, объясним теперь, как можно восстановить частоту сети. Для этого на всех турбогенераторах необходимо перемещать МУТ в сторону «убавить» до тех пор, пока статические характеристики их систем регулирования не займут положения, показанного на рисунке штриховыми линиями. Однако изменять частоту вращения турбоагрегатов одновременно воздействием на МУТ всех турбин сложно, неудобно и во многих случаях нецелесообразно: ведь при изменениях мощности в энергосистеме желательнее турбоагрегаты, вырабатывающие наиболее дешевую электроэнергию, держать при максимальной нагрузке, а менее экономичные агрегаты использовать для регулирования частоты. Поэтому вместо того, чтобы воздействовать на МУТ всех трех турбин для снижения частоты их вращения, можно воздействовать на МУТ лишь одной из турбин, скажем, третьей. При смещении ее статической характеристики вниз рабочая точка A будет перемещаться влево к точке B , и турбина будет разгружаться, но зато регуляторы частоты двух остальных турбин, восстанавливая баланс выработки и потребления электроэнергии, будут нагружать свои турбины, обеспечивая перемещение рабочих точек вдоль статических характеристик вправо к исходным значениям мощности. После смещения частоты вращения до исходной третья турбина разгрузится до 100 МВт, а первые две восстановят свои исходные нагрузки, и частота в сети восстановится.

Процесс восстановления частоты сети путем воздействия на МУТ турбоагрегата называется вторичным регулированием частоты. Следует обратить внимание на то, что при изменении частоты сети с помощью МУТ частота вращения турбоагрегата изменяется очень мало (тем меньше, чем больше мощность энергосистемы), а мощность турбины — значительно. Поэтому машинисту кажется, что он изменяет мощность турбины, а не частоту ее вращения. На самом же деле *мощность управляемой машинистом турбины в любой момент времени определяется текущими значениями нагрузки в энергосистеме и положением статических характеристик всех работающих в системе турбоагрегатов.*

Реальные энергосистемы могут включать несколько десятков электростанций и несколько сотен турбоагрегатов. Для вторичного регулирования частоты в энергосистеме выделяется одна или несколько ведущих электростанций, постоянно изменяющих свою нагрузку с помощью устанавливаемого на станции автоматического прецизионного регулятора частоты, который при изменении частоты сети обеспечивает нагружение или разгрузку турбин, установленных на ней. При значительных изменениях нагрузки в энергосистеме, когда ведущие станции не могут поддержать частоту в требуемых пределах, по указанию диспетчера энергосистемы по заранее установленному графику изменяется нагрузка и на других турбоагрегатах путем смещения их статических характеристик; во многих случаях целесообразным оказывается вывод турбин в резерв при снижении нагрузки энергосистемы и ввод в работу турбин, находящихся в резерве при ее повышении.

Турбина с противодавлением (см. рис. 4.15) также имеет регулятор частоты вращения, однако его роль несколько иная.

При наборе частоты вращения турбины с противодавлением регулятор давления отключают, а поддержание частоты вращения, задаваемое механизмом управления турбиной (синхронизатором), производят регулятором частоты вращения 1, который вступает также в работу и при внезапном отключении генератора от сети и включенном регуляторе давления. При этом на золотник 2 поступают два «противоречащих» друг другу сигнала: регулятор частоты вращения требует закрытия регулирующих клапанов и перехода турбины на режим холостого хода, а регулятор давления требует открытия регулирующих клапанов для поддержания расхода пара потребителю. Система регулирования выполняется

так, чтобы приоритет получил регулятор частоты вращения [это произойдет после посадки рычага *АС* на упор *5* (см. рис. 4.15)]; при этом турбина выйдет на повышенную частоту вращения, соответствующую статической характеристике.

4.2.6. Гидродинамические системы регулирования

Система регулирования, показанная на рис. 4.14, содержит только гидравлические связи, однако в ней сохранен механический центробежный регулятор, деформация ленты которого дает импульс для работы системы регулирования.

Наряду с механическими, в турбинах используются гидравлические датчики частоты вращения, схема одного из которых показана на рис. 4.22. Известно, что напор, развиваемый насосом, пропорционален квадрату частоты вращения. Поэтому изменение давления за насосом *3*, установленном на валу турбины *4*, можно использовать в качестве импульса для работы системы регулирования. Например, при возрастании частоты вращения турбины давление за насосом повысится, проточный золотник *1* сдвинется влево, сечение для расхода масла в буксе этого золотника увеличится, сечение в импульсной линии *2* упадет, что вызовет смещение главного золотника *11* (см. рис. 4.14) и дальнейшую работу системы регулирования — точно такую же, как и при использовании механического регулятора частоты вращения.

Системы регулирования, в которых датчиком частоты вращения является центробежный насос, называются гидродинамическими. Чаще всего для этой цели используют специальный отдельный

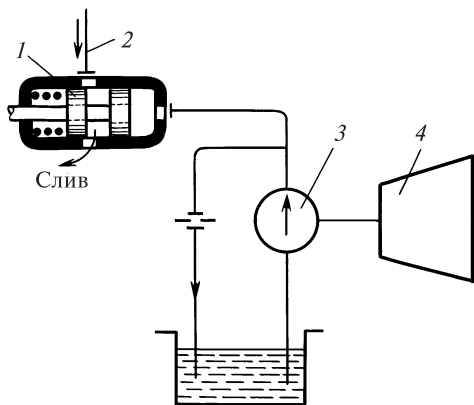


Рис. 4.22. Схема гидродинамического регулятора частоты вращения

насос (импеллер), как правило, расположенный рядом с главным масляным насосом (см. рис. 4.8). Ниже рассмотрен ряд гидродинамических систем регулирования конкретных турбин.

4.2.7. Требования к системам регулирования и их дополнительные элементы

Теперь, после знакомства с задачами и принципами устройства системы автоматического регулирования, можно сформировать предъявляемые к ней требования и рассмотреть пути их выполнения.

1. Система регулирования должна обеспечить устойчивую работу турбины (без самопроизвольного изменения нагрузки) на всех режимах. Для этого неравномерность ее статической характеристики должна быть в пределах 4—5 %, а нечувствительность не более 0,3 %. В число обязательных режимов входит и наиболее трудный для регулирования режим холостого хода.

Управление турбиной должно быть легким и плавным, регулирующие клапаны должны открываться равномерно и без толчков.

2. Одним из самых важных требований является требование «удержания» турбины на частоте холостого хода при полном сбросе нагрузки с отключением генератора от сети. В этом случае нагрузка турбоагрегата мгновенно падает до нуля и регулирующие клапаны должны закрываться так, чтобы обеспечить частоту вращения холостого хода, соответствующую статической характеристике.

Если динамический заброс частоты вращения оказывается слишком большим (см. выше), то срабатывает защита турбины, вызывающая закрытие ее стопорных каналов. Если при этом турбоустановка выполнена по блочной схеме, автоматика блока прекращает подачу топлива в котел. Последующий пуск блока даже при условии, что неполадка, вызвавшая сброс нагрузки, будет ликвидирована очень быстро, требует значительного времени. Поэтому к системе регулирования предъявляют требование обеспечить переход турбины на холостой ход настолько быстро, чтобы заброс частоты вращения не превысил 7—8 % номинальной. При этом котел останется в работе и примерно через 1 мин турбоагрегат достигнет частоты вращения, соответствующей статической характеристике. В случае необходимости повторного пуска оператору достаточно снизить с помощью МУТ частоту вращения до синхронной, включить генератор в сеть и набрать нагрузку.

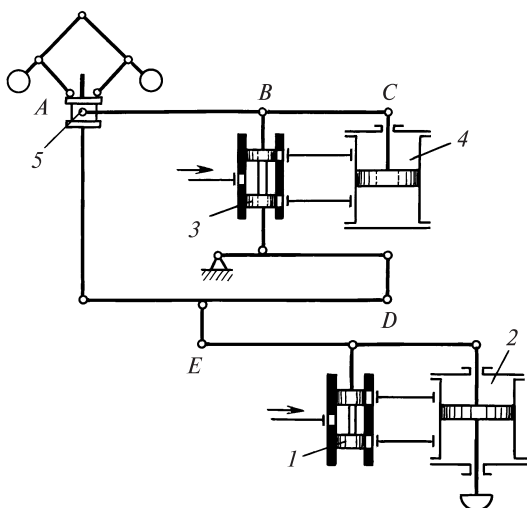


Рис. 4.23. Регулирование по частоте вращения и ускорению

Для увеличения быстродействия системы регулирования в нее вводят устройство, называемое дифференциатором, который реагирует на значительное ускорение ротора турбины. На рис. 4.23 показана схема регулирования, в которую кроме главного золотника 1 и главного сервомотора 2 введены золотник 3 и сервомотор 4, играющие вместе роль дифференциатора.

Представим себе, что нагрузка турбоагрегата падает очень медленно, тогда его частота вращения будет медленно увеличиваться, а муфта регулятора скорости 5 медленно подниматься. При этом малейшее смещение точки *B* вверх будет вызывать подъем золотника 3 дифференциатора и опускание поршня сервомотора 4 дифференциатора с последующим выключением золотника 3. Иными словами медленное увеличение частоты вращения приводит к повороту рычага *ABC* вокруг точки *B*, которая будет практически неподвижной. Это означает, что точка *D* будет оставаться неподвижной, и система регулирования будет аналогичной, изображенной на рис. 4.13; смещение точки *A* вызовет только смещение точки *E* и перемещение главного золотника 1 и главного сервомотора 2, восстанавливающего прежнюю частоту вращения путем закрытия клапанов турбины.

Представим себе теперь, что произошел быстрый сброс нагрузки. Тогда вместе с подъемом муфты регулятора (точка *A*) будет подниматься и золотник дифференциатора, а сервомотор 4 не будет успевать опускаться и выключать золотник 3 из-за быстротечности процесса. Таким образом, точка *E* рычага, определяющая работу главного золотника 1, переместится вверх не только за счет перемещения муфты,

но и вследствие перемещения в первый момент точек *B* и *D*. Следовательно, на золотнике 1 суммируются импульсы по скорости (подъем муфты) и по ускорению (подъем золотника дифференциатора).

По прошествии короткого времени точка *B* вернется на прежнее место, и сервомоторы займут положение, отвечающее статической характеристике, но импульс, полученный в момент сброса нагрузки, существенно увеличит быстродействие системы регулирования.

Конечно, организовать описанное суммирование импульсов можно не только с помощью механической системы, показанной на рис. 4.23, но и посредством гидравлических связей. Примеры этого приводятся ниже при рассмотрении конкретных систем регулирования.

4.2.8. Электрогидравлическая система регулирования

Использование импульсов по ускорению значительно повышает динамические качества системы регулирования, однако с ростом единичной мощности турбин этих сигналов оказывается недостаточно. Действительно, для того чтобы соответствующие механические устройства (сервомоторы) получили команду по этому импульсу при изменении частоты сети, вал турбоагрегата должен получить ускорение и изменить частоту вращения. Непосредственное использование электрического сигнала от генератора позволило бы получить гораздо большее быстродействие. Поэтому современные системы регулирования снабжают специальными электрическими приставками, задачей которых является быстрое формирование корректирующих (исправляющих) импульсов, ускоряющих реакцию системы регулирования турбины на изменение внешних условий.

Исполнительная часть системы регулирования (золотники и сервомоторы) по-прежнему остается гидравлической в силу ее надежности и быстродействия. Поэтому такую систему регулирования называют электрогидравлической. Ими оснащены практически все мощные современные турбины.

Электрическая часть системы регулирования имеет собственный электрический датчик частоты вращения, выполняемый в виде индукторного тахогенератора, т.е. генератора электрического тока небольшой мощности с возбуждением от постоянных магнитов, расположенного на валу турбины. Механический регулятор сохранен, но выполняет свои функции только в случае неисправности или отключения электрической части системы регулирования. Последняя содержит также датчики активной мощ-

ности генератора и давлений пара перед турбиной и в паропроводах промежуточного перегрева.

Электрическая часть выполняется в виде отдельных функциональных блоков: блоках удержания холостого хода при отключении генератора от сети после получения сигнала от блок-контактов; блоков корректоров, обеспечивающих дополнительное перемещение клапанов, которым компенсируется влияние объема паропроводов промежуточного перегрева; блока разгрузки турбины при снижении давления перед ней; блока быстродействующего ограничителя мощности, который быстро снижает нагрузку турбины при авариях в энергосистеме.

Электрические сигналы от всех этих блоков суммируются в магнитном усилителе, который воздействует на электрогидравлический преобразователь — устройство, преобразующее электрический импульс в гидравлический и вводящее последний в гидравлическую часть системы регулирования.

Электрическая часть системы регулирования позволяет легко изменить степень неравномерности статической характеристики: слабо — в области значительных нагрузок и сильно — в зоне холостого хода и малых нагрузок.

4.2.9. Регуляторы частоты вращения

В теплофикационных турбинах ЛМЗ используется быстроходный бесшарнирный упругий регулятор (рис. 4.24).

К валу турбины крепится траверса 1, на которой закреплена упругая рамка 3, выполненная из ленточной пружины. Рамка стянута пружиной 2, на оси которой расположены грузы 5. При вращении вала турбины грузы расходятся, преодолевая натяжение пружины и обеспечивая осевое перемещение отбойной пластины 4, управляющей перемещением промежуточного золотника.

Бесшарнирный регулятор частоты вращения соединяют с валом турбины шлицевой муфтой, чтобы обеспечить свободное перемещение вала турбины при его тепловых расширениях без изменения расстояния (при одной и той же частоте вращения) между сливным соплом и отбойной пластиной. Иногда, однако, при износе или загрязнении шлицевого соединения в нем происходят заедания и возникают качания нагрузки на турбине.

В турбинах ТМЗ в качестве регулятора частоты вращения используется насос-регулятор [импеллер (см. рис. 4.8)], сигнал от которого поступает в мембранно-ленточную систему регулятора частоты вращения.

Мембранно-ленточная система (рис. 4.25, а) состоит из мембраны и жестко присоединенной к ней тонкой плоской ленты. При сборке регулятора ленту сжимают посредством нажимного винта так, чтобы она потеряла устойчивость (прогнулась в направлении от сопла). При работе регулятора малейшее изменение положения мембраны вследствие изменения давления приводит к почти в 10 раз большей деформации ленты, которая изменяет слив из сопла и в конечном счете — в импульсной линии. Регулятор частоты вращения имеет механизм

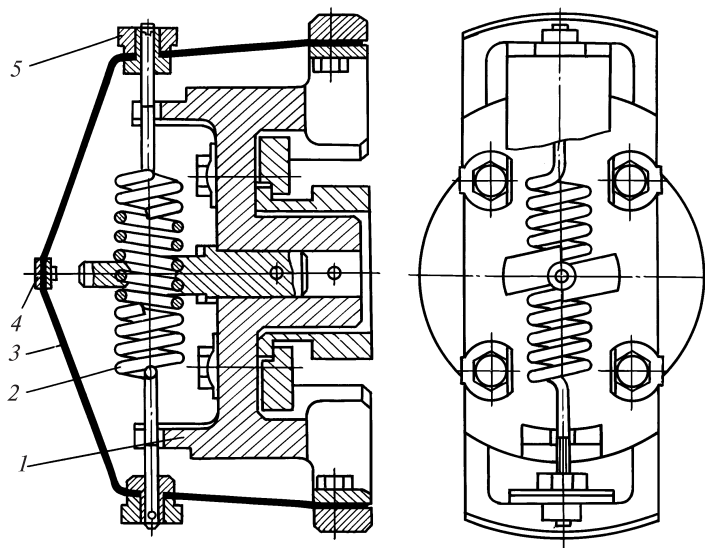


Рис. 4.24. Бесшарнирный быстроходный регулятор частоты вращения турбин ЛМЗ

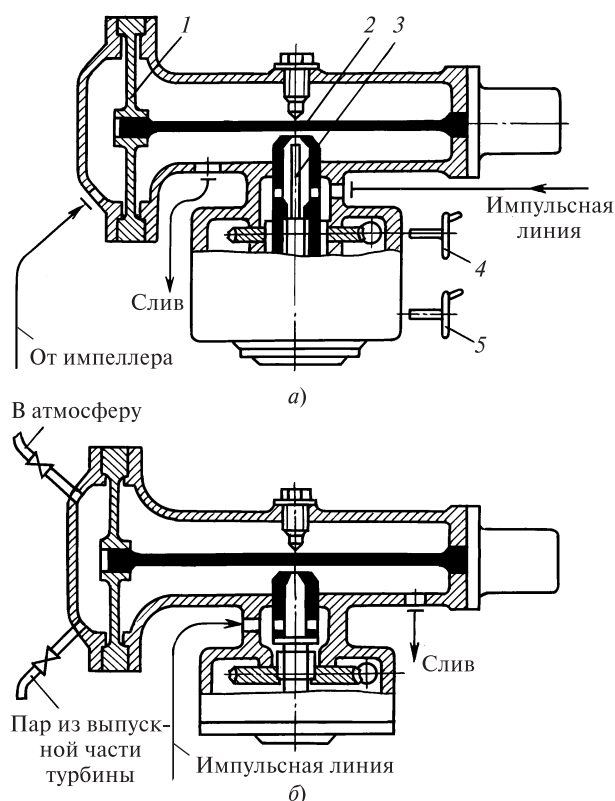


Рис. 4.25. Мембранно-ленточные регуляторы частоты вращения (а) и давления (б) ТМЗ

1 — мембрана; 2 — лента; 3 — сопло; 4 — механизм управления; 5 — ограничитель мощности

управления для изменения частоты вращения турбины при пуске (или изменении нагрузки при работе турбины по электрическому графику).

Регулятор давления (рис. 4.25, б) имеет конструкцию аналогичную конструкции регулятора частоты вращения: изменение давления пара в выходном патрубке приводит к деформации мембраны и прогибу ленты, изменяющей слив масла из сопла и, в конечном счете, — в линии В (см. рис. 4.17). Изменением положения сопла можно устанавливать желаемое противодействие в пределах регулирования. Регулятор давления снабжен специальным издромным устройством, поддерживающим противодействие в пределах регулирования.

4.2.10. Золотник и сервомоторы

Как уже отмечалось, перестановочные силы регуляторов частоты вращения недостаточны для перестановки регулирующих клапанов турбины. Поэтому между регулятором и регулирующим клапаном устанавливают цепочку элементов-усилителей,

каждый из которых состоит из золотника и сервомотора.

Золотники систем регулирования должны работать с минимально допустимым трением и максимально надежностью и долговечностью. Трение приводит к нечувствительности системы регулирования и качаниям нагрузки в пределах степени нечувствительности.

На рис. 4.26 показана конструкция блока главного сервомотора — отсечной золотник. Поршень 1 сервомотора может передвигаться в корпусе при подаче масла в полость над или под ним (сервомотор двухстороннего действия). Поршень выполнен заодно с длинной уплотняющей втулкой, препятствующей заклиниванию поршня при боковых усилиях.

С помощью шарового шарнира к поршням крепится тяга, движение которой вверх или вниз обеспечивает перемещение регулирующих клапанов.

Поршень сервомотора неподвижен при нейтральном положении отсечного золотника, поршни которого в таком положении отсекают полости над и под поршнем сервомотора от масла, идущего под давлением от главного масляного насоса.

При смещении отсечного золотника вверх масло под давлением поступает под поршень. Одновременно полость над поршнем сообщается с областью низкого давления (сливом). Начинается движение поршня главного сервомотора и перемещения регулирующих клапанов.

Смещение главного сервомотора происходит при нарушении баланса сил, действующих на него. При восстановлении баланса золотник возвращается в исходное положение, «отсекая» поршень сервомотора в новом положении (при новом положении регулирующих клапанов) от подвода и слива масла. Движения поршня также прекращаются. Положение отсечного золотника определяется давлением масла под ним, которым управляют прямо или через усилитель (например, ленточный регулятор частоты вращения), а также конус обратной связи, восстанавливающий давление под золотником при движении поршня главного сервомотора.

При нормальной работе золотник вращается во взвешенном положении, практически не касаясь стенок. Вращение золотника обеспечивается подводом масла в его верхнюю полость через тангенциальные окна в буксе. Тем самым обеспечивается малая нечувствительность.

Поршни отсечного золотника выполнены с перекрышей по отношению к отверстиям в буксе (см. выноски II на рис. 4.26), но имеют несколько пропилов. Это позволяет снять естественные пульсации масла и обеспечить устойчивую работу САР.

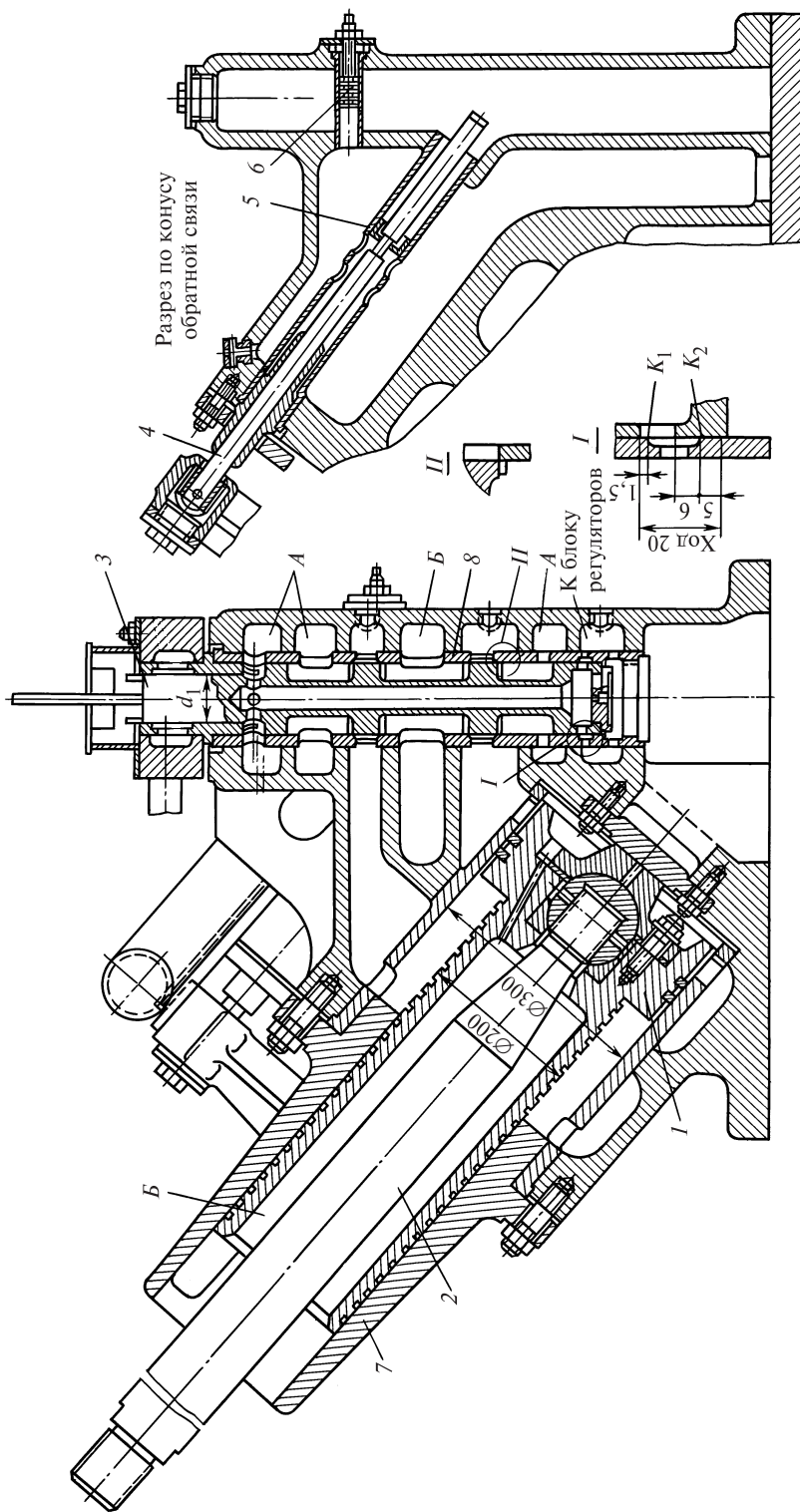


Рис. 4.26. Главный сервомотор регулирующих клапанов свежего пара и его отсечный золотник (турбина Т-100-12,8 ТМЗ)
 1 — поршень сервомотора; 2 — шток (тяги) сервомотора; 3 — отсечный золотник; 4 — тяга обратной связи; 5 — дроссель обратной связи; 6 — настроечный дроссель;
 7 — уплотняющая втулка; 8 — букса; А — подвод масла под давлением; Б — полосы слива масла в область низкого давления

4.2.11. Регулирующие клапаны и их привод

Регулирующие клапаны являются исполнительными органами системы регулирования. К ним предъявляются следующие требования.

1. От клапанов требуется исключительная надежность, так как они не только обеспечивают заданную нагрузку турбины, но и являются исполнительными органами одного из контуров защиты. При полном закрытии клапаны должны плотно прилегать к седлам во избежание разгона турбины при сбросах нагрузки. В корпусах клапанов не должны возникать высокие температурные напряжения, из-за которых пришлось бы ограничить скорость пуска и нагружения турбины.

2. При полном открытии потери давления в клапанах должны быть невелики, так как дросселирование пара приводит к снижению используемого теплоперепада турбины.

Для впуска пара в турбину в настоящее время используют только односедельные клапаны, которые могут обеспечить достаточно плотное прилегание к седлу при полном закрытии.

Для сохранения плотности клапана при возможных небольших перекосах его поверхность делают шарообразной. Тем не менее, даже в этом случае с течением времени появляются неплотности вследствие износа (эрозии) седла и чаши клапана струями пара при малых открытиях, когда скорости течения пара велики (критические или близкие к ним).

Седла клапанов имеют расширяющиеся клапаны (диффузоры), позволяющие на расчетном режиме частично восстановить давление пара перед проточной частью турбины. Это позволяет применять регулирующие клапаны небольшого сечения, что уменьшает усилия, действующие на них, и в ряде случаев облегчает их размещение. Конфигурация клапана и его седла выбирается такой, чтобы была обеспечена примерно линейная связь между подъемом клапана и расходом пара через него, что упрощает проектирование системы регулирования в целом. Кроме того, для устойчивой работы турбины на холостом ходу открытие первого клапана должно производиться при значительном его перемещении, но малом открытии и малом изменении степени открытия.

На рис. 4.27 показана типичная конструкция системы управления подводом пара с помощью от-

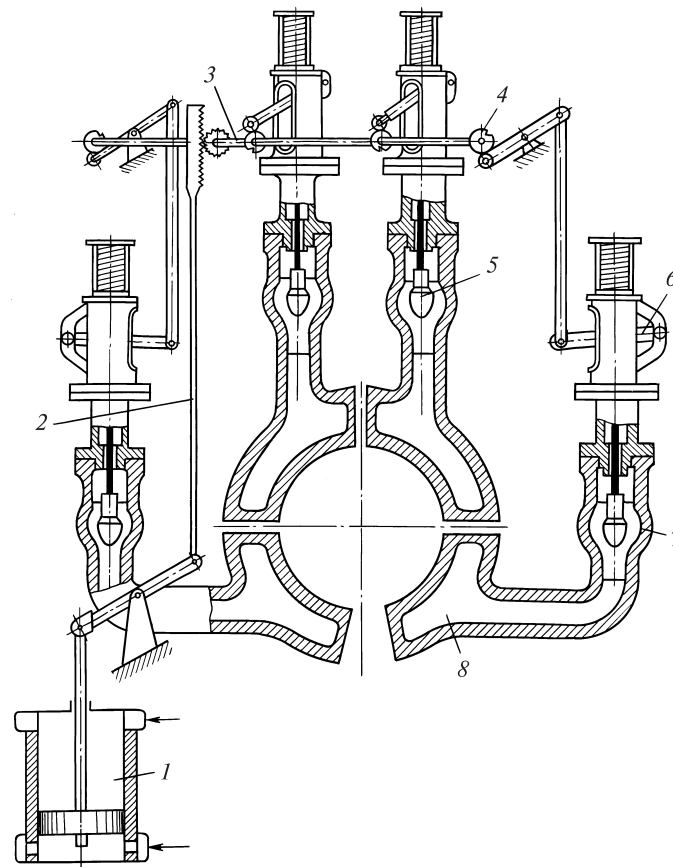


Рис. 4.27. Система парораспределения с отдельными клапанными коробками

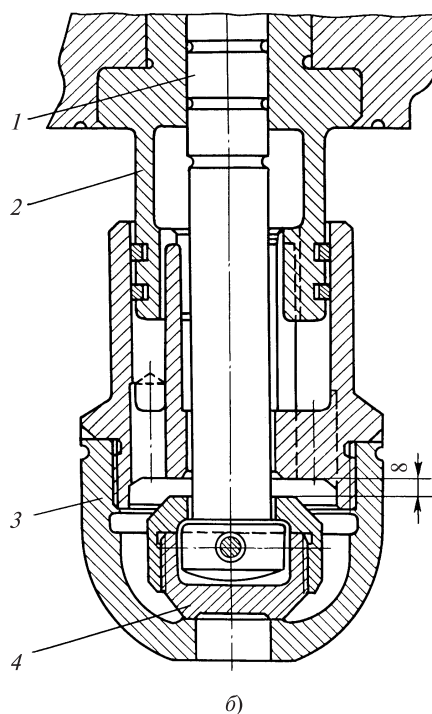
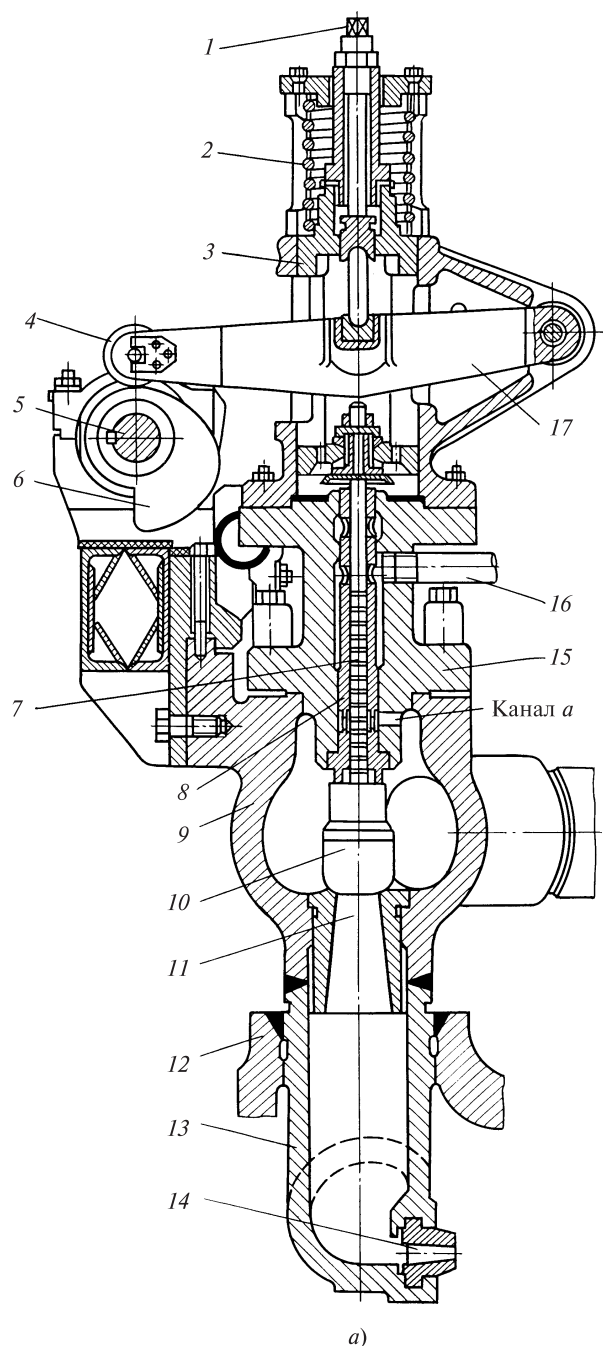


Рис. 4.28. Разгруженный регулирующий клапан ЛМЗ

сервомотора 1 через систему рычагов, рейку 2 и зацепленную с ней зубчатое колесо вращает расположенный в подшипниках (не показанных на рис. 4.27) кулачковый вал 3. Кулачковые шайбы 4, установленные на этом валу, при его вращении в определенной последовательности открывают регулирующие клапаны.

На рис. 4.28, а показана конструкция регулирующего клапана ЛМЗ, чаша которого подает пар из паровой коробки 9 через диффузор 11 в сопловую коробку 13, вваренную в корпус турбины 12, к соплам 14. На кулачковом валу 5, вращаемом сервомотором через реечную передачу, расположены кулачковые шайбы 6 (по одной на клапан), перемещающие через ролик 4 приводной рычаг 17. При перемещении рычага вверх он смещает вверх рамку 3, к нижнему фланцу которой прикреплен шток 7, перемещающийся внутри боксы 8. На другом конце этого штока расположен клапан 10, также поднимающийся вверх. При этом одновременно сжимается пружина 2.

Собственно клапан показан на рис. 4.28, б. Внутри основного клапана 3 располагается разгрузочный клапан 4. В начале открытия клапана перемещение штока 1 приводит к подъему разгрузочного

дельных регулирующих клапанов, направляющих пар к своим сопловым коробкам и управляемых одним сервомотором.

Регулирующие клапаны 5 установлены в корпусах клапанов 7, из которых пар поступает к регулирующей ступени (в сопловые коробки 8). Каждый клапан перемещается штоком и рычагами 6. Шток

го клапана; при этом давление внутри основного клапана мало отличается от давления за ним и происходит частичная разгрузка основного клапана. Затем, после подъема разгрузочного клапана на высоту около 8 мм, начинается подъем основного клапана вдоль уплотненной буксы 2.

Конструкция клапана должна обеспечивать, как отмечалось выше, не только разгрузку при открытии или частичных нагрузках, но и плотное прилегание в закрытом состоянии. Для этого в крышке 15 (рис. 4.28, а) паровой коробки выполнен канал а, обеспечивающий полное давление внутри основного клапана при закрытом разгрузочном.

Клапан со штоком должен быть сконструирован так, чтобы на всех режимах направление силы, действующей на шток, позволяло ей растягивать шток. Это исключит его защемление при подъеме или опускании клапана. Кроме того, это даст возможность избежать пульсаций клапана при изменениях направления парового усилия. Для этой цели служат нажимной винт 1 (рис. 4.28, а) и пружина 2, которая также позволяет компенсировать тепловое расширение штока 7 и рамки 3, не допуская каких-либо зазоров, в пределах которых может происходить вибрация клапана.

Наконец, в некоторых аварийных ситуациях, когда сервомотор не сможет закрыть регулирующие клапаны (например, при выходе из строя насоса системы регулирования или разрыве маслопровода подачи масла к сервомотору), пружина 2 преодолеет сопротивление всех звеньев передаточного механизма и закроет регулирующие клапаны. Это предохранит турбину от разгона.

Между штоком и буксой клапана оставляют значительный радиальный зазор, достигающий 0,2—0,4 мм при относительно небольшом диаметре штока (40—60 мм). Это определяется, во-первых, тем, что при большой длине штока (до 1 м) его трудно выполнить идеально прямым; во-вторых, в зазоре происходит утечка пара вдоль штока. Для утилизации ее теплоты уплотнение штока трубопроводом 16 соединяют с подогревателем питательной воды.

Использование теплоты утечек часто производят в две ступени: вдоль штока осуществляют сразу два отсоса пара подобно тому, как это делают в концевых уплотнениях (см. § 2.14). Пар первого отсоса направляют в деаэрактор, а второго — в эжекторный холодильник, в котором давление меньше атмосферного. Такая схема позволяет полностью избежать утечек пара в машинный зал.

Регулирующие клапаны современных мощных турбин, в частности турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, как правило, выполняют в комбинации со стопорными клапанами и с индивидуальными сервомоторами.

4.3. АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

4.3.1. Необходимость защиты турбины

Нормальная работа турбины обеспечивается системой регулирования при условии удовлетворительного состояния всех элементов. Однако как в системе регулирования, так и в самой турбине и даже вне ее могут возникнуть и различного рода неисправности, в некоторых случаях настолько серьезные, что может потребоваться немедленное прекращение подачи пара в турбину, а иногда и отключение генератора от сети. Кроме того, турбина работает в комплексе с такими сложными агрегатами, как котел, конденсатор, регенеративные и сетевые подогреватели, а через электрический генератор турбина связана с электрической сетью. Сложность этих агрегатов также не исключает возможности нарушения их работы, что может создать угрозу для турбины.

Поэтому паровая турбина оснащается системой защиты, автоматически предохраняющей ее от разрушения при различного рода неполадках как в ней самой, так и в элементах связанного с ней оборудования ТЭС.

Необходимость в немедленном прекращении подачи пара в турбину возникает при:

- 1) увеличении частоты вращения сверх допустимой;
- 2) недопустимом осевом сдвиге ротора относительно статора;
- 3) снижении давления масла в системе смазки ниже предельно допустимого уровня;
- 4) недопустимом повышении давления в конденсаторе;
- 5) недопустимом изменении импульсного давления в САР;
- 6) отклонении температуры свежего пара от допустимых пределов;
- 7) недопустимом снижении уровня масла в масляном баке;
- 8) недопустимом повышении давления в паровом пространстве сетевых подогревателей;
- 9) недопустимом повышении уровня конденсата греющего пара;

10) недопустимом повышении уровня конденсата в деаэраторе;

11) недопустимом повышении вибрации подшипников турбины.

Кроме перечисленных, имеются защиты по работе электрического генератора.

Для предупреждения тяжелых последствий перечисленных явлений в любой турбине предусмотрена автоматическая защита.

На работающей турбине может возникнуть аварийное положение при бездействии соответствующей защиты. В этом случае турбина должна быть остановлена с помощью автомата безопасности, установленного на валу турбины, с возможностью воздействия на него как у самой турбины, так и на местном или дистанционном щите управления. Впрочем, необходимо заметить, что доля автоматизированных защит постоянно увеличивается.

Каждая из защит турбины работает так, что при выходе параметра, по которому производится защита, в область недопустимых значений подача пара прекращается и не может возобновиться автоматически даже в том случае, если параметр вернется к нормальному значению. Турбина может быть пущена персоналом только после выяснения причин срабатывания защиты и при уверенности в безопасности пуска.

4.3.2. Исполнительные органы системы защиты

Исполнительными органами системы защиты являются стопорные и обратные клапаны.

Каждая турбина снабжается одним или несколькими стопорными клапанами, расположенными перед регулирующими клапанами. Стопорные клапаны должны быстро и надежно сработать для прекращения подачи свежего пара в турбину. При этом в блочных установках пар, выработка которого котлом не может быть прекращена мгновенно, направляется через быстродействующую редуциционно-охладительную установку (БРОУ) в конденсатор или через предохранительные клапаны, расположенные на паропроводе, в атмосферу.

Для турбин с промежуточным перегревом пара отключение паропроводов только свежего пара недостаточно, так как некоторое время пар будет поступать из паропроводов промежуточного перегрева в ЦСД и разгонять турбину. Поэтому непосредственно перед ЦСД или прямо на его корпусе устанавливают стопорные клапаны, отсекающие пар

промежуточного перегрева от ЦСД. Перед стопорными клапанами ЦСД располагают сбросные клапаны, направляющие пар из системы промежуточного перегрева в конденсатор.

Однако и этой защиты от поступления пара в турбину недостаточно, так как пар в нее может проникать из паропроводов регулируемых отборов и из регенеративных подогревателей. Такое положение возникает при закрытии стопорного клапана и быстром падении давления внутри турбины; тогда в регенеративных подогревателях происходит вскипание конденсата греющего пара, который устремляется в турбину. Поэтому на трубопроводах отбора устанавливают обратные клапаны, часто с принудительным закрытием посредством сервомоторов, которые получают импульс от концевых выключателей, установленных на стопорных клапанах и подающих сигнал при почти полном их закрытии.

Особую опасность для теплофикационных турбин представляют регулируемые отборы пара. Промышленный отбор пара высокого давления на ТЭЦ часто осуществляется из отборов параллельно работающих турбин в один общий коллектор отбора. В этом случае при отключении турбины такой коллектор играет роль источника пара для группы ступеней турбины от регулируемого отбора до конденсатора или сетевого подогревателя. Поэтому такие отборы в обязательном порядке снабжаются обратными клапанами с принудительным закрытием.

Современные теплофикационные турбины обычно имеют два последовательно включенных по сетевой воде подогревателя сетевой воды, пар к которым поступает из камер перед и за переключаемым отсеком (см. рис. 3.3). После переключаемого отсека устанавливаются регулирующая диафрагма или регулирующие клапаны ЦНД, которые играют роль первого контура защиты от разгона, не допуская пар в ЦНД. Тем не менее, даже при быстром закрытии этих клапанов при аварийном режиме подогреватель сетевой воды, в который раньше поступал пар из камеры перед переключаемым отсеком (верхний сетевой подогреватель) может стать источником пара, образующегося из вскипающего конденсата, а нижний сетевой подогреватель — конденсатором. Поток пара через переключаемый отсек может разогнать турбину (при отключении генератора от сети). Поэтому линии отбора пара к верхнему подогревателю сетевой воды снабжают обратными клапанами с принудительным закрытием, а линии к нижнему подогревателю сетевой воды оставляют без защиты, надеясь на быстроту закрытия диа-

фрагмы. Конечно, при этом учитывается, что потенциальная энергия теплофикационных отборов, где давление пара не превышает 0,2 МПа, существенно меньше, чем отборов высокого давления.

На рис. 4.29 показан стопорный клапан, устанавливаемый на турбинах ТМЗ с начальным давлением 12,8 МПа.

Корпус клапана сваривается из двух литых частей, что обеспечивает их высокое литейное качество. Пар от котла подводится по горизонтальному патрубку. Со стороны, противоположной входу пара, устанавливается вертикальное ребро, препятствующее появлению горизонтального вихря, возбуждающего изгибные колебания штока клапана и способствующего его усталостному разрушению. Пар из стопорного клапана направляется к корпусам регулирующих клапанов по перепускным трубам. Таким образом, стопорный клапан перепускными трубами присоединяется к турбине. Как мы уже знаем (см. § 3.11), при пуске турбины ее корпус расширяется от фикспункта, расположенного в зоне выхода отработавшего пара, в сторону переднего подшипника вместе с перепускными трубами. Корпус стопорного клапана закрепляют на специальной гибкой конструкции, давая холодный монтажный натяг перепускным трубам (растяжка перепускных труб в холодном состоянии). После прогрева корпуса турбины и его теплового перемещения по фундаментным рамам натяг исчезает и не возникает усилий со стороны перепускных труб, препятствующих свободному расширению турбины по фундаментным рамам.

Клапан выполнен разгруженным: при движении сервомотора (на рис. 4.29 не показан) шток открывает сначала небольшой разгрузочный клапан, а затем — основной клапан. Для исключения возможности попадания сварочного графа и посторонних предметов в стопорный и регулирующие клапаны и проточную часть турбины в корпусе клапана установлено паровое сито. Для привода штока стопорного клапана используют автоматический затвор — комбинацию сервомотора и отсечного золотника.

На рис. 4.30 показан так называемый клапан автоматического затвора — блок сервомотора, золотника и привода штока клапана. Сервомоторы стопорных клапанов выполняют пружинными, односторонними: масло подается только с одной стороны поршня для его взведения. При срабатывании защиты давление масла под поршнем сервомотора резко уменьшается, и пружина сажает клапан на седло.

Перед пуском турбины пружины сервомотора находятся в распрямленном состоянии, его поршень занимает крайнее нижнее положение, определяемое упором чаши стопорного клапана на свое седло (см. рис. 4.29). При этом пружина отсечного золотника также находится в свободном состоянии, сам золотник занимает верхнее положение, и полость под поршнем соединена с полостью слива.

При подаче масла под давлением в полость над золотником последний начнет перемещаться вниз, растягивая свою пружину и перекрывая сливные отверстия поршнем золотника 7. Затем масло под давлением от насосов начнет поступать под поршень, заставляя последний подниматься и сжимать пружину. При перемещении штока сервомотора вверх перемещается рамка, состоящая из двух траверс и двух вертикальных тяг (не попавших в разрез на рис. 4.30). В центре нижней траверсы расположен шаровой шарнир, которым крепится шток стопорного клапана.

Таким образом, движение сервомотора вверх обеспечивает открытие стопорного клапана. При этом рычаг обратной связи будет опускать золотник, отсекая полость под поршнем сервомотора от масла под давлением. Когда поршень сервомотора дойдет до верхнего упора, и часть штока увеличенного диаметра достигнет крышки пружинного сервомотора, действие обратной связи прекратится. При дальнейшем повышении давления золотник будет продолжать перемещаться вниз, растягивая пружину, до тех пор, пока его верхний буртик не достигнет упора (о буксу золотника). При этом отсечной золотник будет находиться в чуть открытом состоянии, подавая масло под давлением под поршень сервомотора и удерживая стопорный клапан в открытом состоянии.

При быстром снижении давления над отсечным золотником его растянутая пружина подтягивает золотник вверх, соединяя полость под поршнем сервомотора со сливом. Пружины сервомотора быстро закрывают стопорный клапан, прекращая подачу пара в турбину. Следует подчеркнуть, что в случае закрытия стопорного клапана управление им, т.е. давлением импульсного масла, организовано так, что необходимы специальные операции для его взведения. Это исключает случайное открытие стопорного клапана и разгон турбины.

Непрерывная работа турбины может продолжаться несколько месяцев. В это время стопорный клапан находится в неподвижном состоянии и поэтому нет гарантий в его закрытии в случае аварий-

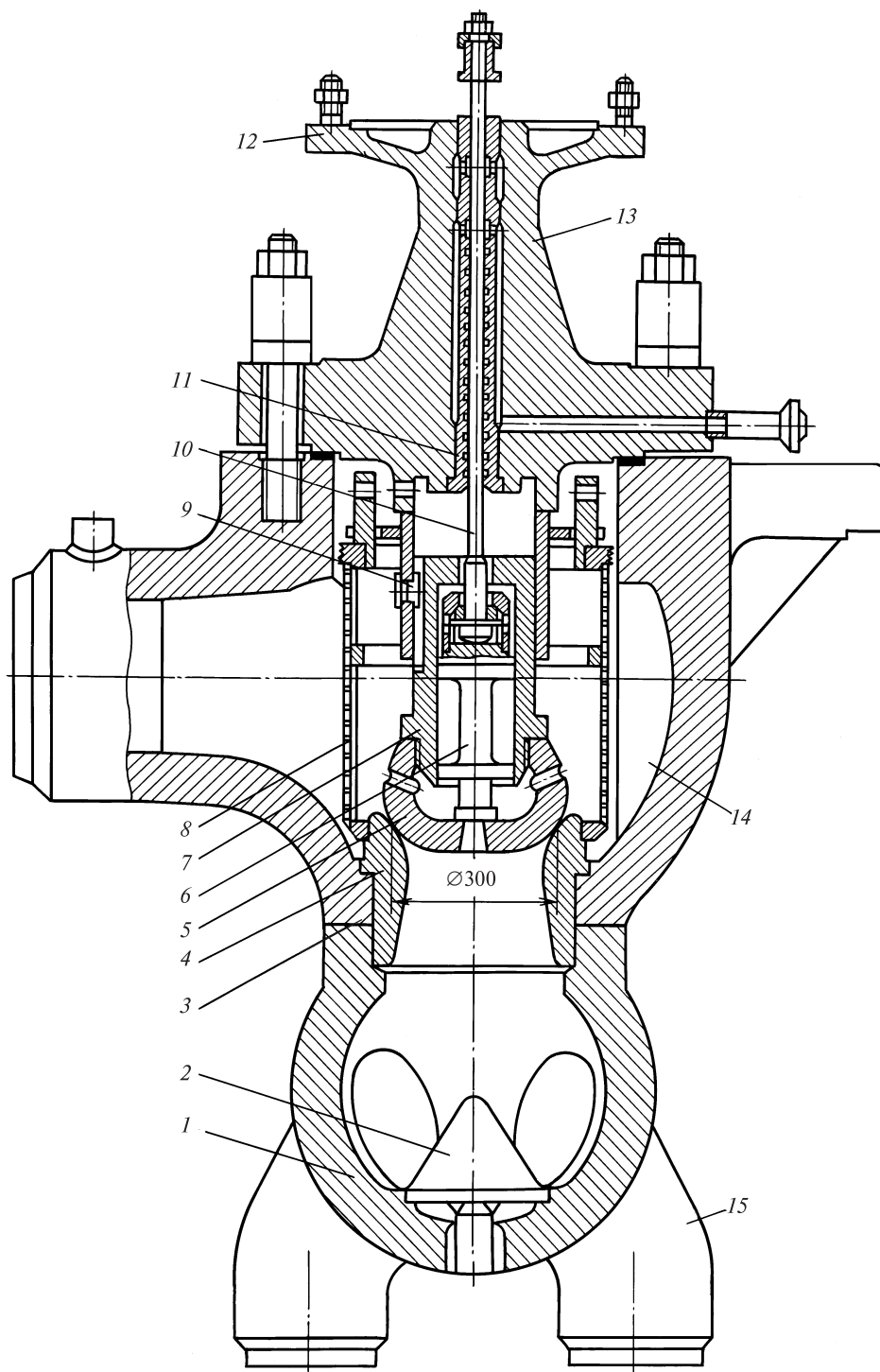


Рис. 4.29. Стопорный клапан турбин ТМЗ без промпрегрева

1 — нижняя часть корпуса клапана; 2 — обтекатель; 3 — верхняя часть корпуса клапана; 4 — седло чаши клапана; 5 — чаша основного клапана; 6 — разгрузочный клапан; 7 — стакан; 8 — паровое сито; 9 — шпонки, удерживающие чашу клапана от вращения; 10 — шток; 11 — букса; 12 — фланец крепления автоматического затвора клапана; 13 — крышка корпуса стопорного клапана; 14 — ребро, разрушающее окружной вихрь; 15 — патрубок для присоединения перепускной трубы

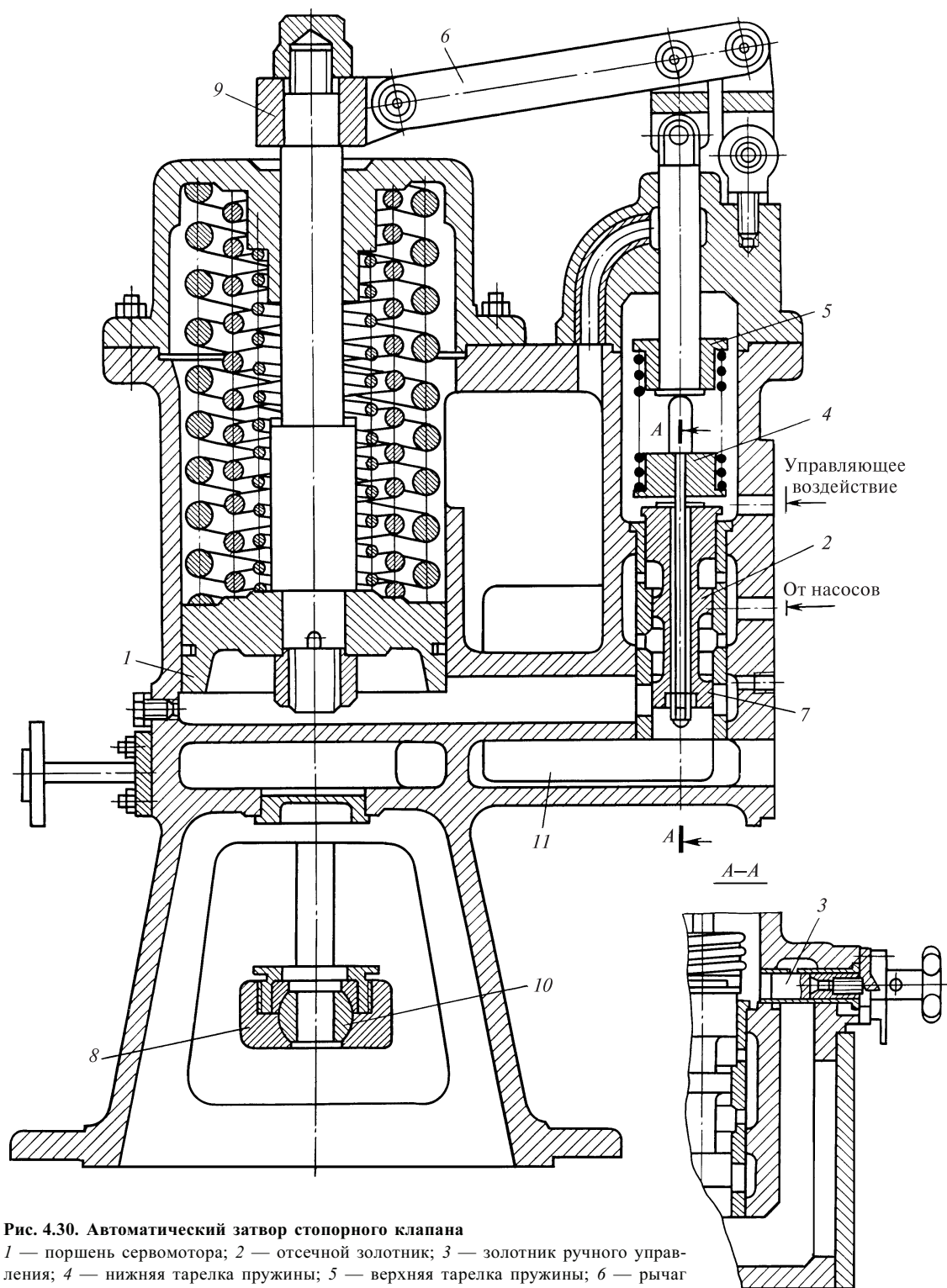


Рис. 4.30. Автоматический затвор стопорного клапана

1 — поршень сервомотора; 2 — отсечной золотник; 3 — золотник ручного управления; 4 — нижняя тарелка пружины; 5 — верхняя тарелка пружины; 6 — рычаг обратной связи; 7 — управляющий буртик золотника; 8 — нижняя траверса; 9 — верхняя траверса; 10 — шаровой шарнир для крепления верхнего конца штока стопорного клапана; 11 — полость слива

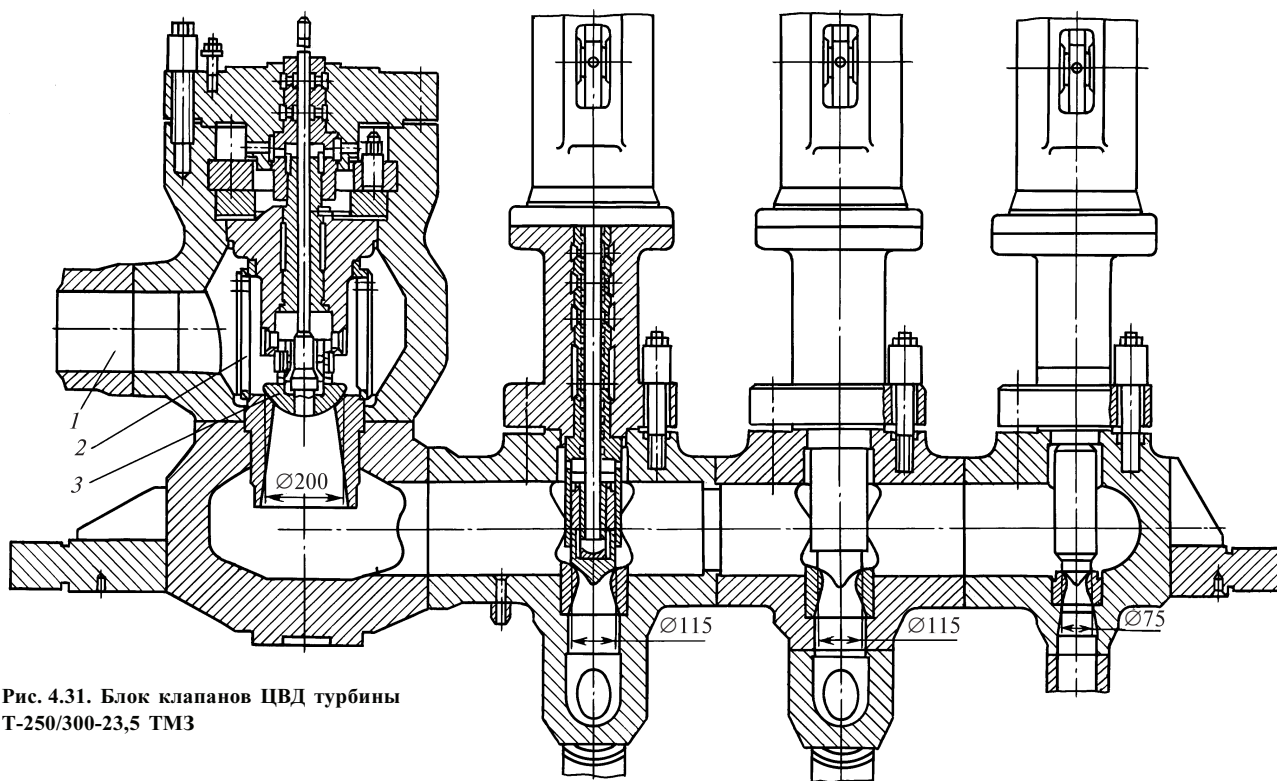


Рис. 4.31. Блок клапанов ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

ной ситуации. Поэтому прибегают к систематическому перемещению (расхаживанию) золотника и сервомотора путем уменьшения и увеличения давления над золотником с помощью золотника 3 ручного управления.

Как уже указывалось, стопорные и регулирующие клапаны часто конструктивно выполняют в едином блоке, который устанавливают рядом с турбиной. На рис. 4.31 показан блок клапанов, используемых для турбин Т-250/300-23,5 ТМЗ. Подвод пара к турбине осуществляется с помощью двух одинаковых блоков, располагаемых по обеим сторонам турбины. Пар из котла подводится к патрубку 1, проходит паровое сито 2, препятствующее попаданию в блок клапанов и турбину посторонних предметов, и поступает к стопорному клапану 3. При этом сначала открывается разгрузочный, а затем основной стопорный клапан. Пар поступает в паровую коробку, в которой расположены три регулирующих клапана. Перемещение регулирующих клапанов каждого блока осуществляется одним сервомотором и кулачковым валом (см. рис. 4.27)

Блок клапанов лапами устанавливается на сварную конструкцию и свободно расширяется на ней.

На рис. 4.32 представлен стопорно-регулирующий клапан турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, устанавливаемый перед ЦСД и служащий главным образом для уменьшения динамического заброса частоты вращения при сбросе нагрузки и отключении генератора от сети. Клапан имеет одно общее седло, на противоположных сторонах которого установлены стопорный и регулирующий клапаны, перемещаемые своими сервомоторами. Пар из промежуточного пароперегревателя котла поступает через паровое сито в корпус стопорного клапана, проходит последовательно стопорный и регулирующий клапаны и из паровой коробки регулирующего клапана поступает в корпус ЦСД.

Клапан, устанавливаемый на паропроводе отбора, выполняют одновременно и обратным, и защитным. На рис. 4.33 показано положение клапана в закрытом состоянии, когда в полость над поршнем подан конденсат из напорной линии конденсатных насосов. При этом шток клапана опускается вниз, и тарелка клапана садится на седло. При снятии давления конденсата пружина переместит клапан вверх, однако при этом тарелка останется на месте до тех пор, пока кинетическая энергия поступающего пара не повернет тарелку и

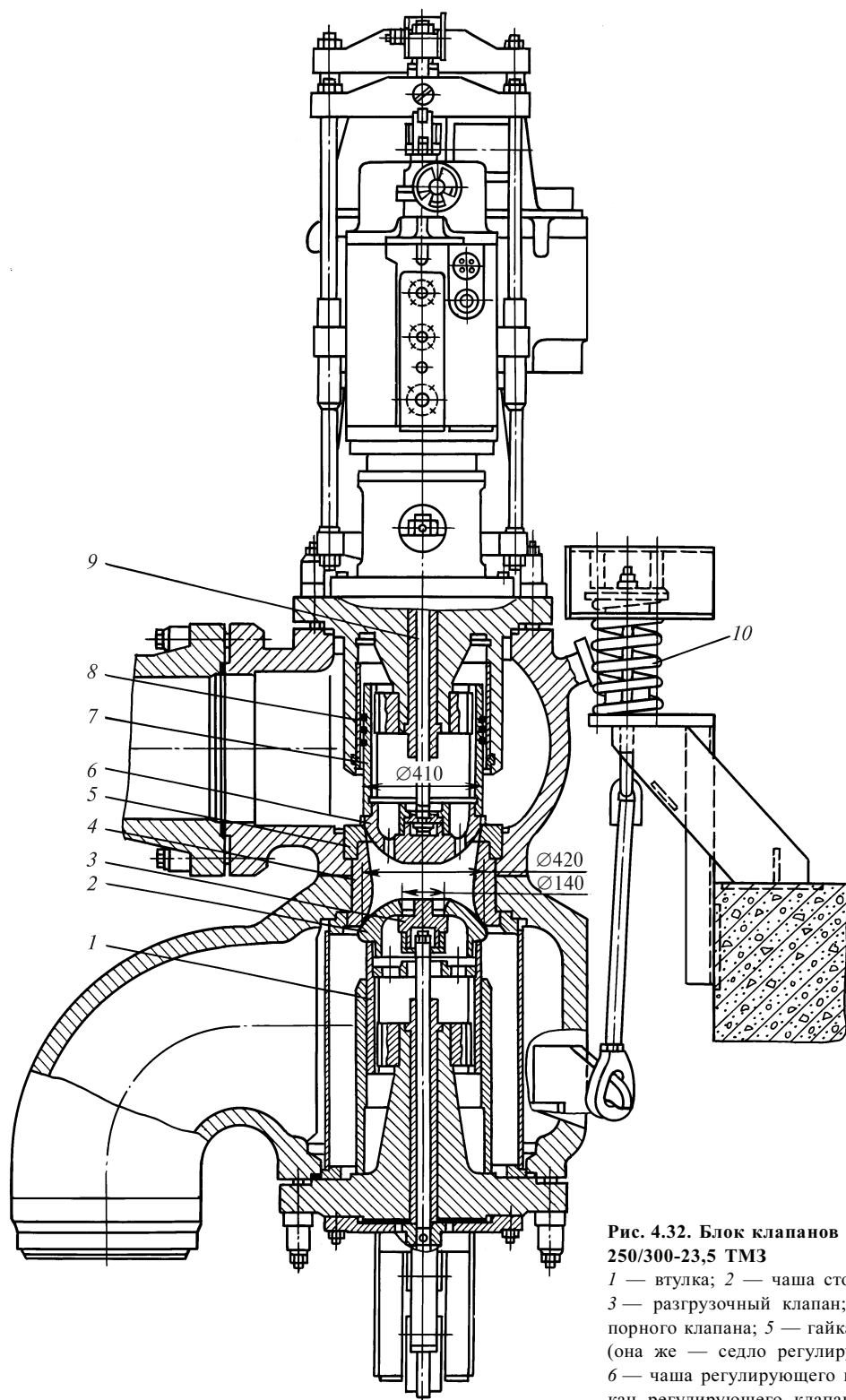


Рис. 4.32. Блок клапанов ЦСД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — втулка; 2 — чаша стопорного клапана; 3 — разгрузочный клапан; 4 — седло стопорного клапана; 5 — гайка крепления седла (она же — седло регулирующего клапана); 6 — чаша регулирующего клапана; 7 — стакан регулирующего клапана; 8 — поршневые кольца; 9 — шток регулирующего клапана; 10 — пружины подвески

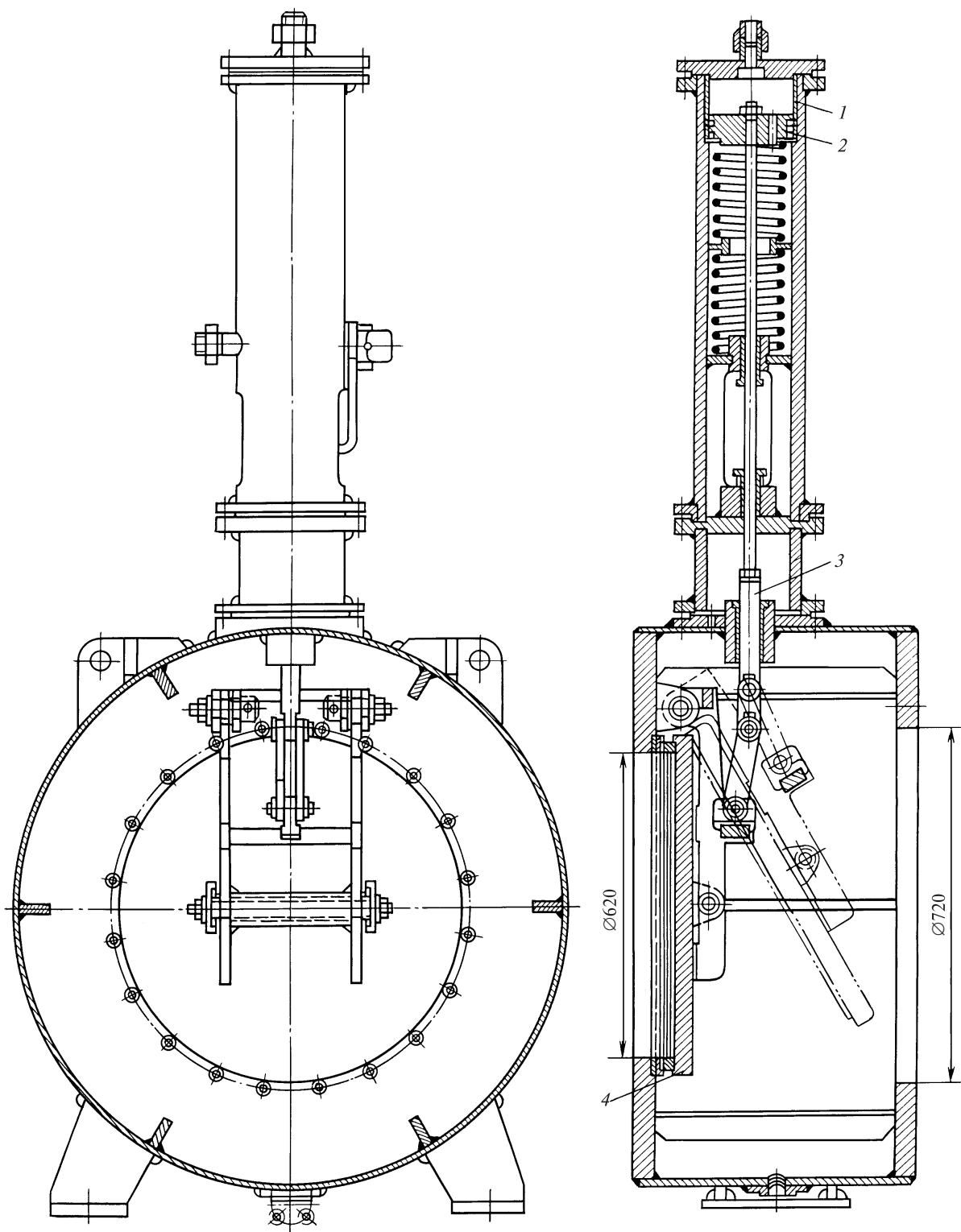


Рис. 4.33. Обратный клапан паропроводов отбора

1 — втулка; 2 — поршень; 3 — шток; 4 — тарелка

не откроет клапан до положения, указанного на рисунке штрих-пунктирной линией.

В случае обратного потока пара или воды последний увлечет тарелку клапана и посадит ее на седло, отсекая проход для пара. При этом положение поршня 2 не будет иметь никакого значения. При закрытии стопорных клапанов турбины или отключении генератора от сети подается сигнал на соленоидный клапан, подающий силовой конденсат в полость над поршнем и принудительно закрывающий обратный клапан, не допуская пар из обратного паропровода в турбину.

4.3.3. Защита турбины от разгона

Разгон турбины сверх допустимой частоты вращения турбоагрегата может произойти по двум основным причинам: либо при нарушении связей (муфт) между отдельными валами турбогенератора, когда с какого-либо из валов снимается нагрузка, либо при отключении электрического генератора от сети.

Первая причина должна быть, безусловно, исключена при всех обстоятельствах путем правильного выбора размеров и сборки муфт.

Вторая причина в практике эксплуатации действует достаточно часто, поэтому турбоагрегат и его системы регулирования и защиты должны быть выполнены с учетом такой возможности.

Система защиты турбины от разгона так же, как и любая система регулирования, состоит из датчика, промежуточных звеньев и исполнительных органов.

Датчиком системы является автомат безопасности.

На рис. 4.34 показана конструкция автомата безопасности ЛМЗ, который с помощью фланца крепится к валу турбины и располагается в корпусе переднего подшипника турбины. Основными деталями автомата являются два одинаковых бойка (дублирование увеличивает надежность защиты), расположенных в радиальных сверлениях. Центры тяжести бойков смещены относительно оси вращения так, что центробежные силы стремятся выдвинуть бойки из сверлений, чему препятствуют сжатые пружины.

С помощью гайки 1 пружины автомата затягивают с таким расчетом, чтобы центробежная сила бойка преодолела усилие пружины при частоте вращения на 10—12 % больше номинальной. При кон-

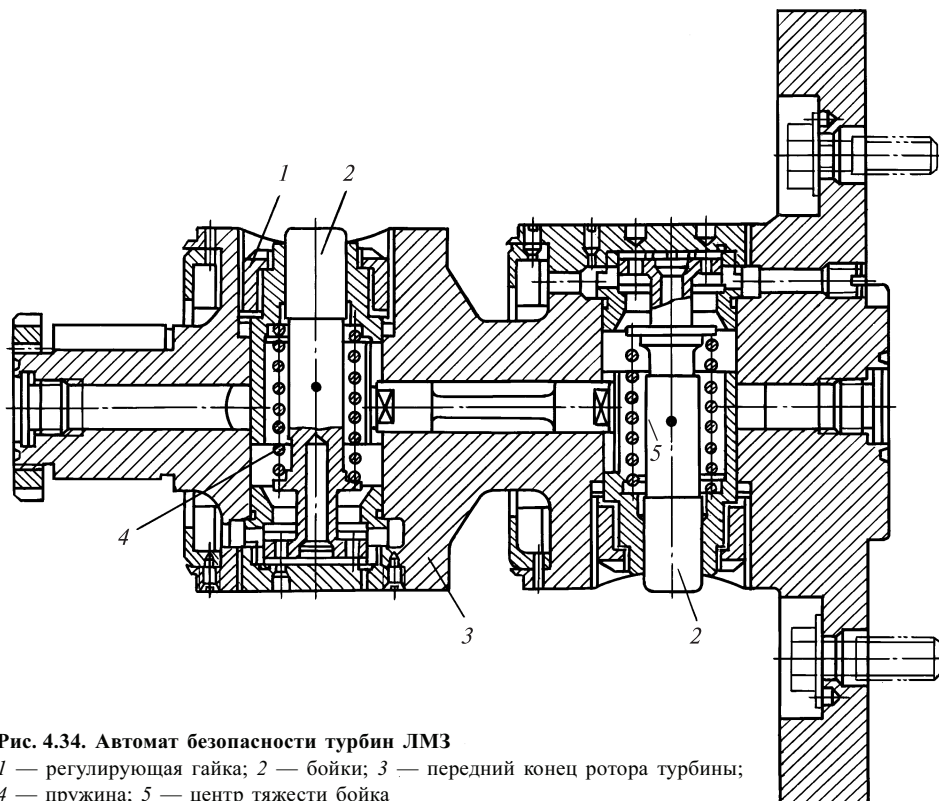


Рис. 4.34. Автомат безопасности турбин ЛМЗ

1 — регулирующая гайка; 2 — бойки; 3 — передний конец ротора турбины;
4 — пружина; 5 — центр тяжести бойка

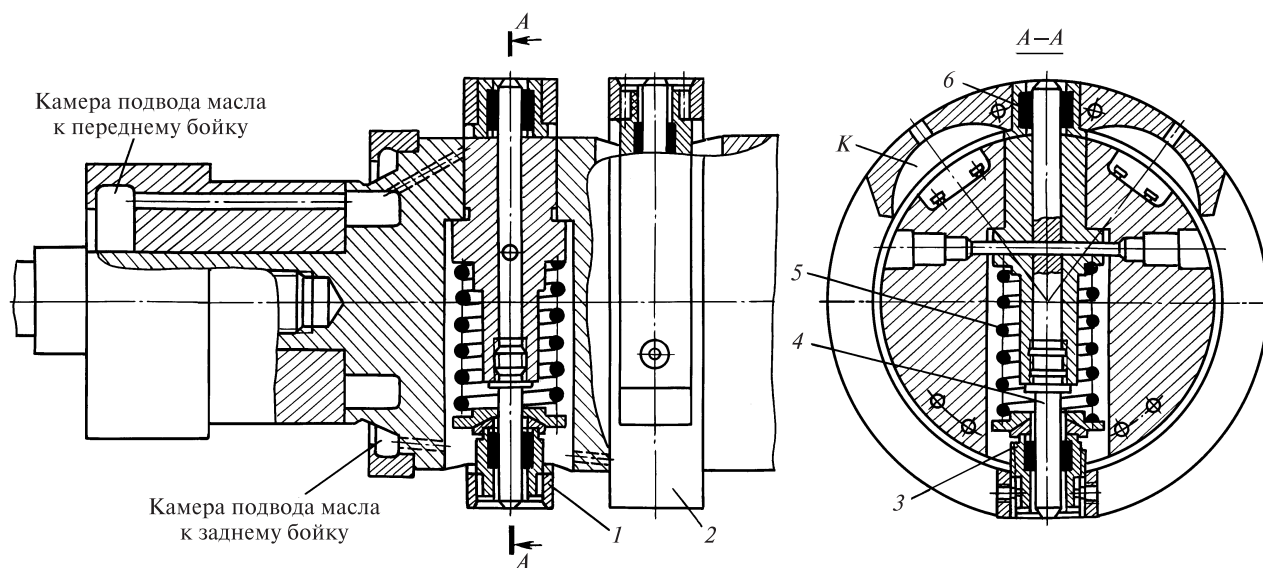


Рис. 4.35. Кольцевой автомат безопасности турбин ТМЗ

1, 2 — кольцевые бойки; 3 — натяжная гайка; 4 — стержень; 5 — пружина; 6 — втулка; К — карманы для заполнения маслом при испытаниях автомата безопасности без увеличения частоты вращения

струировании автомата безопасности размеры бойка и смещение его центра масс, а также жесткость пружины подбирают так, чтобы при радиальном смещении бойка его центробежная сила росла быстрее, чем сопротивление пружины, вызываемое ее дополнительным сжатием. Это происходит на частоте срабатывания к практически мгновенному смещению бойка, выступающий конец которого используется для включения системы защиты.

В другой, тоже очень распространенной конструкции предохранительный выключатель имеет вместо пальца эксцентричное кольцо, удерживаемое в определенном положении пружиной: при увеличении частоты вращения, кольцо смещается по радиусу и отбрасывает выключающийся рычаг. На рис. 4.35 показан сдвоенный предохранительный выключатель кольцевого типа турбины ТМЗ. Каждый выключатель состоит из кольца, имеющего смещенный с оси вращения центр масс и пружины. Пока частота вращения турбины меньше 55 1/с, кольцо удерживается силой пружины в таком положении, что его внешняя окружность оказывается концентричной с окружностью вала. При частоте вращения, равной 55 1/с, центробежная сила кольца преодолевает силу пружины, и кольцо смещается на 8 мм в направлении утяжеленной стороны.

На рис. 4.36 показана принципиальная схема защиты от разгона турбины с промежуточным пере-

гревом пара с некоторыми элементами, используемыми в системах регулирования турбины ЛМЗ.

Датчиком системы защиты является сдвоенный бойковый автомат безопасности 15 (на рисунке показан только один боек). При вылете хотя бы одного из бойков рычаг 11 поворачивается под действием выдвинутого бойка, ударяя противоположными концами по так называемым предвключенным золотникам 16, расположенным внутри основных золотников 17 блока золотников автомата безопасности.

При нормальной частоте вращения золотники 17 находятся в крайнем верхнем положении в силу того, что при прижатии золотника к острым кромкам, расположенным на корпусе, усилие, действующее на золотник в полости А, больше, чем усилие в полости В; при этом через средние окна буксы блока золотников обеспечивается подвод масла от насоса 1 по напорному трубопроводу 2 к золотникам 5 и 7 сервомоторов стопорных клапанов 6 и 8 соответственно ЦВД и ЦСД. Нижние кромки золотников 17 при нормальной частоте вращения отсекают импульсную линию золотников 10 и 18, не мешая работе систем регулирования и управления.

При смещении предвключенных золотников 16 вниз открывается слив из камеры А, давление в ней падает, что приводит к немедленному переходу золотников 17 в крайнее нижнее положение. В свою очередь это приводит не только к прекращению подвода масла от насоса 1 к золотникам стопорных кла-

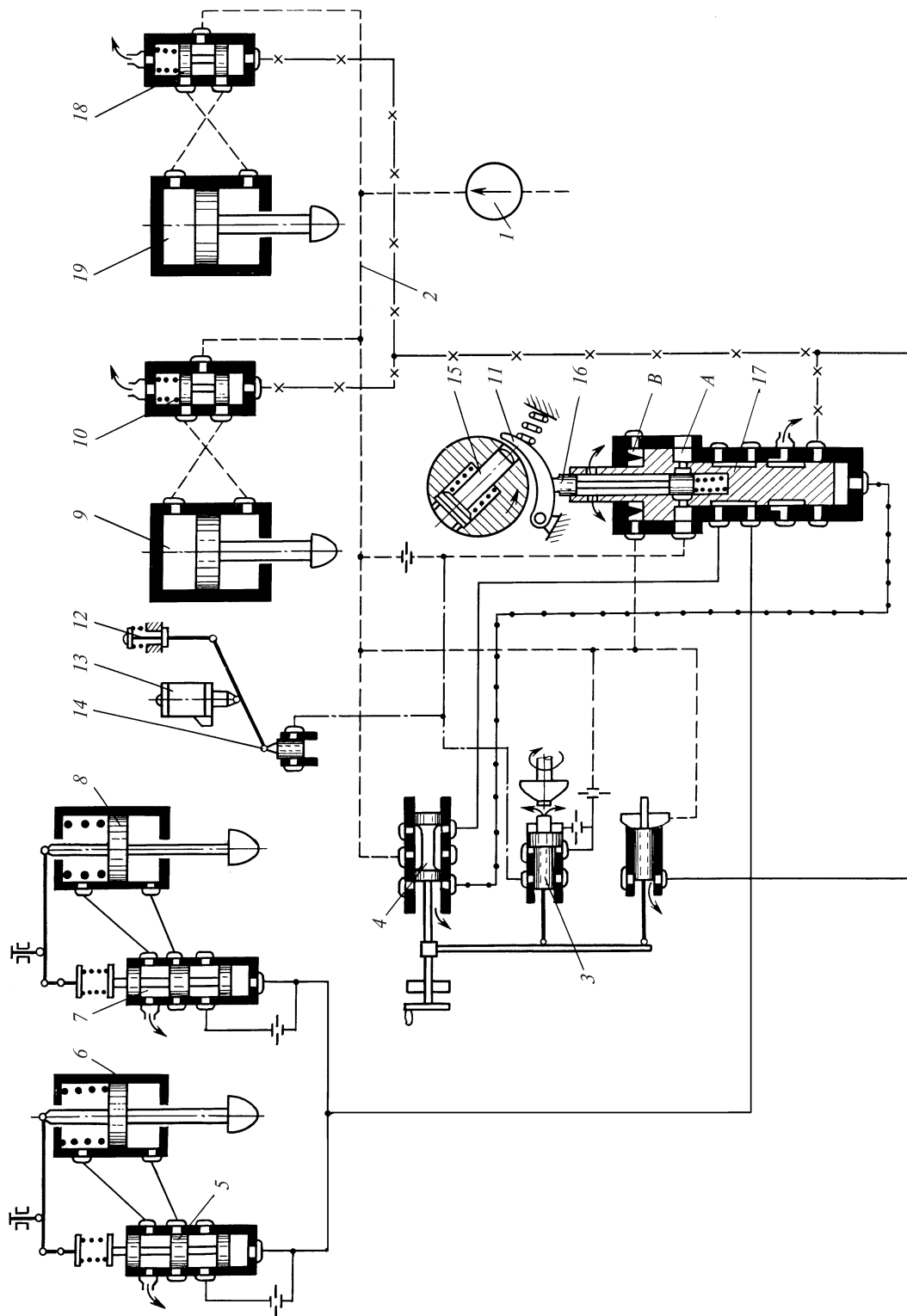


Рис. 4.36. Принципиальная схема защиты турбины от разгона

панов ЦВД и ЦСД, но и к сообщению их со сливом. Золотники смещаются вниз, открывая этим слив масла из-под поршней стопорных клапанов ЦВД и ЦСД и обеспечивая их посадку под действием пружин.

Одновременно с подачей импульса на смещение золотников 7 и 5 подается импульс на золотники 10 и 18, которые вызывают посадку регулирующих клапанов 9 и 19 ЦВД и ЦСД.

Таким образом, срабатывание бойков автомата безопасности вызывает закрытие и стопорных, и регулирующих клапанов, что увеличивает надежность отсечки турбины от паропроводов.

При уменьшении частоты вращения бойки автомата безопасности и рычаги 11 вернутся в прежнее положение. Однако восстановления давления под золотником и, следовательно, открытия каких-либо клапанов не произойдет, так как золотники 17 автомата безопасности не могут без вмешательства машиниста турбины сместиться вверх. Смещение золотников автомата безопасности в крайнее верхнее положение может осуществить только машинист, перемещая золотник управления 4 влево и тем самым подавая масло от насоса под золотник 17. После смещения золотника 17 в крайнее верхнее положение, в котором он уже будет удерживаться давлением масла в полости А, золотник управления 4 можно вернуть в прежнее положение.

Автомат безопасности, как указывалось выше, настраивается на частоту вращения, на 10—12 % превышающую номинальную. Однако, как это ни маловероятно, может оказаться, что автомат безопасности не сработает или его срабатывание задержится. Поэтому в системе защиты имеется еще один контур защиты. При повышении частоты вращения до 114—115 % номинальной грузики регулятора частоты вращения расходятся настолько, что позволяют золотнику 3 сдвинуться вправо до такой степени, чтобы открылись окна буксы золотника, обеспечивая такое же уменьшение давления в камере А золотника регулятора автомата безопасности, как и при срабатывании его бойков.

У персонала может возникнуть необходимость быстро остановить турбину, иногда даже по причине, не связанной с ее работой (например, при возникновении пожара на соседнем энергоблоке). Для этого систему защиты снабжают кнопкой 12, нажатие которой обеспечивает точно такую же посадку золотника автомата безопасности, как и в случае разгона турбины.

Прекратить подачу пара в турбину можно и с блочного щита управления, подавая ток на электро-

магнитный выключатель 13, который перемещает золотник 14.

Выше отмечалось, что турбина снабжается еще целым рядом защит: от падения давления смазки, от повышения и понижения температуры свежего пара и т.д. Электрический импульс от этих защит вводится в электромагнитный выключатель 13, срабатывающий так же, как и при дистанционном отключении турбины кнопкой с блочного щита управления.

В этот же выключатель вводятся сигналы на отключение турбины при нарушении нормальной работы другого технологического оборудования блока: при внутренних повреждениях в генераторе, повышении уровня конденсата в подогревателях высокого давления, нарушении охлаждения статора генератора, остановке котла и т.д.

4.3.4. Защита турбины от осевого сдвига ротора

При чрезмерном осевом сдвиге ротора возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные, приводящие к разогреву и тепловым деформациям соприкасающихся деталей. Это в свою очередь вызывает разбалансировку ротора, усиленную вибрацию турбины и прогрессирующее развитие задеваний вплоть до полного ее разрушения.

В качестве импульса для работы системы защиты по осевому сдвигу служит значительное перемещение гребня упорного подшипника, например, при расплавлении баббитовой заливки колодок. Обычно применяют датчики гидравлического или электрического типа.

Гидравлический датчик использует такой же принцип, как и регулятор частоты вращения ЛМЗ (см. рис. 4.24), с той лишь разницей, что роль перемещающейся отбойной пластины регулятора частоты играет упорный диск. Импульс от падения давления перед гидравлическим соплом в результате смещения гребня упорного диска используется для посадки стопорных регулирующих и обратных клапанов.

В мощных турбинах применяют чаще всего электромагнитный датчик (рис. 4.37), посылающий при опасном смещении ротора импульс на электромагнитный выключатель 13 (см. рис. 4.36); он перемещает золотник 14, который обеспечивает срабатывание золотников регулятора безопасности 17 и всей системы защиты.

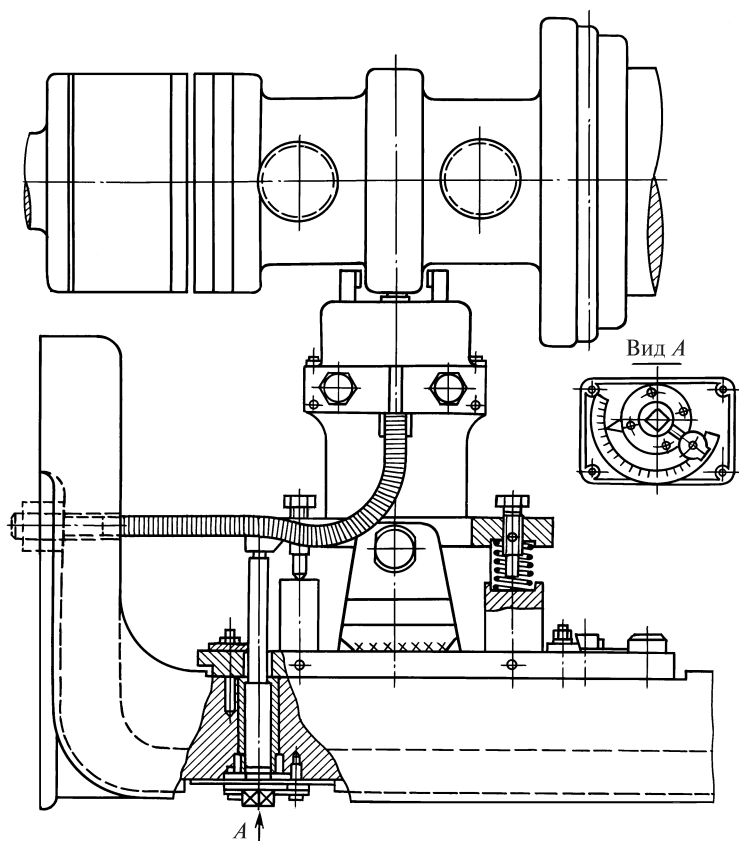


Рис. 4.37. Реле осевого сдвига турбин ЛМЗ

4.3.5. Защита турбины от повышения давления в конденсаторе

Эта защита является третьей по важности для турбины. Внезапное падение вакуума в конденсаторе турбины, как правило, происходит вследствие прекращения или резкого уменьшения подачи охлаждающей воды. Ухудшение вакуума приводит к повышению температуры в выходном патрубке. Это вызывает его коробление и нарушение работы вкладышей подшипников, повышенную вибрацию турбины, появление повышенных вибрационных напряжений в лопатках последних ступеней и их поломки.

Защита при повышении давления в конденсаторе выполняется двухступенчатой. Специальное вакуум-реле при повышении давления в конденсаторе примерно до 70 кПа подает импульс на электромагнитный выключатель 13 (см. рис. 4.36), вызывающий срабатывание системы защиты. Второй ступенью защиты по вакууму являются предохранительные тонкие паронитовые мембраны, устанавливаемые обычно на выходных патрубках. При нормаль-

ной работе турбины прочность и плотность мембран достаточны, чтобы предупредить подсосы воздуха в конденсатор, а при повышении давления в выходном патрубке выше атмосферного происходит разрыв мембраны с выпуском пара в машинный зал. Такие случаи происходят, впрочем, крайне редко.

Контрольные вопросы

1. Какие основные требования применяются к системам смазки паровых турбин?
2. Почему при расположении главного масляного насоса на валу турбины масляный бак располагают также на одном уровне с турбиной? Каковы недостатки расположения масляного бака выше и ниже уровня турбины?
3. Что такое инжектор и для чего он применяется в системе смазки турбины?
4. Какие агрегаты обеспечивают надежную работу системы маслоснабжения?
5. Нужны ли аварийные масляные бачки в системах смазки с главным масляным насосом, расположенным на валу турбины?
6. Чем определяются размеры масляного бака?

7. Почему масло из подшипников сливается в верхние слои масляного бака, а из системы регулирования — под уровень масла?
8. С какой целью масляный бак снабжается эксгаустерами?
9. Почему в масляный бак сливают нагретое масло, а не охлаждают его предварительно в маслоохладителях?
10. Какие функции в системе смазки выполняют реле давления?
11. Для чего турбина снабжается системой автоматического регулирования?
12. Нарисуйте простейшую схему автоматического управления.
13. Что изображает статическая характеристика системы регулирования?
14. Определите степень неравномерности системы регулирования при $n = 50$ 1/с, если частота вращения на холостом ходу 51 1/с, а при максимальной нагрузке 49 1/с?
15. Может ли статическая характеристика иметь горизонтальные участки? Почему в области малых и максимальных нагрузок ее делают более крутой?
16. Определите возможный диапазон самопроизвольных колебаний нагрузки для турбины мощностью 120 МВт со степенью неравномерности 4,5 % и степенью нечувствительности 0,2 %.
17. Какие функции выполняет механизм управления турбиной? Как он влияет на статическую характеристику регулирования?
18. В чем преимущества гидравлических связей перед рычажными?
19. В чем основное отличие гидравлических систем регулирования турбины от других систем?
20. Как должна работать система регулирования при отключении генератора от сети?
21. Для чего систему регулирования снабжают дифференциатором и каков принцип его работы?
22. В чем отличия в работе гидравлической и электрогидравлической систем регулирования?
23. В чем преимущества быстроходного бесшарнирного регулирования частоты вращения перед тихоходным?
24. Какие требования предъявляются к регулирующим клапанам?
25. Зачем в турбине предусматриваются автоматические системы защиты?
26. Назовите исполнительные органы системы защиты турбины от разгона. Почему на линиях промежуточного перегрева пара устанавливают стопорные, а на линиях отборов — обратные клапаны?
27. Вернутся ли к исходному состоянию бойки автомата безопасности после его срабатывания и прекращения подачи пара в турбину? Каково при этом будет положение стопорных и регулирующих клапанов?
28. Чем опасен осевой сдвиг ротора относительно статора?
29. Чем опасно возрастание давления в выходном патрубке?
30. Для каких ЦНД более опасно возрастание давления в выходном патрубке: с выносными или встроенными подшипниками?

Глава пятая

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

5.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ КОНДЕНСАТОРА И КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Из рассмотрения теплового цикла (см. § 1.6) следует, что мощность, вырабатываемая 1 кг пара в турбине, и КПД турбинной установки тем выше, чем ниже температура (и, следовательно, давление) пара за последней ступенью турбины. Как уже отмечалось, теплофикационная турбина представляет собой комбинацию турбин с противодавлением и конденсационной. Поэтому роль конденсатора в теплофикационной турбоустановке прежде всего зависит от режима работы. Когда турбина работает в теплофикационном режиме (зимой) и практически все тепло конденсации передается сетевой воде, от конденсатора нет никакой пользы. Наоборот, возникает множество эксплуатационных проблем, главной из которых является обеспечение надежной работы ЦНД при малых расходах пара. Летом теплофикационная турбина часто работает в конденсационном режиме, и тогда эффект от углубления вакуума сказывается в полной мере. Учитывая то, что значительную часть года теплофикационная турбина работает с существенной недогрузкой конденсатора, его теплообменные поверхности выполняют менее развитыми, чем в конденсаторах конденсационных турбин.

В табл. 5.1 приведены опытные данные, полученные ОРГРЭС, по изменению мощности теплофикационных турбин при конденсационном режиме в зависимости от изменения давления в конденсаторе. При изменении давления на ± 1 кПа экономичность турбинной установки изменяется примерно на $\mp 0,6—0,9$ %.

Если теплофикационная турбина работает не в конденсационном режиме, а часть пара поступает в сетевые подогреватели, то приведенные в табл. 5.1 цифры относятся не ко всему, а только к той части пара, которая прошла всю турбину и поступает в конденсатор, т.е. эти значения относятся к конденсационному выпуску пара.

Таблица 5.1

Изменение мощности турбины и удельного расхода тепла турбоустановкой при изменении давления в конденсаторах теплофикационных турбин на 1 кПа, работающих в конденсационном режиме

Турбина	Изменение мощности, кВт	Изменение удельного расхода тепла, %
T-50-130 ТМЗ	400	0,8
T-100-130 ТМЗ	725	0,73
T-110/120-130 ТМЗ	1250	0,73
T-175/210-130 ТМЗ	650	0,70
T-180/210-130 ЛМЗ	1050	0,50
T-250/300-240 ТМЗ	1830	0,70
ПТ-50/60-130 ТМЗ	360	0,60
ПТ-60/75-130/13 ЛМЗ	450	0,90
ПТ-80/100-130 ЛМЗ	450	0,56
ПТ-135/165-130/15 ТМЗ	600	0,40

Примечание. Возрастанию давления в конденсаторе соответствует уменьшение мощности и экономичности.

Повышение экономичности при углублении вакуума возникает прежде всего за счет увеличения теплоперепада турбины. Поэтому для турбин с малым теплоперепадом относительное изменение перепада больше, что дает больший выигрыш в экономичности.

Есть еще одно требование, которое должно быть выполнено при создании теплового двигателя, работающего на водяном паре: в замкнутой установке отработавший пар должен быть обязательно сконденсирован. Тогда затраты мощности для повышения давления в питательном насосе оказываются малыми по сравнению с мощностью турбины (см. § 1.6), работоспособность 1 кг пара — значительной, вследствие чего можно получить столь компактный и мощный двигатель, как паровая турбина.

Таким образом, для создания высокоэкономичного двигателя на водяном паре необходимо обеспечивать конденсацию отработавшего водяного пара при низком давлении.

Для этой цели служит конденсатор, работа которого обеспечивается целым рядом дополнительных устройств. Совокупность конденсатора и

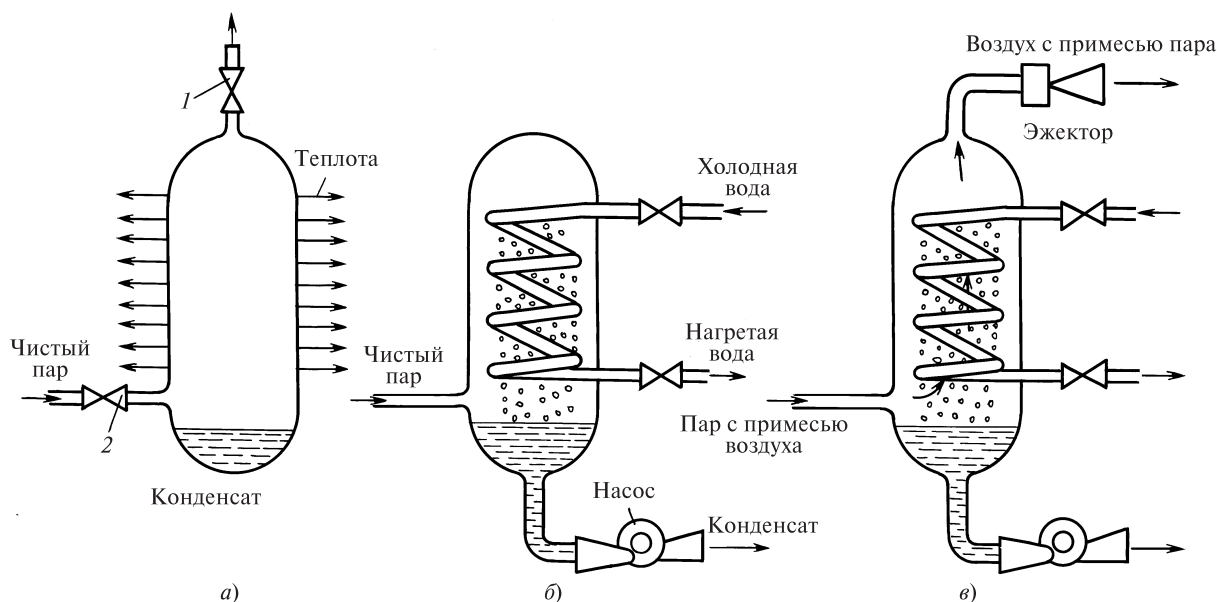


Рис. 5.1. Принцип работы конденсатора, регенеративных и сетевых подогревателей

обслуживающих его устройств называют конденсационной установкой.

Принцип работы конденсационной установки можно уяснить из рис. 5.1. Представим себе, что в сосуд, показанный на рис. 5.1, *a*, некоторое время подается насыщенный чистый пар (без всяких примесей воздуха и других неконденсирующихся газов) при открытом в атмосферу вентиле 1, после чего вентили 1 и 2 закрываются и сосуд оказывается под некоторым давлением пара. Если теперь этот сосуд начать охлаждать, поместив его в среду с достаточно низкой температурой, то пар будет конденсироваться, отдавая теплоту через стенку сосуда окружающей среде. По мере охлаждения пар будет все более увлажняться, при дальнейшем охлаждении он превратится почти полностью в воду (конденсат) и соберется на дне сосуда.

Пар превращается в воду потому, что от него отбирается тепло конденсации, равное теплу парообразования (см. § 1.5). Поэтому для конденсации пара, поступающего из турбины в конденсатор, обязательно необходима охлаждающая среда, в качестве которой используют холодную воду рек, озер, искусственных водоемов или других источников.

В результате конденсации пара на дне сосуда образуется конденсат, а над зеркалом конденсата — насыщенный водяной пар. Если от пара в сосуде отнять количество теплоты mr , где m — масса пара в сосуде, то после конденсации температура конденсата будет совпадать с температурой пара над

ним и будет равна температуре пара, поданного в сосуд в начальный момент времени. Удельный объем насыщенного пара значительно больше удельного объема воды (см. табл. 1.1), и поэтому в сосуде образуется вакуум. Чем сильнее будет охлажден пар в сосуде, тем больше образуется конденсата на дне его и тем более глубокий вакуум будет получен.

Пример 5.1. Определить отношение удельных объемов насыщенного пара и воды при температуре конденсации $t_n = 24,1$ °С.

По табл. 1.1 находим объемы насыщенного пара и воды при 24,1 °С: $v' = 0,001$ м³/кг, $v'' = 45,67$ м³/кг. Таким образом, объем образующейся воды в 45 760 раз меньше, чем объем насыщенного пара. Именно поэтому давление, при котором происходит конденсация, составляет всего 3 кПа.

Давление ниже атмосферного, т.е. разрежение, определяется по показаниям двух приборов (рис. 5.2): вакуумметра, указывающего превышение H атмосферного давления над абсолютным

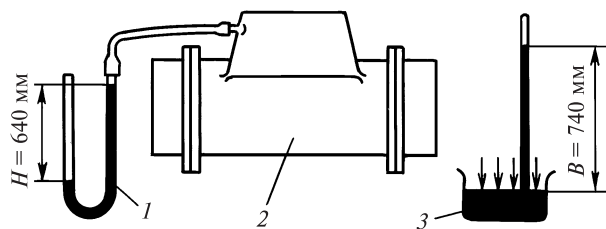


Рис. 5.2. Измерение разрежения в конденсаторе

1 — ртутный вакуумметр; 2 — конденсатор; 3 — барометр

давлением p_k в конденсаторе, и барометра, измеряющего атмосферное давление B . Тогда давление в конденсаторе

$$p_k = B - H.$$

Если, например, показания барометра и вакуумметра соответственно равны $B = 740$ мм рт. ст., $H = 640$ мм рт. ст., то давление в конденсаторе $p_k = B - H = 100$ мм рт. ст. = 13 340 Па = 13,34 кПа.

На электростанциях давление в конденсаторе (вакуум) представляют в виде доли H от атмосферного давления в процентах:

$$V = (H/B) 100 \text{ \%}.$$

Например, в рассмотренном выше примере $V = (640/740) 100 \text{ \%} = 86,5 \text{ \%}$.

Ясно, что вакуум сам по себе без указания атмосферного давления дает лишь приблизительное значение давления в конденсаторе.

На рис. 5.1, б показана схема установки для конденсации постоянно поступающего пара. Если в сосуде установить змеевик, по которому пропускать холодную воду, то пар, поступающий в сосуд, будет встречать на своем пути холодную поверхность змеевика и конденсироваться на ней. Если для удаления образующегося конденсата установить какое-либо устройство, например насос, то будет происходить непрерывная конденсация поступающего пара, а внутри сосуда будет поддерживаться низкое давление, соответствующее температуре конденсата.

Таким образом, теоретической основой обеспечения низкого давления пара в конденсаторе является однозначная связь между давлением p_k и температурой конденсации t_k (см. табл. 1.1). Поскольку температура конденсации определяется климатическими условиями и составляет 25—45 °С, то в конденсаторе поддерживается низкое давление, составляющее в зависимости от режима 3—10 кПа.

Работа устройства, показанного на рис. 5.1, б, возможна только при условии, что в сосуд будет поступать чистый пар. Если поступающий пар будет содержать хотя бы даже очень небольшие количества неконденсирующихся газов, например воздуха, то пар будет конденсироваться, а неконденсирующиеся газы будут постепенно накапливаться в сосуде, в результате через определенное время работа рассматриваемого конденсационного устройства станет невозможной.

Пар, поступающий в конденсатор из выходного патрубка турбины, к сожалению, всегда содержит воздух, попадающий в турбину через неплотности

фланцевых соединений, через концевые уплотнения ЦНД и т.д. Поэтому как устройство, показанное на рис. 5.1, б, так и реальный конденсатор могут работать только тогда, когда они будут снабжены специальным насосом, постоянно отсасывающим то количество воздуха, которое поступает вместе с конденсирующимся паром.

Схема конденсационной установки с постоянным отсосом неконденсирующихся газов показана на рис. 5.1, в. Смесь пара и воздуха, поступающая в конденсатор, будет двигаться по направлению к зоне отсоса так, как показано на рисунке стрелкой. В процессе движения из паровоздушной смеси будет выпадать конденсат, и поэтому концентрация воздуха в ней будет увеличиваться. В результате воздушный насос (эжектор) будет отсасывать смесь с высоким содержанием воздуха.

Конденсатор в современных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках и остановках, когда котел вырабатывает количество пара большее, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, пар направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потери дорогостоящего рабочего тела путем его выброса в атмосферу. Для возможности принятия такого «сбросного» пара конденсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством.

Кроме того, в конденсатор обычно направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей и вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле и теплофикационной установке.

5.2. УСТРОЙСТВО ПОВЕРХНОСТНОГО КОНДЕНСАТОРА

Схема простейшего поверхностного конденсатора приведена на рис. 5.3.

К фланцам корпуса 1 конденсатора присоединены трубные доски 2 и 14, в отверстиях которых развальцованы трубки 15, образующие охлаждающую поверхность конденсатора. К внешним поверхностям трубных досок крепятся передняя 3 и задняя 13 водяные камеры. Передняя водяная камера разделена перегородкой 6 на два отсека. Охлаждающая вода по трубопроводу 4 поступает в нижний отсек, проходит по охлаждающим трубкам нижней половины конденсатора, поворачивает в камере 13 на 180°, проходит через охлаждающие трубки верхней половины конденсатора и из верхнего отсека передней

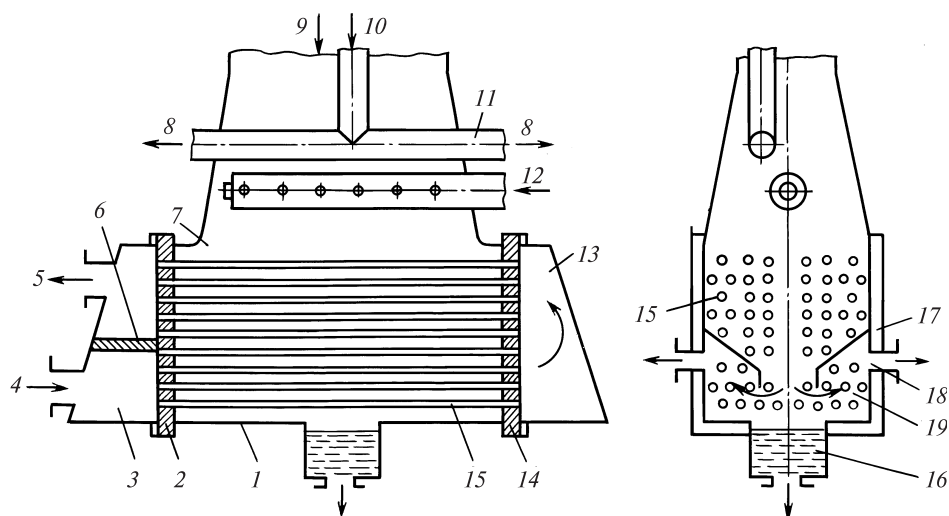


Рис. 5.3. Схема поверхностного конденсатора

водяной камеры через трубопровод 5 удаляется из конденсатора. В такой конструкции вода совершает два хода, поэтому описываемый конденсатор называется двухходовым. По такой схеме выполнено большинство современных конденсаторов. Однако имеются конденсаторы с большим числом ходов — до четырех. Самые крупные конденсаторы для конденсационных турбин выполняются одноходовыми.

Паровое пространство конденсатора, в котором расположены охлаждающие трубки, посредством переходного патрубка (горловины) 7 соединяется тем или иным способом с выходным патрубком турбины. При таком расположении конденсатора по отношению к турбине его называют подвальным.

Пар, поступающий в конденсатор, как указано стрелкой 9, поступает на трубную систему и движется в направлении к патрубку отсоса 18 паровоздушной смеси, проходя сначала вниз и конденсируясь на

трубках, обходя продольный щит 17 и поступая на трубный пучок воздухоохладителя 19. Сконденсировавшийся пар собирается в конденсатосборнике 16, откуда откачивается конденсатным насосом.

В выходном патрубке турбины размещают приемно-сбросное устройство для увлажнения и дросселирования пара 12, поступающего из БРОУ, а также выводные трубы 11 пара 10 из камер отбора ЦНД на регенеративные подогреватели низкого давления (см. стрелку 8).

На рис. 5.4 приведена схема конденсационной установки. Подача охлаждающей воды в трубную систему конденсатора 4 производится циркуляционным насосом 6, который забирает воду из водоприемного бассейна. В него же сбрасывается нагретая циркуляционная вода. Образующийся конденсат откачивается конденсатным насосом 5 из конденсатора и подается в систему регенерации. Отсос паровоздушной смеси из парового пространства конденсатора производит водоструйный эжектор 3 — струйный насос, устройство которого мы рассмотрим ниже. Вода, забираемая насосом 2 из бака 1, подается к соплу¹ эжектора 3, где она разгоняется до большой скорости и поступает в камеру смешения эжектора, к которой присоединен трубопровод паровоздушной смеси из парового пространства конденсатора. Струи воды увлекают за собой паровоздушную смесь, отсасывая ее из конденсатора. Отработавшая вода сливается в бак 1.

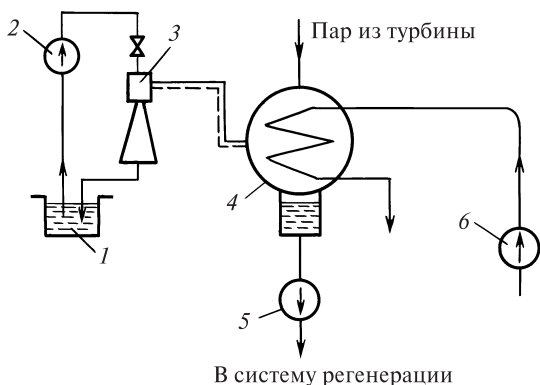


Рис. 5.4. Схема конденсационной установки

¹ Для работы эжектора к соплу может подаваться не вода, а пар. Такой эжектор называется пароструйным.

5.3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КОНДЕНСАТОРЕ

Несмотря на простоту принципа работы и устройства конденсатора, процессы тепло- и массообмена, происходящие в нем, сложны и недостаточно изучены. Ниже даются основные упрощенные физические представления об этих процессах.

В конденсаторе происходит конденсация не чистого пара, а пара, содержащего воздух и другие газы, которые попадают в конденсатор из атмосферы, а также растворены в паре.

Давление в любой точке конденсатора складывается из парциальных давлений¹ пара и воздуха и, таким образом, при наличии последнего оказывается большим при прочих равных условиях, что приводит к снижению экономичности установки. Давление паровоздушной смеси p и парциальное давление пара $p_{\text{п}}$ в ней связаны простым приближенным соотношением:

$$p_{\text{п}} = p / (1 + 0,622\varepsilon), \quad (5.1)$$

где $\varepsilon = G_{\text{в}} / G$ — относительное содержание воздуха в конденсирующемся паре.

Из этой формулы видно, что с ростом содержания воздуха парциальное давление пара уменьшается, но даже при $\varepsilon = 0,01$ снижение парциального давления оказывается малым.

ПТЭ строго предписывают допустимые количества присосов воздуха $G_{\text{в}}$ в турбоустановку, и они значительно меньше 1 %. В зависимости от мощности турбины присосы в диапазоне паровых нагрузок конденсатора 40—100 % не должны превышать значений, определяемых формулой, кг/ч:

$$G_{\text{в}} = 8 + 0,065N,$$

где N — мощность турбины, МВт. Обычно получаемые по формуле цифры округляют и получают следующие данные:

Мощность турбины, МВт:	50	100	150	200	250	300
Присосы воздуха, кг/ч:	10	15	18	20	25	30

¹ Если в некотором сосуде находится смесь газов, то молекулы каждого из них в среднем равномерно распределены между молекулами остальных газов. Совокупное действие всех молекул создает полное давление p . Парциальным давлением $p_{\text{п}}$ некоторого газа называется такое давление, которое существовало бы в сосуде, если бы в нем была заключена только доля рассматриваемого газа, находящаяся в смеси. Сумма парциальных давлений отдельных компонентов смеси равна полному давлению.

Значения допускаемых присосов ничтожно малы. Действительно, например, в конденсатор турбины Т-250/300-23,5 на конденсационном режиме поступает около 640 т/ч пара. Следовательно, присосы составляют $(30/640 \cdot 1000) \cdot 100 = 0,0047 \%$.

Следует, однако, иметь в виду, что по мере движения паровоздушной смеси от горловины конденсатора к всасывающей полости эжектора концентрация воздуха увеличивается вследствие конденсации пара, и на входе в эжектор доля воздуха в смеси может составлять 50—60 %.

Абсолютное количество воздуха, которое необходимо отсосать эжектору, определяет и его работу, и работу всего конденсатора. Подчеркнем, что *работа эжектора и конденсатора тесно связана*: изменение условий работы конденсатора (например, изменение количества поступающего пара) немедленно сказывается на работе эжектора, а изменение условий работы эжектора (например, давления рабочего пара) сразу же сказывается на давлении в горловине конденсатора.

Эжектор, как и всякий насос, имеет характеристику (рис. 5.5): семейство ломаных линий, каждая из которых дает связь между давлением p_2'' в патрубке отсоса паровоздушной смеси и количеством отсасываемого воздуха $G_{\text{в}}$ при определенной температуре отсасываемой смеси $t_{\text{см}}$. Первые (пологие) участки ломаных называют рабочими, а вторые (крутые) — перегрузочными. Из рис. 5.5 видно, что чем выше присосы воздуха и, следовательно, нагрузка эжектора, тем выше должно быть давление всасывания p_2'' . Поскольку паровоздуш-

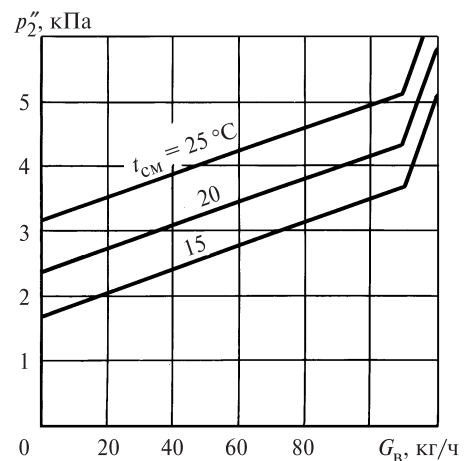


Рис. 5.5. Характеристика эжектора

ная смесь движется от горловины конденсатора к месту отсоса, то давление в горловине p_2 всегда больше, чем p_2'' . Поэтому *повышение давления в месте отсоса паровоздушной смеси по любой причине, в частности, из-за увеличения присосов воздуха, неизбежно приводит к увеличению давления p_2 в горловине конденсатора и, как видно из табл. 5.1, к снижению экономичности.*

При присосах, не превышающих указанных выше значений, даже при отклонении условий работы конденсатора от расчетных (например, при повышении температуры охлаждающей воды) эжектор работает на пологом участке характеристики, не вызывая значительного повышения давления в горловине. При увеличении присосов до такой степени, что рабочая точка переходит на перегрузочную ветвь, давление всасывания p_2'' из-за необходимости протолкнуть этот повышенный расход G сильно увеличивается, а следовательно, увеличивается и давление p_2 . При этом, конечно, изменяются условия работы конденсатора и температура паровоздушной смеси $t_{см}$ во всасывающем патрубке эжектора.

Увеличение присосов воздуха в конденсатор не только увеличивает давление в нем, но и способствует возникновению другого отрицательного явления — *переохлаждения конденсата*, под которым понимают разность температуры конденсата t_k в конденсатосборнике и температуры насыщения t_n , соответствующей давлению p_2 в горловине конденсатора. *При конденсации пара из смеси газов температура образующегося конденсата определяется не давлением смеси p , а парциальным давлением конденсирующегося пара.* Чем выше содержание воздуха в смеси, тем меньше в соответствии с формулой (5.1) парциальное давление $p_{п}$ и температура t_k образующегося конденсата. Поэтому в зоне массовой конденсации пара, где ε мало, переохлаждение ничтожно, а в зоне отсоса паровоздушной смеси оно может достигать нескольких градусов.

Пример 5.2. Оценим переохлаждение конденсата, образующегося из паровоздушной смеси в зоне ее отсоса, если давление $p = 4$ кПа, а относительное содержание воздуха $\varepsilon = 0,6$.

Пользуясь таблицами водяного пара, находим, что давлению 4 кПа соответствует температура конденсации $t_n = 29$ °С.

Парциальное давление пара в смеси

$$p_{п} = 4 / (1 + 0,622 \cdot 0,6) = 2,91 \text{ кПа.}$$

По таблицам водяного пара найдем температуру образующегося конденсата t_k , соответствующую давлению 2,91 кПа и равную 23,5 °С. Следовательно, переохлаждение составляет $\Delta t_k = 29 - 23,5 = 5,5$ °С.

Вследствие переохлаждения температура конденсата в конденсатосборнике оказывается ниже температуры насыщения. Поэтому деаэрация конденсата идет вяло и кислород, захваченный из паровоздушной смеси падающими каплями и струями, остается в конденсате. Таким образом, *основным отрицательным последствием переохлаждения является насыщение образующегося конденсата кислородом*, который вызывает коррозию тракта конденсата от конденсатора до деаэратора. Продукты коррозии выносятся в котел и турбину, снижая их надежность и экономичность. Поглощение конденсатом кислорода прямо пропорционально его парциальному давлению. Поэтому с увеличением парциального давления воздуха (и, следовательно, кислорода) и переохлаждения растворимость кислорода в конденсате увеличивается.

Кроме того, дополнительное снижение температуры конденсата без соответствующего снижения давления в горловине означает уменьшение энтальпии рабочего тела, поступающего в регенеративную систему и в конечном счете в котел; это приводит к дополнительным затратам топлива для получения номинальных параметров свежего пара.

Перейдем к детальному рассмотрению конструкции конденсатора.

5.4. КОНСТРУКЦИЯ ТРУБНОГО ПУЧКА

Главным конструктивным элементом конденсатора является трубный пучок — совокупность трубок, на которых осуществляется конденсация пара. Его конструкцию и вообще все основные принципы его работы лучше всего объяснить на примере.

На рис. 5.6 показана конструкция трубного пучка конденсатора турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Учитывая два характерных режима работы теплофикационной турбины (конденсационный и теплофикационный), трубный пучок разделяют на две части: главный трубный пучок и вспомогательный трубный пучок.

При конденсационном режиме обязательно используется главный трубный пучок, в который подается вода из охлаждающего устройства (градирни); вспомогательный пучок при этом также можно и целесообразно использовать, так как увеличение

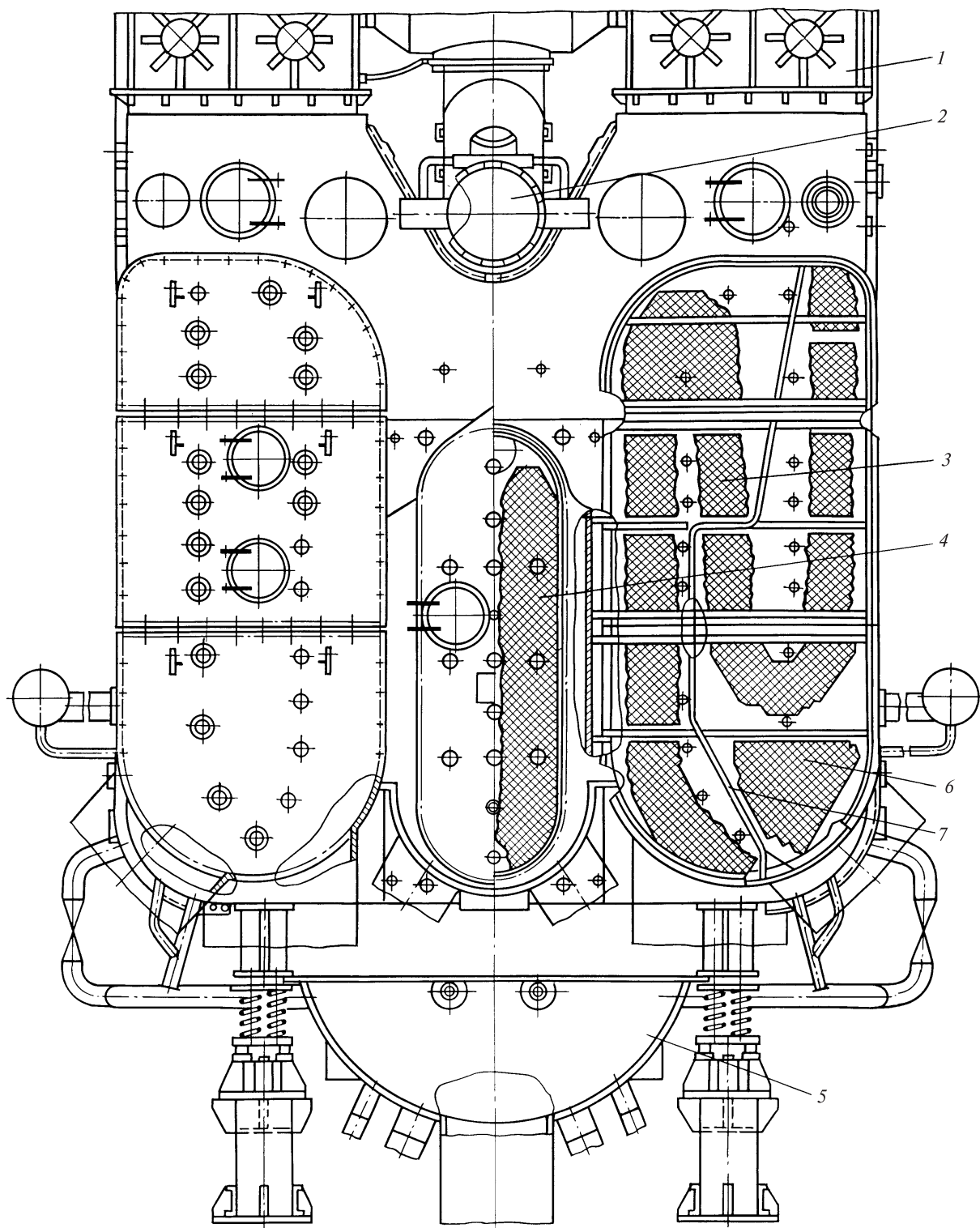


Рис. 5.6. Конструкция трубного пучка конденсатора Т-250/300-240 ТМЗ

1 — корпус ЦНД; 2 — встроенный ПНД; 3 — основной пучок главного пучка; 4 — вспомогательный (теплофикационный) пучок; 5 — конденсаторосборник; 6 — воздухоохладитель главного пучка; 7 — перегородка водяной камеры главного пучка, обеспечивающая два хода по охлаждающей воде

поверхности конденсации пара приводит к снижению давления в конденсаторе.

При теплофикационном режиме основная часть пара, поступающего в турбину, направляется в подогреватели сетевой воды, а в конденсатор поступает только небольшое количество пара, необходимое для вентиляции ЦНД. Для его конденсации часто нецелесообразно использовать главный пучок и большое количество охлаждающей воды, на прокачку которой требуется значительная мощность циркуляционных насосов. Поэтому выделяют отдельный вспомогательный пучок небольшой поверхности и только в него подают либо часть холодной (обратной) сетевой воды [отсюда другое название вспомогательного пучка — встроенный (в конденсатор) теплофикационный пучок], либо подпиточную воду теплосети. При работе с теплофикационным трубным пучком нет потерь тепла конденсации с охлаждающей водой, поэтому его использование весьма целесообразно.

Трубные пучки компонуют с учетом того, что в области, близкой к входу в пучок, происходит массовая конденсация пара при очень малом относительном содержании воздуха, а в зоне отсоса паровоздушной смеси эжектором конденсация идет значительно слабее, и выпадающий конденсат сильно переохлажден. Для того чтобы исключить попадание струй конденсата, образовавшегося в зоне массовой конденсации, в зону повышенного парциального давления воздуха как главный, так и вспомогательный трубный пучок разбивают на две части: основной пучок и пучок так называемого воздухоохладителя.

Главной задачей основного пучка является обеспечение массовой конденсации пара при малом гидравлическом сопротивлении. Как указывалось выше, давление паровоздушной смеси при ее движении в направлении эжектора уменьшается и достигает наименьшего значения на входе в эжектор. Поэтому чем ниже гидравлическое сопротивление пучка, тем ниже будет давление в горловине конденсатора.

Главным назначением воздухоохладителя является понижение температуры смеси, поступающей к эжектору, поскольку при этом увеличивается доля воздуха (эжектор будет в этом случае действительно отсасывать воздух, а не пар, о конденсации которого все равно необходимо заботиться в другом теплообменнике). Трубный пучок воздухоохладителя может содержать до 30 % всех трубок.

Основной пучок обычно имеет так называемую ленточную компоновку (трубки расположены лентами). Ленточная компоновка увеличивает периметр входной части основного пучка и снижает скорость натекания на трубки поступающего пара, чем снижается гидравлическое сопротивление пучка. Этому же способствуют малая глубина пучка и короткий путь пара через основной пучок к воздухоохладителю.

Основной пучок скомпонован в корпусе конденсатора так, чтобы поступающий пар мог попасть в пучок воздухоохладителя только после прохождения основного пучка. В противном случае паровоздушная смесь за воздухоохладителем будет иметь повышенную температуру. Это увеличит отсасываемую долю пара и потребует повысить давление на всасывании эжектора. Кроме того, для дополнительного снижения температуры смеси в воздухоохладителе к его трубкам подведена охлаждающая вода самой низкой температуры (из первого хода).

Определенное влияние на гидравлическое сопротивление трубного пучка оказывает способ размещения трубок на трубной доске конденсатора. Наиболее часто используют ромбическую разбивку, когда трубки располагают в углах ромба.

Важную роль для хорошей работы конденсатора играют улавливатели конденсата, расположенные на промежуточных уровнях и направляющие его в конденсатосборник у трубных досок и перегородок. Этим достигается сразу несколько целей. Во-первых, трубки, расположенные ниже, не заливаются струями воды, что обеспечивает конденсацию пара на охлажденной пленке конденсата нормальной толщины. Во-вторых, ликвидация водяных завес и струй позволяет уменьшить гидравлическое сопротивление для прохода пара. Наконец, в-третьих, установка улавливателей конденсата позволяет уменьшить его переохлаждение.

Для того чтобы обеспечить подвод охлаждающей, сетевой (или подпиточной) воды в соответствующие пучки, их водяные камеры выполняются отдельными.

Трубный пучок должен обеспечивать малое переохлаждение конденсата и тем самым его малое насыщение кислородом. Для этого осуществляется подогрев конденсата за счет подвода части пара, поступающего в конденсатор, к зеркалу конденсата в конденсатосборнике. Между главными и вспомогатель-

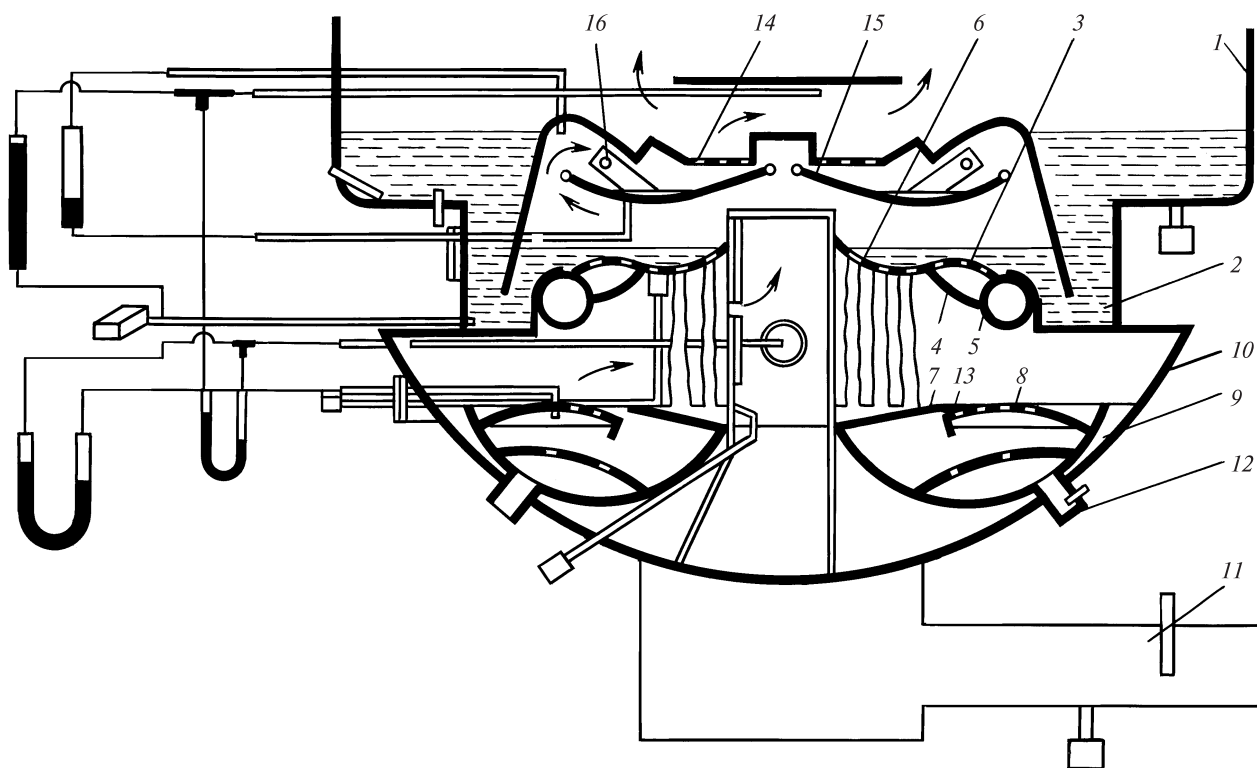


Рис. 5.7. Деаэрационное устройство конденсатора турбины Т-175/210-12,8 ТМЗ

1 — конденсатор; 2 — гидрозатвор; 3 — барботажный лист; 4 — камера подачи вскипающего горячего дренажа; 5 — коллектор горячих дренажей; 6 — перфорированный водораспределитель; 7 — разделительная перегородка; 8 — барботажный лист; 9 — отводящий канал для деаэрированного конденсата; 10 — деаэрационный конденсаторосборник; 11 — отводящий трубопровод деаэрированного конденсата; 12 — патрубок подачи вскипающего конденсата рециркуляции; 13 — канал; 14 — перфорированный лист; 15 — поддон; 16 — патрубки

ными пучками выполняются достаточно широкие проемы для прохода пара к конденсаторосборнику.

Часто, особенно для теплофикационных турбин, это оказывается недостаточно. Связано это с целым рядом обстоятельств.

1. Теплофикационные турбины имеют гораздо более развитую вакуумную систему, так как кроме конденсатора и регенеративных подогревателей, работающих под разрежением, в нее входит и паровое пространство сетевого подогревателя большого объема. Это обуславливает повышенные присосы воздуха, отсасываемого в конечном случае в конденсатор и насыщающего конденсат кислородом.

2. Работа конденсатора в отопительный период происходит при очень низком давлении в конденсаторе, так как охлаждающая вода имеет низкую температуру, а расход пара в конденсатор мал. Это также провоцирует повышение присосов воздуха.

3. Большие потери конденсата из цикла, например, с отпуском пара на промышленное производство, требуют его восполнения, которое осуществляется подачей в конденсатор насыщенной газами химически обессоленной воды. Поэтому конденсаторы теплофикационных турбин обязательно снабжаются деаэрационными конденсаторосборниками, пример которого показан на рис. 5.7.

Деаэрационное устройство относится к струйно-барботажному типу, т.е. термическая деаэрация конденсата осуществляется путем нагрева его отдельных струй и движения пузырьков пара в слое воды (барботаж).

Образовавшийся в конденсаторе конденсат через гидрозатвор подается на выпуклую часть барботажного листа, к отверстиям которого подается пар, образовавшийся из горячего конденсата (например, дренажа греющего пара подогревателей). Пар, проходя через слой движущегося конденсата, нагревает его, а сам конденсат через отверстия

в вогнутой части барботажного листа стекает на следующий барботажный лист, куда подается нагретый вскипающий конденсат из линии рециркуляции конденсата. Таким образом, нагретый до температуры насыщения в двух ступенях конденсат скапливается на дне конденсатосборника и отводится в систему регенерации.

Выделившиеся газы, в частности кислород, через перфорированный лист отводятся в паровое пространство конденсатора и отсасываются эжектором.

Современные конденсаторы с рациональной компоновкой трубных пучков обеспечивают глубокую деаэрацию конденсата и требуют использования деаэрационных конденсатосборников только при малых расходах пара.

Нормальная работа конденсатора может быть обеспечена только при заботливой и правильной эксплуатации. Большие присосы атмосферного воздуха, загрязнение трубок конденсатора, плохая работа охладителей циркуляционной воды и другие причины эксплуатационного характера препятствуют созданию глубокого вакуума в конденсаторе даже при самой рациональной его конструкции.

5.5. УСТАНОВКА И ДЕТАЛИ КОНДЕНСАТОРА

Конструкция деталей конденсатора, его связь с турбиной и его установка диктуются необходимостью создания достаточной плотности, препятствующей проникновению воздуха и циркуляционной воды в паровое пространство конденсатора.

Отрицательные последствия присосов воздуха в конденсатор рассмотрены выше. Присосы сырой охлаждающей воды в конденсат приводят к необходимости его очистки, поскольку *при ухудшении качества конденсата происходит выпадение солей в котле и турбине и делает невозможной работу турбины вообще.*

В современных конденсаторах горловину крепят к выходному патрубку турбины с помощью сварки, исключая присосы атмосферного воздуха. Таким образом, конденсатор и корпус ЦНД оказываются жестко связанными.

Однако целиком передать вес конденсатора через выходной патрубков на корпус ЦНД нельзя из-за его большого значения. Если бы корпус ЦНД должен был воспринимать такие усилия, то его пришлось бы сделать намного массивнее и жестче, и

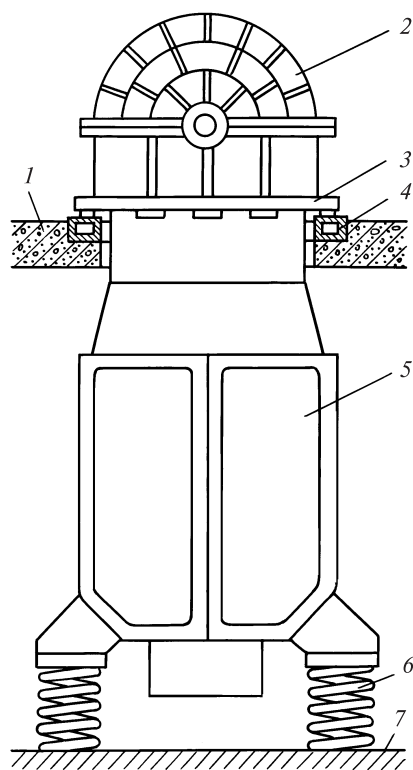


Рис. 5.8. Схема установки ЦНД и конденсатора

1 — пол машинного зала; 2 — ЦНД; 3 — опорный пояс ЦНД; 4 — фундаментная рама; 5 — конденсатор; 6 — пружинные опоры; 7 — пол конденсационного помещения

если ЦНД имеет встроенные подшипники (см. рис. 3.64), то вместе с корпусом опустятся и подшипники ЦНД, а подшипники ЦВД и ЦСД останутся на прежнем уровне. Это приведет к расстройству линии валопровода и появлению вибрации.

Установить конденсатор на фундаменте жестко, без возможности вертикальных смещений (подобно установке корпуса ЦНД) также нельзя, так как должно быть обеспечено свободное тепловое вертикальное перемещение турбины вместе с конденсатором.

Поэтому поступают следующим образом. Конденсатор устанавливают на пружинные опоры (рис. 5.8). Силу сжатия пружин регулируют так, чтобы они воспринимали вес пустого конденсатора и ЦНД турбины. Опорный пояс ЦНД оказывается при этом почти полностью разгруженным. При заполнении конденсатора водой появляющиеся дополнительные нагрузки будут уже восприниматься в основном опорным поясом и только частично — пружинами. Ясно, что такая конструкция в силу по-

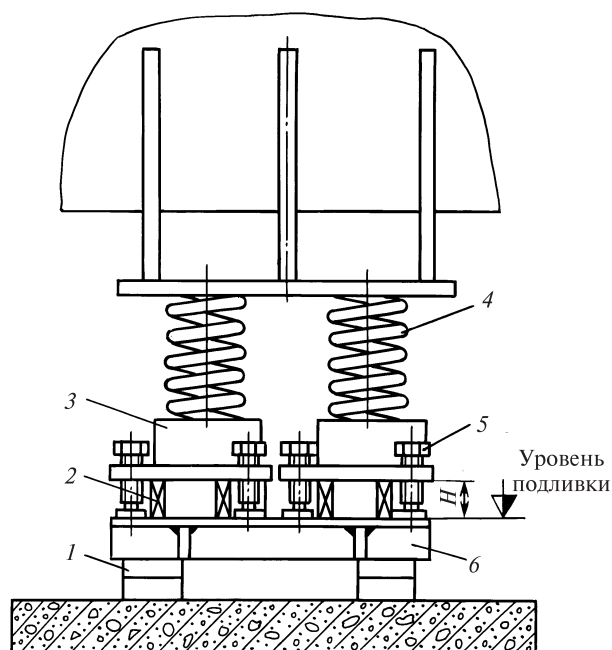


Рис. 5.9. Пружинная опора конденсатора

1 — подкладка; 2 — опорная планка; 3 — стакан; 4 — пружина; 5 — установочный болт; 6 — рама

датливости пружин допускает свободные тепловые вертикальные перемещения.

Конструкция пружинной опоры конденсаторов показана на рис. 5.9. Опора состоит из восьми пружин диаметром около 300 мм; конденсатор устанавливают на четырех опорах.

Корпус конденсатора сваривают из листовой углеродистой стали. В современных конденсаторах трубные доски и боковые стенки водяных камер также приваривают к корпусу для создания высокой вакуумной плотности. Крышки водяных камер, которые нецелесообразно крепить к стенкам водяных камер сваркой из-за необходимости доступа к трубным доскам, уплотняются резиновым или фторопластовым прямоугольным шнуром (рис. 5.10, *а*) и большим количеством стягивающих болтов. Аналогичным образом уплотняются перегородки водяных камер (рис. 5.10, *б*) при организации нескольких ходов воды.

На крышки водяных камер действуют большие усилия от давления охлаждающей воды. Для того чтобы не делать крышки толстыми, в водяных камерах устанавливают анкерные связи (рис. 5.10, *в*). На трубных досках выполнены приливы, в которые

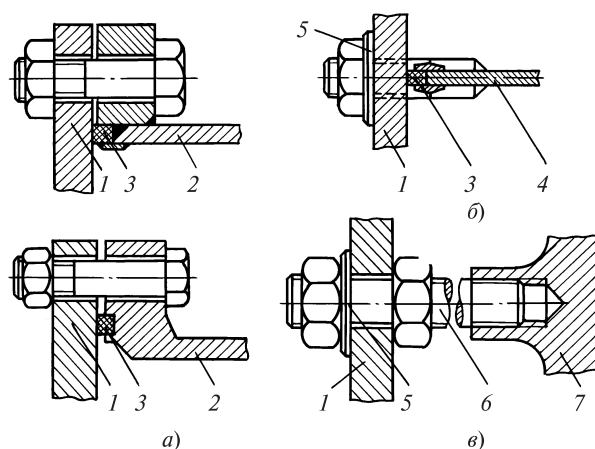


Рис. 5.10. Уплотнение разъемных соединений конденсатора
а — уплотнение крышек водяных камер; *б* — уплотнение раздельной перегородки в раздельной камере; *в* — уплотнение анкерного болта водяной камеры; 1 — крышка водяной камеры; 2 — стенка водяной камеры; 3 — уплотнительный резиновый шнур; 4 — перегородка; 5 — уплотнительная подмотка; 6 — анкерная шпилька; 7 — трубная доска

ввинчены анкерные шпильки (такая конструкция исключает попадание сырой воды в паровое пространство конденсатора через это соединение). Для уплотнения отверстия в крышке служит специальная подмотка.

Особое внимание уделяется креплению трубок в трубных досках, которое должно исключать присосы циркуляционной воды. В современных конденсаторах соединение трубок и доски выполняют в большинстве случаев вальцовкой. Несмотря на разность тепловых расширений трубок и смещения трубных досок такое соединение, как показал опыт многолетней эксплуатации, является достаточно плотным. Вальцовка трубок (рис. 5.11) выполняется специальным вальцовочным пистолетом на глубину доски, несколько меньшую толщины трубной доски для того, чтобы исключить подрезку трубки в месте выхода. При использовании титановых трубок их дополнительно приваривают к трубной доске.

На практике затруднительно обеспечить абсолютную плотность нескольких десятков тысяч вальцовочных соединений. В процессе эксплуатации под воздействием неблагоприятных факторов возможны нарушения плотности в отдельных соединениях. Это приводит к просачиванию сырой охлаждающей воды в паровую полость конденсатора и загрязнению конденсата. Особенно опасно загрязнение пита-

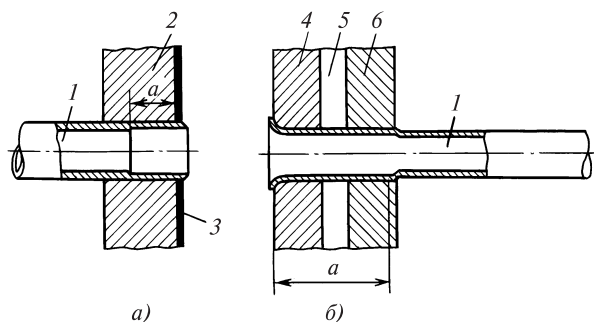


Рис. 5.11. Закрепление конденсаторных трубок в одинарной (а) и двойной (б) трубных досках

1 — трубка; 2 — трубная доска; 3 — уплотняющий слой; 4, 6 — внешняя и внутренняя трубные доски; 5 — камера гидравлического уплотнения

тельной воды для котлов прямоточного типа, у которых отсутствует непрерывная продувка, применяемая в барабанных котлах для выведения солей из цикла. Поэтому в конденсаторах используют специальные конструктивные меры, уменьшающие присосы или по крайней мере обнаруживающие зоны появления присосов в процессе эксплуатации.

Эффективным способом уменьшения присосов является выполнение трубных досок двойными с подачей в полость между досками конденсата с давлением, превышающим давление охлаждающей воды (рис. 5.11, б). В этом случае при недостаточной плотности внутренней трубной доски в паровое пространство конденсатора будет попадать конденсат, а не сырая охлаждающая вода.

Вместе с тем использование такой конструкции имеет и ряд недостатков. Трудность осуществления качественной вальцовки трубок во внутренних трубных досках приводит к утечке конденсата. Во время эксплуатации трудно обнаружить и невозможно ликвидировать неплотности в этих трубных досках. Кроме того, следует учесть, что и без того огромное количество вальцовочных соединений возрастает вдвое, а эксплуатация конденсационной установки усложняется, поскольку необходим уход за устройствами, обеспечивающими питание конденсатом камеры между трубными досками.

Раньше очень часто дополнительная плотность соединений достигалась путем нанесения на поверхность трубной доски специального битумного покрытия (рис. 5.11, а). Сейчас для этой цели используется специальное пластиковое покрытие трубных досок. Оно не только уплотняет вальцовочное соедине-

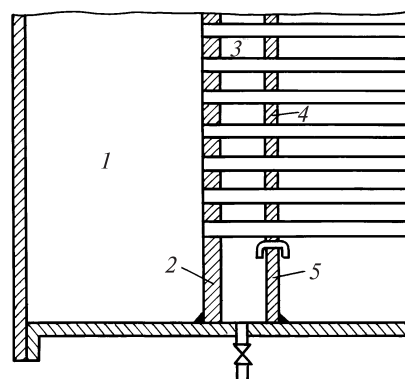


Рис. 5.12. Устройство «соленого» отсека

1 — водяная камера; 2 — трубная доска; 3 — «соленый» отсек; 4 — перегородка; 5 — плотно привариваемая нижняя часть перегородки

ние, но и защищает от коррозии трубную доску, выполняемую из углеродистой стали, а также препятствует износу чистящих шариков (см. п. 5.6.2).

Несмотря на все меры, принимаемые для ликвидации присосов сырой воды, они неизбежно появляются в процессе эксплуатации. Поэтому очень важно в этих условиях уметь быстро обнаружить места присосов и принять меры по их устранению. Определенную помощь в этом оказывают так называемые «соленые» отсеки (рис. 5.12), организуемые путем установки вблизи трубных досок дополнительных перегородок, сваренных ниже трубного пучка. Трубки через отверстия перегородок проходят свободно. «Соленый» конденсат не смешивается с основным «несоленным» потоком конденсата. Кроме того, постоянный химический контроль содержания солей в каждом из «соленых» отсеков позволяет не только обнаружить трубную доску с неплотным соединением, но и заметить самые малые неплотности (из-за большой концентрации этих солей в малом количестве конденсата).

К сожалению, «соленые» отсеки не позволяют обнаружить повреждения собственно трубок, так как при этом сырая охлаждающая вода попадает в основной конденсатосборник.

Конденсаторы всех блочных турбин ТЭС снабжают приемно-сбросными устройствами, которые служат для снижения давления и температуры поступающего к ним пара перед его сбросом в конденсатор. Необходимость в таких сбросах возникает при аварийных ситуациях, когда внезапно резко уменьшается или прекращается потребление

пара турбиной, а котел в силу тепловой инерции продолжает вырабатывать пар. Часто при пусках или розжиге котла вырабатываемый им пар не может подаваться в турбину из-за малой температуры или по другим причинам. Во всех этих случаях пар направляется в обвод турбины в конденсатор, так как его выпуск в атмосферу приведет к потере дорогостоящего рабочего тела.

Приемно-сбросное устройство устанавливается в горловине конденсатора. Сбрасываемый пар поступает к увлажнителю, представляющему собой трубу с радиальными отверстиями, через эти отверстия ох-

лаждающая вода впрыскивается во внешнюю трубу, по которой движется охлаждающий пар. Расход охлаждающей воды подбирается так, чтобы на выходе из устройства получить пар с перегревом 10—20 °С. Этим обеспечивается полное испарение введенной воды и исключается возможность ее попадания в ЦНД, что могло бы привести к короблению внутреннего корпуса (обоймы) и к эрозии выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней.

В табл. 5.2 и 5.3 представлены основные характеристики конденсаторов паровых турбин ТЭЦ.

Таблица 5.2

Характеристики конденсаторов теплофикационных паровых турбин (с одним отбором пара)

Характеристика	Турбина				
	Т-50-12,8 ЛМЗ	Т-180/210-12,8 ЛМЗ	Т-110/120-12,8 ТМЗ	Т-175/210-12,8 ТМЗ	Т-250/300-23,5 ТМЗ
Марка конденсатора	К2-3000-2	180-КЦС	КГ2-6200	КГ2-12000-1	К2-14000-1
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	15	20	20	20	20
Номинальное давление в конденсаторе, кПа	3,92	6,27	5,6	5,0 (1 корпус) 6,4 (2 корпус)	5,8
Номинальный расход охлаждающей воды, м ³ /ч, через:					
все пучки	8000	22 000	16 000	24 800	28 000
главные пучки	—	14 700	13 500	20 000	22 700
вспомогательные пучки	—	7300	2500	4800	5800
Кратность охлаждения для максимальной конденсационной мощности	50	47,7	57,1	48,6	52,3
Количество корпусов	1	1	2	2	1
Число ходов по воде в главном пучке	2	2	2	1	2
Поверхность охлаждения одного корпуса, м ² :					
главный пучок	3000	6000	2620	4900	5565
встроенный пучок	—	3000	470	1080	1335
Конденсаторные трубки, мм:					
внешний диаметр и толщина	25 × 1	28 × 1	24 × 1	24 × 1	24 × 1
длина	7330	9000	7500	9000	9000
Номинальное паровое сопротивление, кПа	37,3	48,1	59,96	74,53	54,91
Расположение по отношению к турбине	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное с последовательным соединением корпусов по охлаждающей воде	Подвальное, поперечное

Таблица 5.3

Характеристики конденсаторов теплофикационных паровых турбин (с двумя отборами пара)

Характеристика	Турбина			
	ПТ-60-12,8/1,3 ЛМЗ	ПТ-50/60-12,8/0,7 ТМЗ	ПТ-80/100-12,8/1,3 ЛМЗ	ПТ-135/165-12,8/1,5 ТМЗ
Марка конденсатора	60-КЦС	К2-3000-2	80-КЦС	К-2-6000-1
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	15	20	20	20
Номинальное давление в конденсаторе, кПа	3,92	5,5	5,88	7,3
Номинальный расход охлаждающей воды, м ³ /ч, через:				
все пучки	8000	7000	8000	12 400
главные пучки	—	—	—	10 000
вспомогательные пучки	—	—	—	2400
Кратность охлаждения для максимальной конденсационной мощности	44,4	—	36,4	38,8
Количество корпусов	1	1	1	1
Число ходов по воде в главном пучке	2	2	2	2
Поверхность охлаждения одного корпуса, м ² :				
главный пучок	3000*	2545	3000*	4900
встроенный пучок	—	455	—	1100
Конденсаторные трубки, мм:				
внешний диаметр и толщина	25 × 1	25 × 1	25 × 1	24 × 1
длина	6600	6600	6600	9000
Номинальное паровое сопротивление, кПа	35,3	—	35,3	54,91
Расположение по отношению к турбине	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное

* Суммарная поверхность охлаждения.

5.6. ЭЛЕМЕНТЫ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

5.6.1. Охлаждение циркуляционной воды

Для получения глубокого вакуума в конденсаторе требуется большое количество охлаждающей воды. Действительно, тепло, которое необходимо отнять от конденсирующегося пара, равно $Q_1 = Gr$, а тепло, уносимое охлаждающей водой, $Q_2 = Wc_B \Delta t_B$, где W — расход, а Δt_B — нагрев охлаждающей воды; $c_B = 4,18$ кДж/(кг · К).

Конечно, $Q_1 = Q_2$, и тогда расход охлаждающей воды, приходящийся на 1 кг конденсирующегося пара, равен

$$m = \frac{W}{G} = \frac{r}{c_B \Delta t_B}.$$

Эта величина называется кратностью охлаждения.

Нагрев охлаждающей воды Δt_B , выбираемый путем технико-экономических расчетов, обычно составляет 8—12 °С, а теплота парообразования в среднем составляет 2250—2400 кДж/кг. Таким об-

разом, на 1 кг конденсирующегося пара приходится 50—75 кг охлаждающей воды.

Снабжение конденсаторов турбин охлаждающей водой может производиться от разных источников.

Наиболее экономичной является схема прямого водоснабжения, при которой в конденсатор турбины постоянно подается свежая холодная вода. Источником воды при такой системе является река, море или большое озеро. Из реки вода забирается циркуляционным насосом, пропускается через конденсатор и уже нагретой сбрасывается ниже по течению. При использовании крупных озер места забора и сброса охлаждающей воды должны быть разнесены на расстояние, исключающее подмешивание отработавшей воды к свежей.

К сожалению, использование прямоточной системы водоснабжения ограничено, и возможности его применения с каждым годом суживаются. Дело, во-первых, в том, что для питания крупных электростанций требуются реки с достаточно большим расходом, и, во-вторых, в соответствии с требованиями «Правил охраны поверхностных вод от загрязнений сточными водами» допустимый подогрев воды в реках очень мал. Он не должен превышать 3 °С летом и 5 °С зимой.

В условиях постоянного роста мощностей электростанций и нехватки охлаждающей воды, особенно в европейской части России, большое распространение получают системы оборотного водоснабжения, в которых осуществляется повторное использование отработавшей в конденсаторе воды после охлаждения в атмосферных условиях. Особенно это относится к крупным городам, где большие реки могут отсутствовать вообще. В настоящее время около 70 % электростанций используют оборотное водоснабжение.

Различают две системы оборотного водоснабжения: с водохранилищами-охладителями и градирнями.

В первой системе источником охлаждающей воды является водохранилище, сооружаемое в долине реки или ее пойме и заполняемое в течение нескольких лет. Иногда строят специальные наливные водохранилища вне поймы реки. Забор охлаждающей воды производят обычно у плотины, а место сброса определяется местными условиями (формой и глубиной водохранилища). При вытянутой форме

водохранилища нагретую воду сбрасывают на расстоянии примерно 10 км от места забора. При глубоком водохранилище места забора и сброса можно сблизить. При этом нагретая вода направляется в придонные (холодные) слои водоема.

Во второй системе охлаждение нагретой циркуляционной воды осуществляется в специальных искусственных сооружениях, называемых градирнями. Они используются тогда, когда нет возможности соорудить водохранилище-охладитель в месте строительства электростанции. Такое положение возникает, например, при строительстве крупных ТЭЦ в больших городах.

На рис. 5.13 показана конструкция градирни с естественной тягой. Внутри вытяжной башни, выполняемой из дерева, листового металла или железобетона, устанавливают ороситель, состоящий из водораспределительного устройства и щитов. Нагретая в конденсаторе вода поступает к распределительному устройству оросителя и затем стекает в виде струй или капель по оросителю в водосборный бассейн, откуда циркуляционными насосами снова подается в конденсаторы турбины.

В нижней части градирни выполнены окна, через которые навстречу подающему вниз дождю поступает воздух. Охлаждение циркуляционной воды при такой конструкции происходит в основном за счет испарения части охлаждающей воды.

Применение градирен позволяет избежать затопления большого количества земли, однако изменяет микроклимат из-за выброса в атмосферу значительного количества испарившейся воды. Поэтому градирни строят высокими (вплоть до 150 м) и большого диаметра (50—60 м).

В районах с очень большим дефицитом охлаждающей воды применяют так называемые конвективные градирни, в которых охлаждающая вода циркулирует в замкнутом контуре, а ее охлаждение осуществляется воздухом в радиаторах.

На рис. 5.14 показана схема водоснабжения конденсатора с использованием градирни. В этом случае чаще всего используют циркуляционные насосы центробежного типа, которые устанавливают в здании центральной насосной.

Для технического водоснабжения ТЭЦ, в первую очередь, конденсаторов турбины используют центробежные насосы двух типов: насосы общего

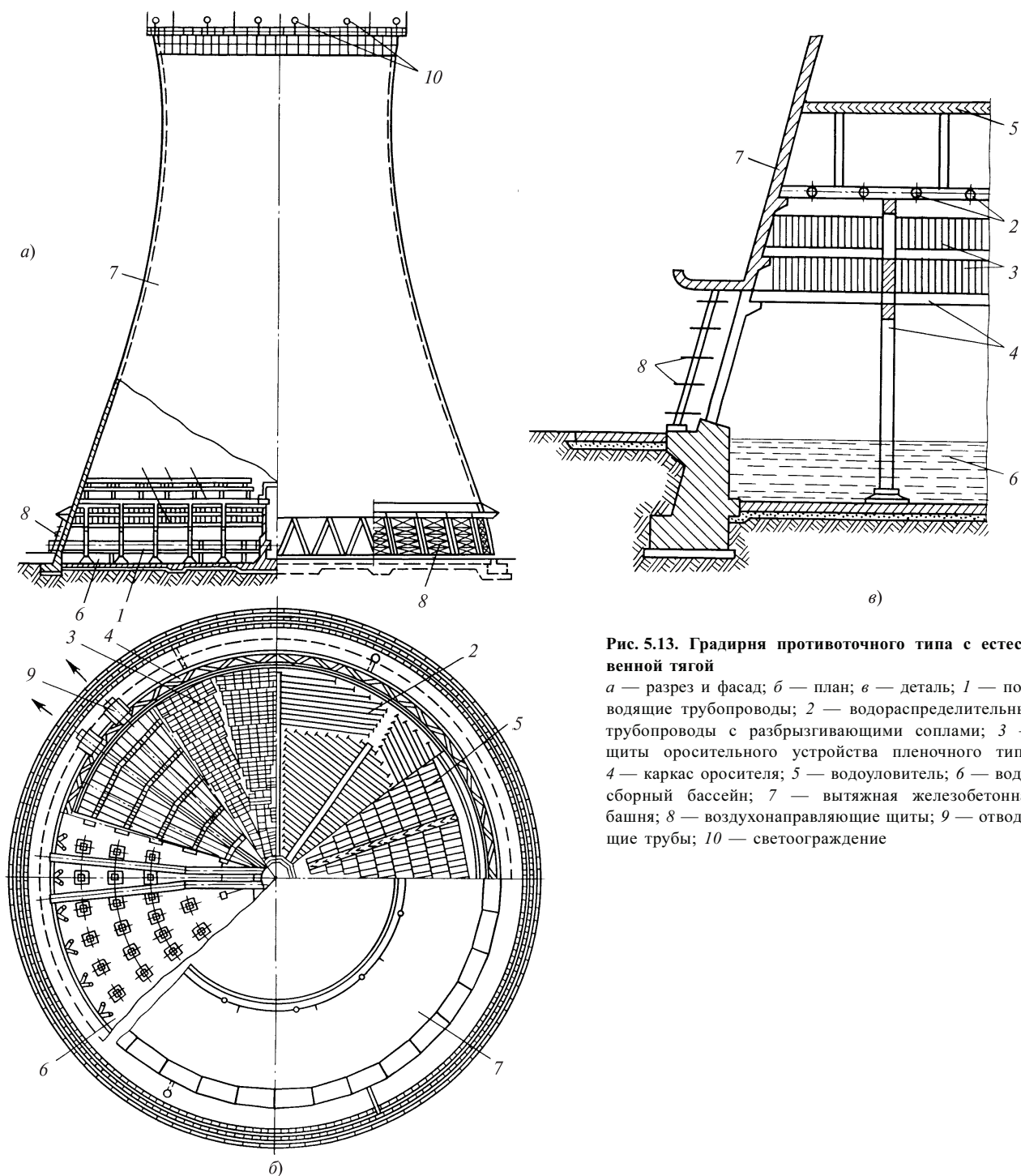


Рис. 5.13. Градирия противоточного типа с естественной тягой

а — разрез и фасад; *б* — план; *в* — деталь; 1 — подводящие трубопроводы; 2 — водораспределительные трубопроводы с разбрызгивающими соплами; 3 — щиты оросительного устройства пленочного типа; 4 — каркас оросителя; 5 — водоуловитель; 6 — водосборный бассейн; 7 — вытяжная железобетонная башня; 8 — воздухонаправляющие щиты; 9 — отводящие трубы; 10 — светограждение

назначения типа Д и специальные вертикальные насосы типа В.

На рис. 5.15 показана конструкция циркуляционного насоса типа Д: одноступенчатого, горизон-

тального с рабочим колесом, имеющим два входа. Симметричное рабочее колесо насажено на шпонках на вал. На концы вала устанавливаются радиально-упорные шариковые подшипники, помещае-

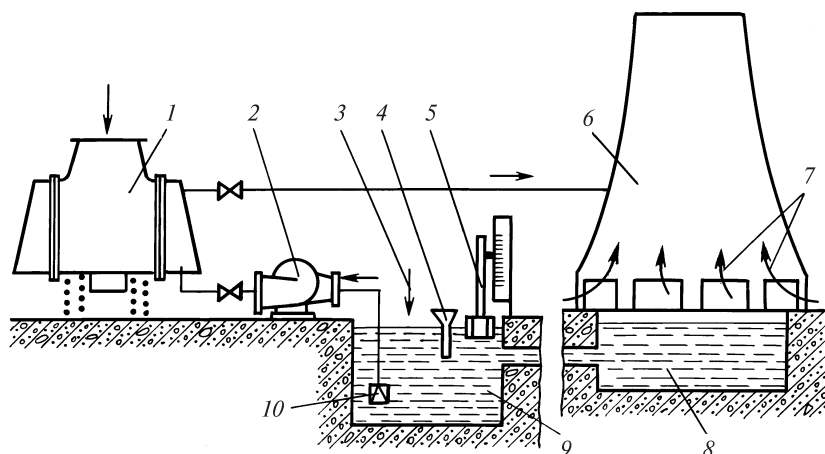


Рис. 5.14. Циркуляция воды в схеме оборотного водоснабжения с градирней

1 — конденсатор; 2 — циркуляционный насос; 3 — добавка воды; 4 — ввод хлорной извести; 5 — указатель уровня; 6 — градирня; 7 — атмосферный воздух; 8 — сборный бассейн; 9 — водоприемный колодец; 10 — приемный (обратный) клапан насоса

мые в опоры, прикрепляемые к нижней половине корпуса насоса, имеющего горизонтальный разъем. Для уплотнения концов валов используется вода из напорного патрубка.

На рис. 5.16 показана конструкция вертикального центробежного насоса типа В. Корпус насоса ус-

тановлен на фундаментной раме и имеет вертикальный входной и горизонтальный выходной патрубки. Рабочее колесо насоса крепится на болтах к валу, который вращается в подшипниках со специальными вкладышами, смазываемыми водой. Вал насоса жестко соединен с валом электродвигателя,

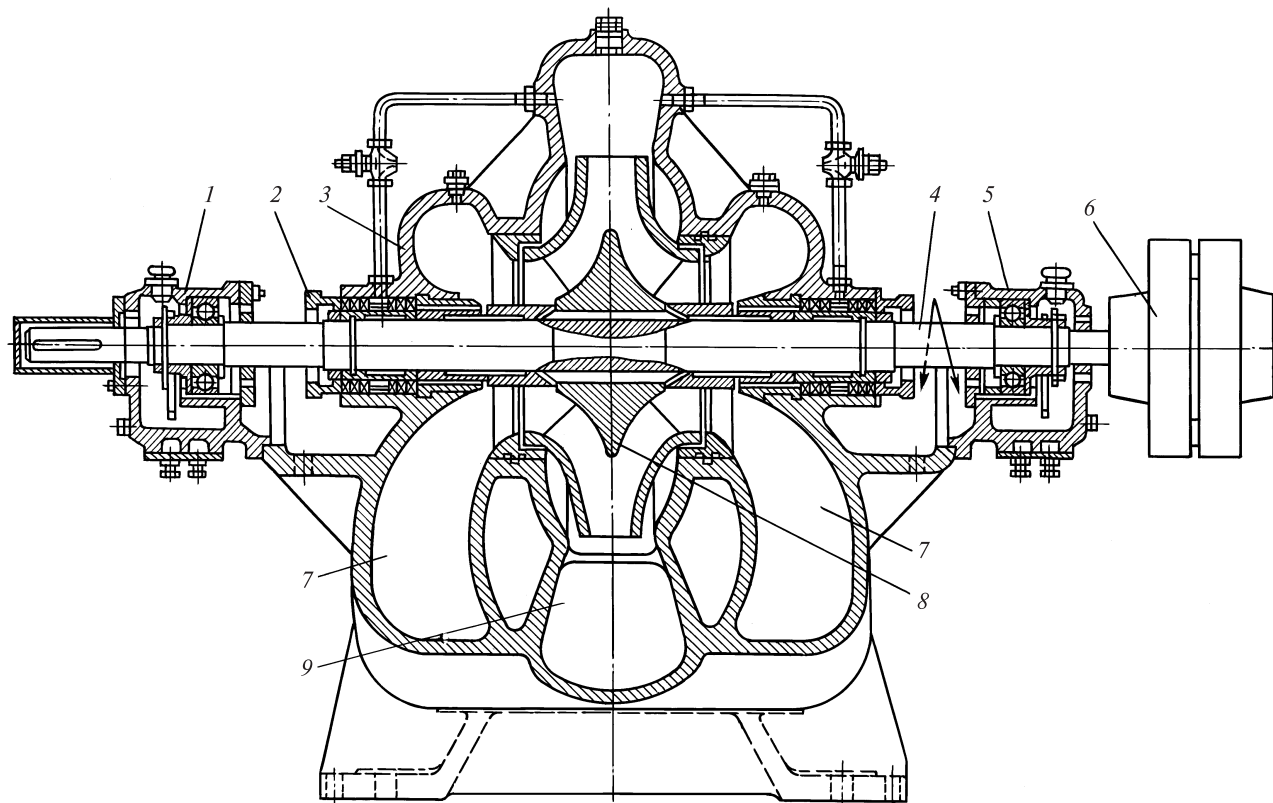


Рис. 5.15. Циркуляционный насос типа Д

1, 5 — подшипники; 2 — уплотнение; 3 — корпус; 4 — ротор; 6 — муфта; 7 — всасывающий патрубок с двухсторонним входом; 8 — рабочее колесо; 9 — выходной (напорный) патрубок

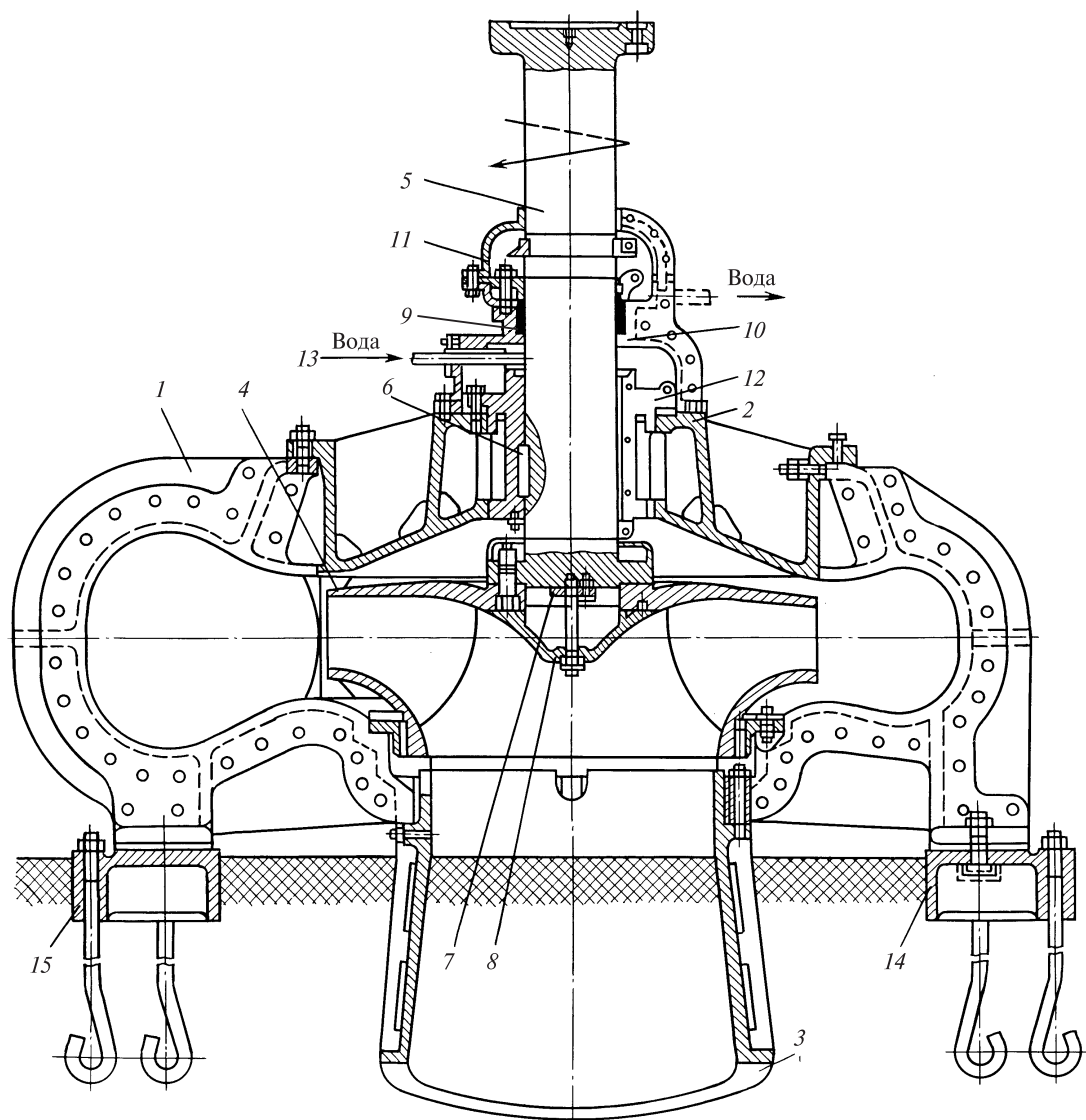


Рис. 5.16. Центробежный вертикальный насос

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — входной патрубок; 4 — рабочее колесо; 5 — вал; 6 — шпонка; 7 — шайба; 8 — обтекатель; 9 — сальник; 10 — корпус сальника; 11 — крышка сальника; 12 — опорный подшипник; 13 — подвод воды для смазки подшипника; 14, 15 — закладные части фундамента

опоры которого одновременно служат опорами вала насоса. Масса ротора насоса и осевое усилие на роторе воспринимаются пятой электродвигателя. Для уплотнения вала насоса используется мягкая сальниковая набивка. В последнее время началось использование вертикальных диагональных (центробежно-осевых) насосов в системах охлаждения с градирнями.

В табл. 5.4 (см. с. 198) приведены характеристики циркуляционных насосов типа В, используемых на ТЭЦ.

5.6.2. Система очистки охлаждающей воды и поддержания чистоты трубок конденсатора

К конденсатору, как к любому теплообменному аппарату, предъявляется два противоречивых требования. Он должен иметь высокий уровень теплопередачи и малое гидравлическое сопротивление. Реальные конденсаторы создаются на основе компромисса этих требований.

Таблица 5.4

Основные технические характеристики центробежных насосов типа В

Тип насоса*	Кавитационный запас, м ст. жидкости, не менее	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
600В-1,6/100	12	750	1620	88	2450 × 2330 × 4650	7450
800В-2,5/100	12	600	2450	88	2810 × 2850 × 4715	11 000
800В-25/40	12	600	1300	87	2850 × 2316 × 4720	13 800
1000В-4/63	12	500	3600	88	2810 × 2980 × 4510	13 000
1000В-4/40	12	500	1810	87	3160 × 2800 × 5335	13 200
1200В-6,3/100	12,5	375	7440	88	4190 × 4080 × 6850	34 100
1200В-6,3/63	12	375	4180	89	3675 × 3260 × 6150	23 800
1200В-6,3/40	8	300	1600	87	4075 × 3780 × 7000	35 000
1600В-10/40	9	250	3000	88	4850 × 4600 × 6220	34 160
200В-16/35	—	250	9500	86	5870 × 5235 × 18 610	100 0000

* Условное обозначение насоса: цифра перед буквой — диаметр напорного патрубка, мм; буква В — вертикальный; цифры в числителе — подача, м³/с; в знаменателе — напор, м.

При эксплуатации происходит загрязнение тракта охлаждающей воды: заносятся отложениями циркуляционные водоводы, водяные камеры и трубная система конденсаторов. Это приводит к снижению расхода охлаждающей воды и росту сопротивления передаче тепла от конденсирующегося пара к охлаждающей воде. В результате давление в конденсаторе растет, мощность турбины и экономичность турбоустановки уменьшаются. Поэтому вплоть до настоящего времени на большинстве ТЭЦ используют периодические очистки конденсаторов: механические (с помощью пескоструйных установок и ершей), кислотные промывки, вакуумные сушки и т.д. Все эти способы имеют многочисленные недостатки. Наиболее эффективным способом поддержания чистоты трубок оказалось использование эластичных шариков из пористой резины, диаметр которых больше внутреннего диаметра трубок на 1—2 мм. Эластичные шарики подаются во входную камеру конденсатора и движутся по трубкам под действием разности давления между входной и выходной водяными камерами. Важно подчеркнуть, что *шарики выполняют профилактические функции: они не служат для чистки трубной системы, а не дают оседать отложениям на внутренней поверхности трубок.* Использование непрерывной шариковой очистки дает целый ряд преимуществ:

поддерживается чистота трубок, и, следовательно, высокий коэффициент теплопередачи, что позволяет снизить удельный расход тепла на турбоустановку в разрезе года на 1—2 %;

повышается долговечность конденсаторных трубок путем исключения язвенной подшламовой коррозии, протекающей под отложениями на внутренней поверхности трубок. Тем самым исключаются присосы охлаждающей воды в питательный тракт, что повышает надежность работы ТЭЦ в целом;

исключаются механические чистки, приводящие к повреждению защитного оксидного слоя на внутренней поверхности трубок и снижению их долговечности;

исключаются термические сушки, приводящие к нарушению вальцовки трубок в турбинных досках и росту присосов сырой воды в питательный тракт;

исключаются химические промывки, использование которых вызывает серьезные экологические проблемы.

Схема системы поддержания чистоты конденсатора показана на рис. 5.17. Охлаждающая вода из градирни циркуляционным насосом подается к очистительному фильтру, не допускающему попадания загрязнений в водяные камеры и в трубную систему конденсатора, что, кроме всего прочего, нарушает нормальную циркуляцию шариков и их сохранность.

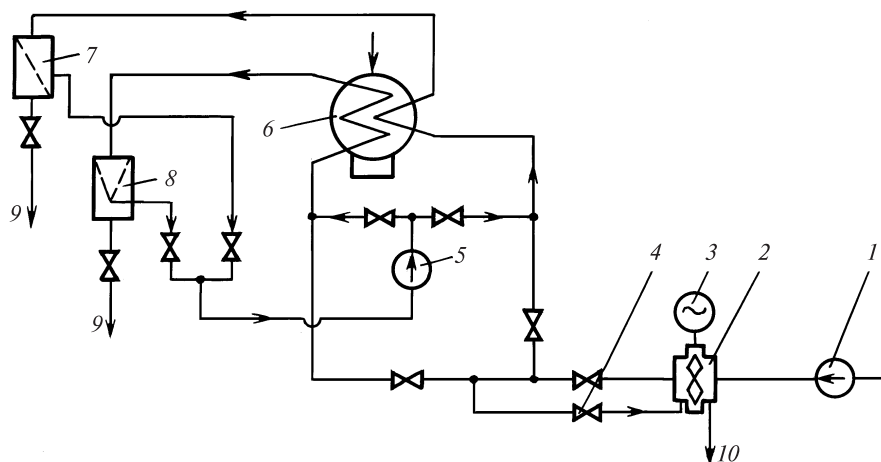


Рис. 5.17. Схема установки для поддержания чистоты конденсатора эластичными шариками

1 — циркуляционный насос; 2 — фильтр очистки охлаждающей воды; 3 — электродвигатель, вращающий колесо фильтра; 4 — подача обратного потока воды для очистки сетки фильтра; 5 — насос-дозатор подачи шариков в циркуляционную систему; 6 — конденсатор с основным и теплофикационным трубными пучками; 7, 8 — решетки, улавливающие шарики; 9 — в сливные каналы охлаждающей воды; 10 — отвод загрязнений

Фильтр представляет собой проволочную сетку с размером ячейки примерно 5×5 мм, установленную на колесе, которое уплотнено по периферии и периодически может медленно вращаться электродвигателем через редуктор.

Фильтр выполнен самоочищающимся. Для этого (рис. 5.18) в корпусе выгорожен отмывочный сектор, составляющий 8—10 % от сечения для прохода охлаждающей воды, в котором вращается фильтр. При нормальной работе колесо фильтра не вращается, а сетка задерживает механические загрязнения. При заносе сетки и увеличении ее гидравлического сопротивления контактный дифманометр, измеряющий разность давления до и после сетки, включает двигатель вращения колеса и обеспечивает подачу отмывочной воды, поступающей в направлении, обратном основному потоку охлаждающей воды. За один-два оборота колеса происходит смыв загрязнений, гидравлическое сопротивление фильтра снижается, и колесо останавливается. Таким образом, отмывка фильтра происходит автоматически.

Очищенная охлаждающая вода поступает в водовод, в который специальным насосом строго дозировано подаются очищающие шарики. Шарики поступают в основной и теплофикационный трубные пучки конденсатора и очищают их от отложений. Шарики, покидающие конденсатор, улавливаются

с помощью специальных решеток и направляются к насосу-дозатору. Тем самым, осуществляется непрерывная циркуляция очищающих шариков и

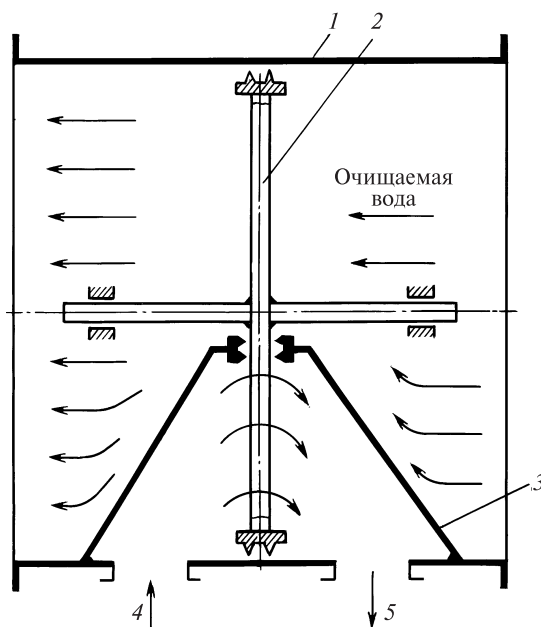


Рис. 5.18. Принцип работы самоотмывающегося фильтра
1 — цилиндрический корпус фильтра; 2 — вращающееся колесо с сеткой, уплотненное по периферии и стенкам отмывочного сектора; 3 — отмывочный сектор; 4, 5 — подвод и отвод отмывочной воды

поддерживается чистой внутренней поверхностью трубок конденсатора.

5.6.3. Конденсатные насосы

Конструкция конденсатных насосов определяется их назначением и условиями работы. Они служат для откачки из конденсатора конденсата и подачи его через систему подогревателей в деаэрактор.

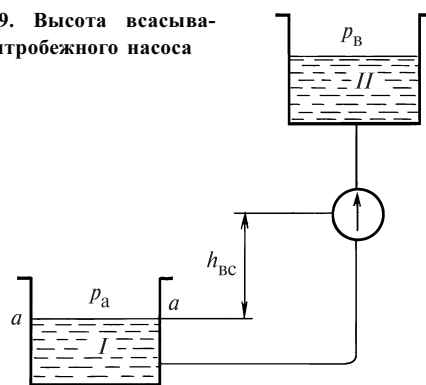
В установках на докритические параметры пара напор, создаваемый насосом, должен быть достаточным для преодоления гидравлического сопротивления трубопроводов и подогревателей и подачи конденсата в деаэрактор с давлением 0,6 МПа, расположенном на высоте около 20 м (это необходимо для нормальной работы питательного насоса). Необходимый напор может быть создан только в насосе многоступенчатой конструкции (обычно число рабочих колес конденсатных насосов колеблется от двух до шести).

Конденсатные насосы должны откачивать большое количество основного конденсата, добавки химически обессоленной воды, дренажей подогревателей и т.п. Поэтому конденсационную установку снабжают несколькими параллельно включенными насосами, один из которых обязательно находится в резерве. Подача конденсатных насосов составляет 300—1500 м³/ч. Их привод осуществляется стандартными электродвигателями с частотой вращения 24,71/с. Потребляемая мощность составляет 150—1250 кВт.

Включение конденсатных насосов в схему ПТУ на сверхкритические параметры пара несколько отличается от рассмотренных выше. Эти установки имеют прямоточный котел, требующий питательной воды очень высокого качества, для чего необходима 100 %-ная очистка конденсата от продуктов коррозии, солей и других загрязнений. Очистка проводится в блочной обессоливающей установке (БОУ), фильтры которой не могут выдержать больших давлений. Поэтому БОУ устанавливают между двумя группами конденсатных насосов, первая из которых служит для прокачки конденсата через БОУ, а вторая для подачи конденсата через подогреватели в деаэрактор.

Условия работы конденсатных насосов очень тяжелы, так как они работают в условиях глубокого разрежения. Действительно, поскольку над уровнем конденсата в конденсатосборнике глубокий вакуум (в нашем случае можно считать, что давление в нем

Рис. 5.19. Высота всасывания центробежного насоса



равно нулю), конденсатный насос нельзя располагать выше уровня конденсата из-за отрицательной высоты всасывания.

Высота всасывания — это разность геометрических высот оси насоса и уровня жидкости в сосуде, из которого она поступает в насос. Рассмотрим рис. 5.19, на котором показан центробежный насос, перекачивающий жидкость из сосуда I в сосуд II. Если на уровне $a-a$ в сосуде I давление равно p_a , то во всасывающем трубопроводе на этом же уровне давление будет меньше из-за гидравлического сопротивления трубопровода до рассматриваемого сечения. Давление во всасывающем трубопроводе будет продолжать уменьшаться по мере движения жидкости вверх, и при достижении им давления насыщения, которое определяется температурой перекачиваемой жидкости, произойдет ее вскипание и срыв работы насоса. Таким образом, давление насыщения жидкости определяет максимально возможную высоту всасывания $h_{вс}$. Если насос расположить на высоте, большей $h_{вс}$, то насос работать не сможет (ниже мы увидим, что иногда даже требуется отрицательная высота всасывания).

На практике высота всасывания принимается всегда ниже максимально возможной не только для компенсации вероятных отклонений условий работы вблизи опасного предела, но и из-за возможности возникновения явления кавитации. Дело в том, что поле скоростей и давлений на входе в рабочее колесо насоса является неравномерным, и в отдельных точках потока создаются условия для вскипания жидкости. Появляющиеся пузырьки пара затем превращаются опять в жидкость при их перемещении в зоны, где местное давление выше давления насыщения. Появление и исчезновение пузырьков сопровождается местными ударами, интенсивность которых может достигать 30 МПа, а частота — десятка тысяч герц. Такие местные удары приводят к быстрому износу (эрозии) рабочих колес и необходимости их ремонта или замены.

Естественно, что вероятность кавитации тем выше, чем ниже среднее давление на входе в насос, определяемое геометрической высотой всасывания. Поэтому высоту всасывания необходимо принимать с учетом возможности возникновения явления кавитации.

Таким образом, для нормальной работы конденсатного насоса необходим подпор на его всасывающей стороне. Его можно получить установкой насоса ниже конденсатора, отметка которого практически совпадает с уровнем земли. Поэтому требуется заглубление насосов. Обычно на крупных электростанциях конденсатные насосы устанавливаются в подвальном помещении.

Глубокое разрежение на входе в конденсатный насос вызывает и другое неприятное явление: при недостаточной герметичности насоса происходит подсос воздуха, повышающий вероятность срыва насоса, вызывающий снижение его производительности и насыщающий конденсат кислородом, который вызывает коррозию конденсатного тракта с выносом продуктов коррозии в котел и турбину. Поэтому для обеспечения герметичности конденсационных насосов применяют специальные конструктивные меры.

В качестве примера на рис. 5.20 представлен конденсатный насос КсВ-1500-120.

Насос выполнен вертикальным и соединяется с электродвигателем посредством жесткой муфты и промежуточного вала. При частоте вращения 750 1/мин насос создает напор H около 120 м

при подаче 1500 м³/ч. Мощность установленного двигателя 620 кВт. Требуемый необходимый подпор на всасывающей стороне насоса составляет около 2,3 м вод. ст.

Насос выполнен четырехступенчатым. На валу насоса на шпонках расположены четыре рабочих колеса, перед первым из которых установлен подпорный винт для обеспечения высокой кавитационной стойкости этого колеса. Для разгрузки подшипников насоса от осевого усилия установлен разгрузочный барабан, приемная камера которого соединена с всасывающим патрубком. Небольшое осевое усилие, возникающее на валу, воспринимается верхним сдвоенным радиально-упорным подшипником. Смазка и охлаждение нижнего подшипника производится конденсатом.

Верхний подшипник смазывается маслом, подаваемым из масляной ванны вращающейся втулкой со специальной нарезкой. Корпус подшипника охлаждается конденсатом.

Нижний конец вала не имеет выхода наружу, что исключает подсос воздуха через уплотнение. Верхний конец вала уплотнен сальником с мягкой набивкой, в середину которой вставлено плавающее кольцо с отверстиями. Во время стоянки насоса (например, в резерве) к отверстиям кольца подводится конденсат с давлением 0,3—0,5 МПа для того, чтобы исключить подсос воздуха через сальник в трубопровод конденсата.

В табл. 5.5 приведены основные характеристики конденсатных насосов энергетических блоков.

Таблица 5.5

Основные технические характеристики конденсатных насосов

Тип насоса	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения, 1/мин	Потребляемая мощность, кВт	КПД насоса, %
Кс32-150	30	150	1,6	3000	22	60
Кс50 (55-110)	50	55—110	1,6	1500	11,9—23,8	63
Кс80-155	80	155	1,6	3000	52	65
КсД120-55/3	120	55	1,6	1500	24,8	66
КсД140-140/3	140	140	1,6	1500	77	62
КсВ200-220	200	220	2,5	1500	164	73
КсВ320-160	320	160	2,0	1500	186	75
КсВ320-210	320	210	1,6	1500	255	75
КсВ500-85	500	85	1,6	1000	154	75
КсВ500-150	500	150	2,5	1500	272	75
КсВ500-220	500	220	2,5	1500	400	75
КсВ1000-95	1000	95	2,5	1000	342	76
КсВ1500-120	1500	120	2,3	740	620	73
КсВ1600-90	1600	90	2,8	1000	515	76
КсВ2000-90	1600	90	2,7	1000	746	76

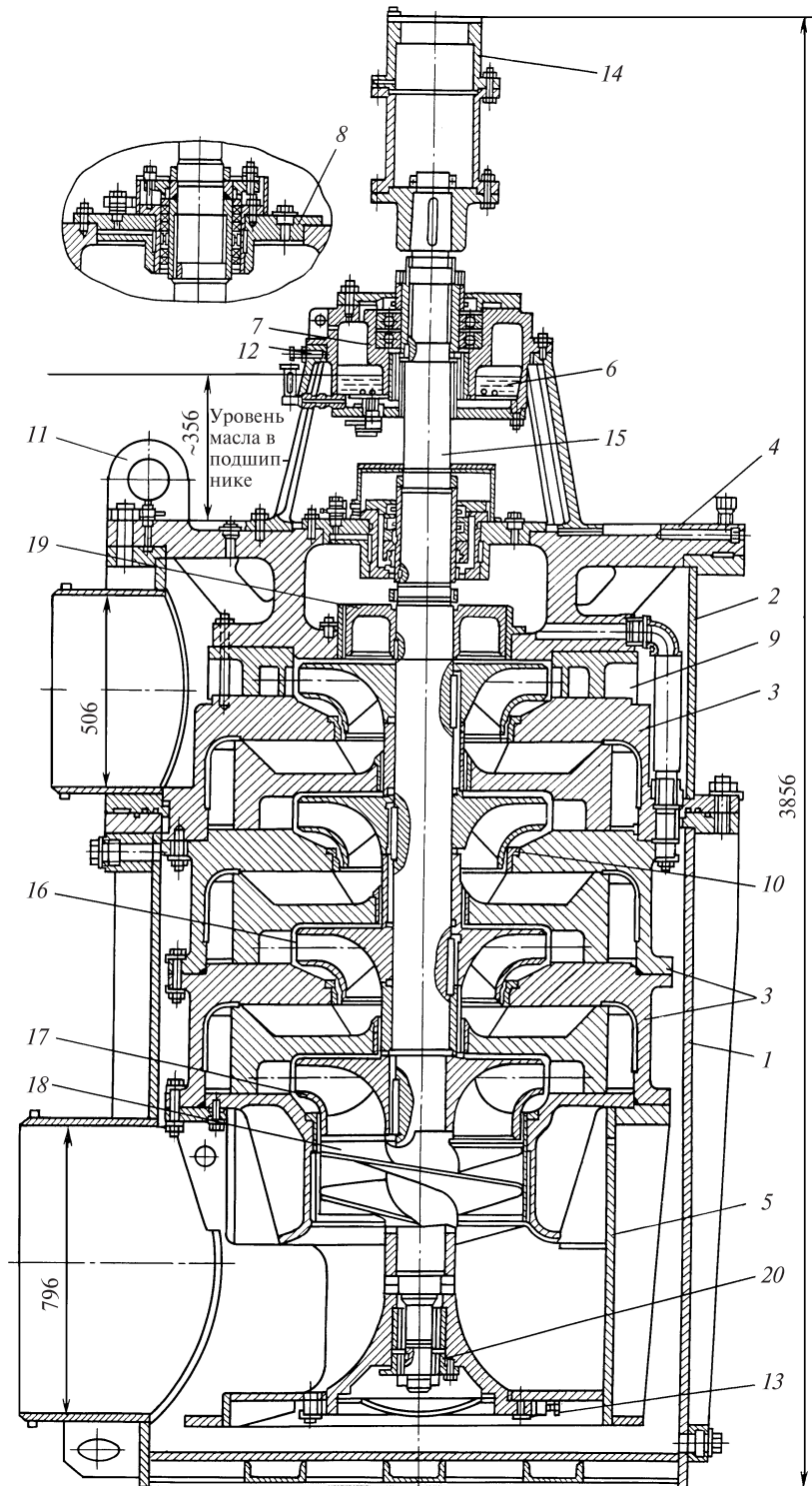


Рис. 5.20. Конденсатный насос КсВ-1500-120

1 — наружный (сварной) корпус; 2 — верхняя часть корпуса; 3 — секции внутреннего корпуса; 4 — крышка напорная; 5 — корпус всасывания; 6 — масляная ванна; 7 — сдвоенный радиально-упорный подшипник; 8 — корпус уплотнения; 9, 10 — уплотнение рабочего колеса; 11 — проушина; 12, 13 — установочные винты для центровки; 14 — промежуточный вал; 15 — вал; 16, 17 — рабочие колеса; 18 — опорный винт; 19 — разгрузочный диск; 20 — подшипник скольжения

5.6.4. Эжекторы

В конденсационных установках для создания вакуума в конденсаторе в настоящее время с равным успехом используются как пароструйные, так и водоструйные эжекторы.

Рабочим телом в пароструйном эжекторе служит пар, поступающий от деаэраторов.

Эжекторы для быстрого набора вакуума при пуске выполняют одноступенчатыми (рис. 5.21).

К рабочему соплу 1 подается пар с давлением, в несколько раз превышающим атмосферное. Сопло выполняют сначала суживающимся, а затем расширяющимся (в виде сопла Лаваля), поэтому на выходе из него получают очень высокую скорость пара (более 1000 м/с). Выходящий пар поступает в камеру смешения 2, сообщенную с паровым пространством конденсатора, и оказывает на поступающую сюда паровоздушную смесь 4 эжектирующее (подсасывающее) действие. В результате образуется смесь рабочего пара и паровоздушной смеси, поступающая в диффузор 3. В нем происходит преобразование кинетической энергии пара в энергию давления, в результате чего давление на выходе из диффузора несколько превышает атмосферное и поэтому происходит постоянное удаление паровоздушной смеси из конденсатора.

Из рис. 5.21 видно, что эжектор является очень простым устройством, однако в таком исполнении он имеет много недостатков. Его КПД мал, поскольку в одном диффузоре необходимо повысить давление поступающей из конденсатора смеси от нескольких килопаскалей до атмосферного. С по-

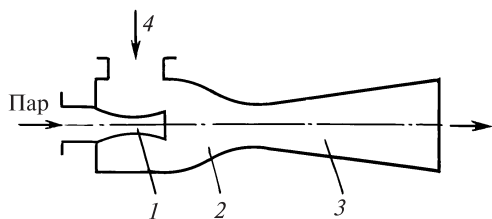


Рис. 5.21. Схема пароструйного эжектора

мощью одноступенчатого эжектора невозможно создать давление ниже 15 кПа (вакуум более 650 мм рт. ст.), в то время как для экономичной работы турбоустановки часто требуется давление 4—5 кПа. Тепло рабочего пара и сам пар, выходящий в атмосферу, теряются безвозвратно.

Поэтому эжекторы, отсасывающие паровоздушную смесь постоянно, выполняют многоступенчатыми с оптимальной степенью сжатия в каждой ступени, с использованием тепла рабочего пара и с сохранением его в цикле установки.

На рис. 5.22, а показана схема трехступенчатого пароструйного эжектора. Камера смешения эжектора первой ступени сообщается с конденсатором. Сжатая в эжекторе первой ступени паровоздушная смесь не выбрасывается в атмосферу, а направляется в холодильник эжектора ступени I — на трубную систему, внутри которой проходит холодный конденсат, идущий от конденсатных насосов. В результате происходит конденсация пара из паровоздушной смеси с передачей тепла конденсации поступающему конденсату. Несконденсировавшаяся часть паровоздушной смеси поступает в камеру смешения ступени II и затем — ступени III. На выходе из ступени III паровоздушная смесь содержит очень малое количество пара. Конденсат рабочего пара эжекторов перепускается из холодильника с большим давлением в холодильник с меньшим давлением и из холодильника ступени I направляется в конденсатор. Поэтому рабочее тепло в рассмотренном эжекторе практически не теряется.

На трубопроводе выхода воздуха из эжектора в атмосферу устанавливают обратный клапан для исключения возможности срыва вакуума в конденсаторе при прекращении подачи рабочего пара к эжекторам и расходомер количества отсасываемого воздуха. Его показания позволяют судить о плотности вакуумной системы и принимать надлежащие меры при ее нарушении.

На рис. 5.22, б приведен продольный разрез пароструйного эжектора. Пар для эжектора поступает от деаэратора с параметрами 0,5 МПа и 158° С. Каж-

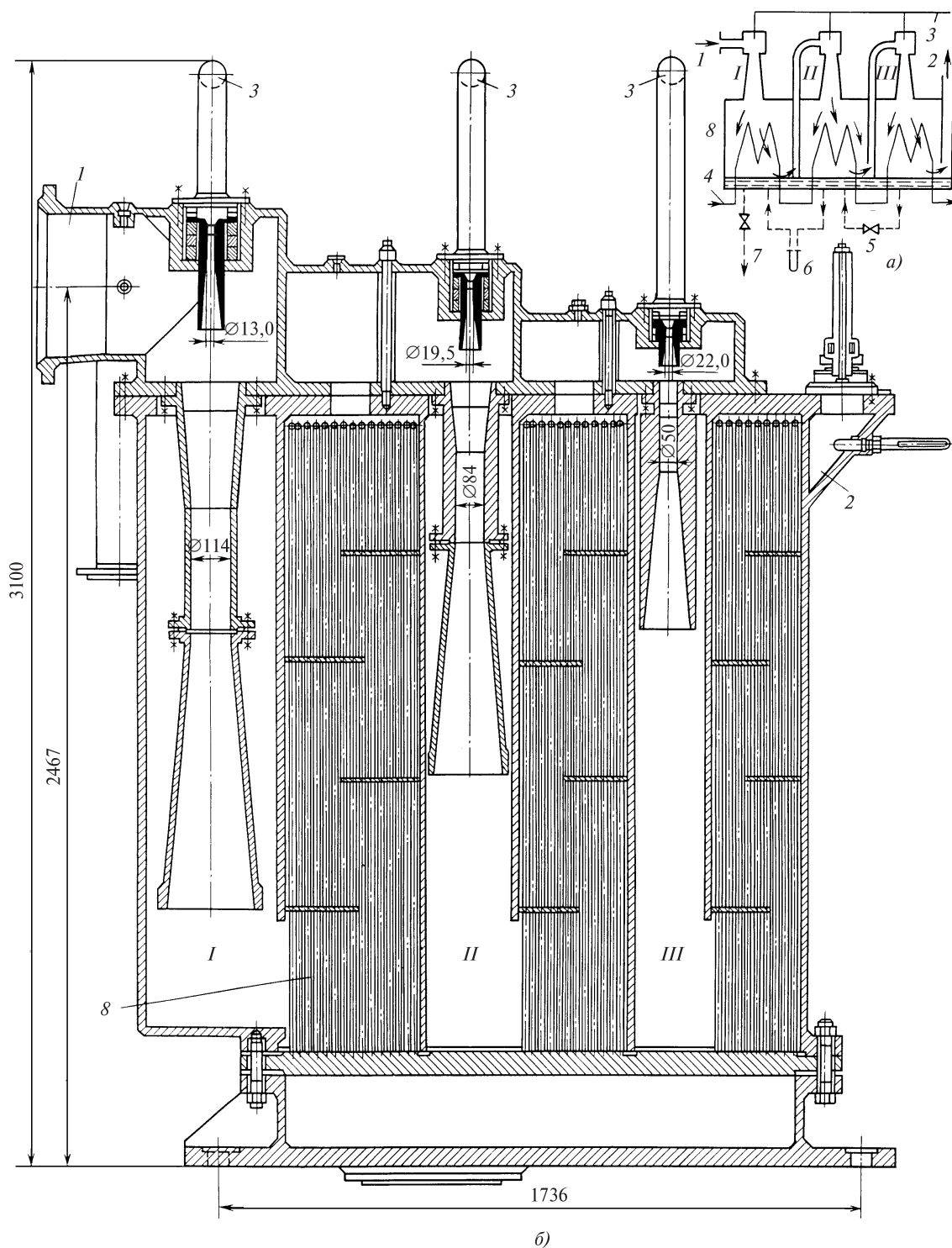


Рис. 5.22. Трехступенчатый пароструйный эжектор

a — схема эжектора и его включения; *б* — эжектор; *I, II, III* — ступени эжектора с давлением всасывания соответственно 3, 6 и 20 кПа; *1* — вход паровоздушной смеси из конденсатора; *2* — выхлоп эжектора при давлении паровоздушной смеси 0,11 МПа; *3* — подвод рабочего пара с давлением 0,5 МПа; *4* — вход охлаждающего конденсата; *5, 6* — сброс дренажа; *7* — отвод дренажа в конденсатор; *8* — холодильники

дая из ступеней эжектора состоит из собственно эжектора и холодильника. Все холодильники — двухходовые, включенные параллельно по охлаждающему конденсату (в отличие от рис. 5.22, а); расход охлаждающего конденсата составляет 500 т/ч при температуре 27,6 °С. Внутри парового пространства каждого из холодильников выполнены четыре перегородки, поэтому они являются пятиходовыми по пару. По мере движения паровоздушной смеси в эжекторе ее давление постепенно повышается. При давлении в конденсаторе 3 кПа в камере всасывания II ступени давление равно примерно 6 кПа, III ступени — 29 кПа, а на выхлопе эжектора — 110 кПа. Ступень I эжектора потребляет 350 кг/ч рабочего пара, ступень II — 81 кг/ч, ступень III — 1030 кг/ч. При этом эжектор отсасывает в час 118 кг смеси, в которой содержится 50 кг воздуха.

Наряду с пароструйными, применение находят водоструйные эжекторы, рабочим теплом которых служит вода, отбираемая в количестве 5—7 % из напорного циркуляционного водовода. Водоструйные эжекторы могут создавать более глубокий вакуум, чем пароструйные, однако отсасываемый пар и его тепло теряются безвозвратно.

На рис. 5.23 показана схема водоструйного эжектора ЭВ-1-350 ЛМЗ. Его принцип действия не отличается от принципа действия пароструйного эжектора и основан на эжектирующем действии струи воды, выходящей из рабочего сопла. Смешение паровоздушной смеси с холодной водой вызывает конденсацию пара, а несконденсировавшийся воздух удаляется в атмосферу.

Для увеличения производительности водяных эжекторов с одновременным сокращением размеров их выполняют многоканальными. На рис. 5.24 показан четырехканальный водоструйный эжектор ЛМЗ ЭВ-4-1400. Вода под давлением подается в камеру 1, затем в четыре сопла 2 и в камеру 3, куда поступает и паровоздушная смесь. Водяные сопла 2 установлены против диффузоров 4, в которые направляются струи воды и увлекаемая ими паровоздушная смесь. Отвод воды производится из нижнего патрубка.



Рис. 5.23. Схема водоструйного эжектора ЭВ-1-350 ЛМЗ

В последнее время находят применение водокольцевые воздушные насосы, принцип работы которых показан на рис. 5.25. На роторе 1 установлены рабочие лопатки 3, а сам ротор размещен в корпусе 2 эксцентрично. При подаче в корпус воды рабочие лопатки отбрасывают ее к периферии, в результате чего образуется уплотняющее водяное кольцо 5. Внутри него располагается межлопаточная полость 6, поперечное (радиальное) сечение которой сначала увеличивается, а затем уменьшается. Через отверстия 4 из конденсатора подводится паровоздушная смесь, которая сжимается по мере движения в межлопаточной полости до давления, несколько превышающего атмосферное, и через каналы 7 удаляется наружу.

Эффективности работы водокольцевых насосов способствует непрерывная конденсация пара из паровоздушной смеси на поверхности водяного кольца, для поддержания низкой температуры поверхности которого организован непрерывный поток уплотняющей воды.

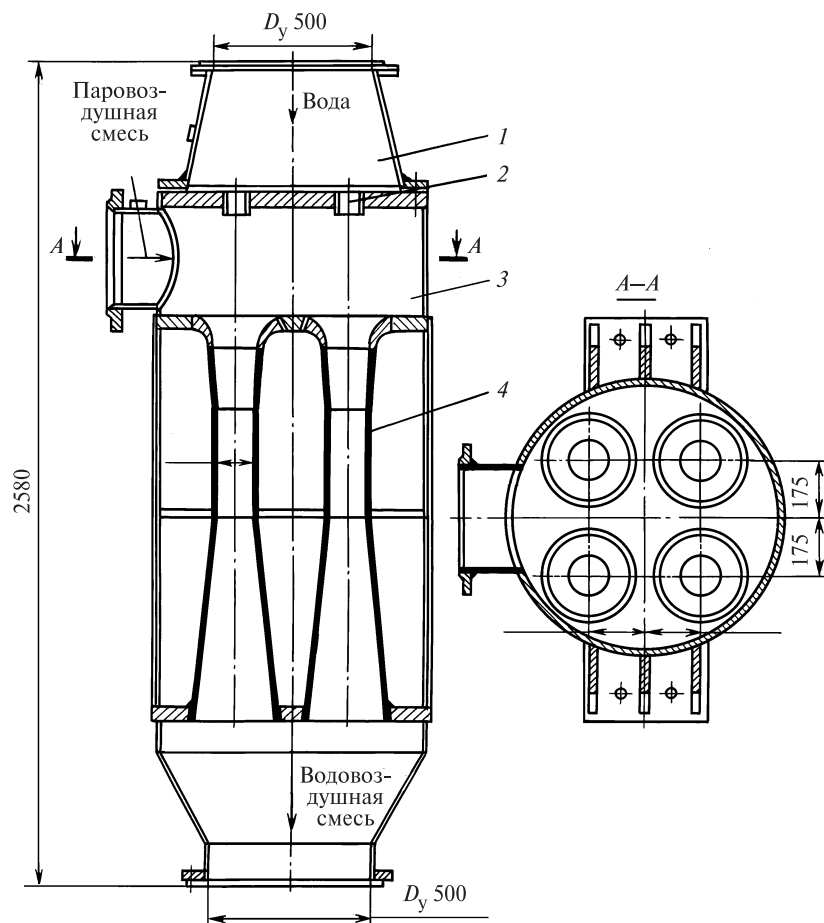


Рис. 5.24. Водоструйный эжектор ЭВ-4-1400 ЛМЗ

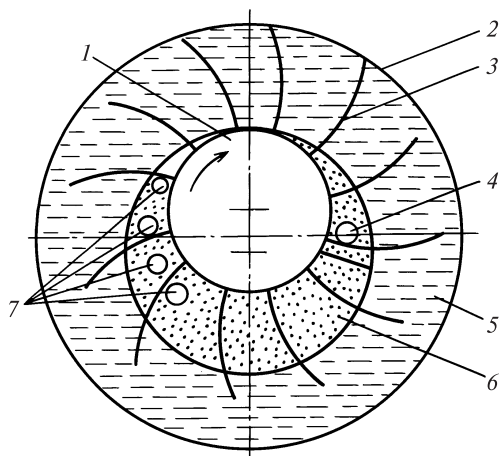


Рис. 5.25. Схема водокольцевого насоса

Контрольные вопросы

1. В чем разница во влиянии конденсатора на экономичность для теплофикационной и конденсационной турбоустановок?
2. Назовите основные функции конденсатора в теплофикационной ПТУ.
3. Назовите основные устройства конденсационной установки и их назначение.
4. Почему в конденсаторе образуется глубокий вакуум?
5. Определите удельные объемы воды и пара при температуре насыщения 18 °С.
6. Чем вредны присосы воздуха в конденсатор?
7. Почему компоновку основного пучка конденсатора выполняют ленточной?
8. В каком ходе охлаждающей воды конденсатора и почему размещают воздухоохладитель?
9. Объясните, как связаны работа конденсатора и эжектора.
10. Что такое переохлаждение конденсата, каковы его причины и чем оно вредно?

11. Чем опасно попадание сырой воды в паровое пространство конденсатора?
12. Почему конденсаторы крупных турбин крепят к корпусу ЦНД только посредством сварки?
13. Почему конденсатор не крепят к фундаменту жестко, а устанавливают его на пружинах?
14. Какие конструктивные решения обеспечивают плотное соединение трубок и трубной доски конденсатора?
15. Каковы преимущества и недостатки конструкции двойной трубной доски?
16. Какие меры принимают для уменьшения переохлаждения конденсата?
17. Для какой цели служит встроенный (теплофикационный) пучок в конденсаторах теплофикационных турбин?
18. Что такое кратность охлаждения?
19. Чем отличается прямоточное водоснабжение от оборотного? В чем преимущества и недостатки каждого из них?
20. Как организована очистка охлаждающей воды конденсаторов при наличии шариковой очистки трубных поверхностей?
21. Назовите основной принцип применения очистки конденсаторов губчатыми шариками.
22. В чем главная особенность условий работы конденсатных насосов? Когда конденсатный насос работает надежнее: при глубоком вакууме или при атмосферном давлении в конденсаторе?
23. Назовите основные типы воздушных насосов. Объясните их принцип действия, назовите преимущества и недостатки.

Глава шестая

СЕТЕВЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

6.1. НАГРЕВ СЕТЕВОЙ ВОДЫ НА ТЭЦ

Одной из главных задач ТЭЦ является нагрев требуемого количества сетевой воды $W_{с.в}$ с температурой $t_{о.с}$ до требуемой температуры $t_{п.с}$. Таким образом, режим работы ТЭЦ по отпуску тепла с сетевой водой диктуется потребителем тепла — тепловой сетью — и должен в неукоснительном порядке выполняться ТЭЦ.

Нагрев сетевой воды на ТЭЦ до одной и той же температуры $t_{п.с}$ можно осуществить разными способами.

Самый простой и самый неэкономичный способ — это нагрев воды с помощью редуциционно-охладительных установок (РОУ). Сетевая вода разделяется на несколько параллельных потоков и поступает к РОУ, подключенным к паропроводам, подающим пар к турбинам. Часть свежего пара, поступающего к каждой паровой турбине, редуцируется и направляется в сетевую подогреватель (СП), где, конденсируясь, передает тепло конденсации сетевой воде. По существу в этом случае на ТЭЦ параллельно с паровой конденсационной турбиной установлена котельная с дорогостоящим энергетическим паровым котлом на высокие параметры пара, иногда сверхкритического давления, с дорогостоящей РОУ, арматурой и теплообменником.

Другим способом является использование тепла конденсации пара низкого давления, отбираемого из турбины после того, как он прошел часть ее и выработал механическую энергию. Однако и при этом необходимо отбирать пар достаточно высокого давления, особенно для получения высокой температуры прямой сетевой воды.

Поэтому в большинстве случаев для нагрева сетевой воды на ТЭЦ используются теплофикационные установки, принципиальная схема одной из которых показана на рис. 6.1.

В состав теплофикационной установки входят:
сетевые подогреватели;

система насосов, обеспечивающая циркуляцию сетевой воды через теплофикационную установку и через теплотрассу;

паропроводы отопительных отборов;
система эвакуации конденсата греющего пара;
система удаления неконденсирующихся газов;
система подпитки тепловой сети.

Обратная сетевая вода из магистральных трубопроводов различных районов подается в один или несколько коллекторов обратной сетевой воды (рис. 6.1). Из этого коллектора питаются все теплофикационные установки ТЭЦ, каждая из которых работает от своей турбины. В конечном счете все теплофикационные установки работают на один или несколько напорных коллекторов прямой сетевой воды, откуда она подается на отопление районов города.

Сетевая вода из магистрали обратной сетевой воды ТЭЦ сетевыми насосами I подъема *СН-I* подается к нижнему сетевому подогревателю *СП-I*. В некоторых режимах ее предварительно можно подогреть в теплофикационном пучке конденсатора. После *СП-I*, если температура сетевой воды соответствует требованию температурного графика тепловой сети, она через байпасные линии сетевыми насосами II подъема *СН-II* направляется в напорную магистраль прямой сетевой воды ТЭЦ. Если $t_{п.с}$ меньше, чем требует температурный график сети, то сетевая вода подается в *СП-2*, обогреваемый паром с большим давлением и соответственно с более высокой температурой конденсации. В большинстве случаев сетевую воду в обоих сетевых подогревателях нагревают до 100—120 °С. Поэтому при необходимости иметь еще более высокую температуру сетевой воды, например, в очень холодное время, ее после двух сетевых подогревателей направляют в пиковый водогрейный котел (ПВК). В нем сжигается дополнительное топливо и вода нагревается до 140—200 °С в соответствии с потребностями конкретного теплового графика.

Паропроводы отопительных отборов подают пар из камер отборов турбины в сетевые подогреватели. Главное требование к ним — малое гидравлическое сопротивление, не снижающее выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Поэтому их выполняют большим числом (обычно 1—4), большого диаметра (вплоть до 1300 мм), минимальной протя-

загрязнения конденсата присосами сетевой водой, вызываемых неплотностью трубной системы сетевого подогревателя. Обычно для откачки конденсата используется группа насосов, включающая один резервный насос.

Поскольку нижний *СП-1* всегда, а *СП-2* достаточно часто работают с вакуумом в своем паровом пространстве и в соответствующей части турбины, то имеются присосы воздуха. Для его удаления с помощью эжекторной установки осуществляют из воздухоохладителей сетевых подогревателей каскадный отсос неконденсирующихся газов: из *СП-2* они отсасываются в *СП-1*, а из него — в конденсатор.

Для подпитки тепловой сети на ТЭЦ устанавливается специальная система (рис. 6.1). Для этого сырая вода из сливного водовода конденсатора группой параллельных насосов подается к химводоочистке (*ХВО*), а из нее — в специальный вакуумный (или атмосферный) деаэратор. Греющей средой в деаэраторе является сетевая вода, нагретая в *СП-1* и *СП-2*. Поскольку давление сетевой воды составляет 0,8 МПа, а температура — 60—100 °С, то при ее подаче в деаэратор, находящийся под вакуумом, она вскипает. Образующийся пар нагревает химически очищенную воду до температуры насыщения, при которой через выпар удаляются неконденсирующиеся газы. Затем очищенная и деаэрированная вода подпиточными насосами подается в коллектор обратной сетевой воды ТЭЦ, к которому параллельно подсоединяются подпиточные установки, описанные выше.

6.2. НАЗНАЧЕНИЕ И РОЛЬ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Назначение сетевых подогревателей состоит в нагреве заданного количества сетевой воды до заданной температуры. Принцип его работы ничем не отличается от принципа работы поверхностного конденсатора (см. рис. 6.1). Разница состоит прежде всего в том, что в конденсаторе холодный теплоноситель (циркуляционная вода) служит для конденсации пара, покидающего турбину, и создания низкого давления на выходе из турбины, а сетевой подогреватель осуществляет нагрев сетевой воды до заданной температуры за счет тепла конденсации пара при давлении, которое обеспечивает необходимую температуру конденсации. Другое его существенное отличие от конденсатора состоит в условиях работы: параметрах нагреваемой среды и параметрах греющего пара. В конденсаторе цирку-

ляционная вода нагревается на 10—15 °С и составляет на выходе из него в самом неблагоприятном случае 40—50 °С. В сетевом подогревателе температура на выходе составляет 110—120 °С, а после дополнительного нагрева в ПВК 140—150 °С. Для того, чтобы сетевая вода не закипела, ее давление с учетом необходимого запаса должно быть не менее 0,8 МПа. Давление циркуляционной воды в конденсаторе существенно ниже и определяется только необходимостью преодолеть гидравлическое сопротивление конденсатора, поднять ее до сопел разбрызгивающего устройства градирни и обеспечить ее распыл в градирне. Давление поступающего в конденсатор пара не превышает 10—12 кПа, в то время как для обеспечения нагрева сетевой воды требуется температура конденсации, соответствующая давлению 250—300 кПа. Таким образом, по параметрам теплоносителей сетевые подогреватели работают в существенно более сложных условиях, чем конденсаторы. Зато объемные расходы теплоносителей в подогревателях существенно меньше, и как результат, их габариты значительно меньше (хотя в абсолютных цифрах — это достаточно большие аппараты), чем габариты конденсаторов.

Теплофикационная турбина с одним сетевым подогревателем представляет собой как бы две турбины с двумя конденсаторами: конденсационный поток пара проходит всю турбину и поступает в конденсатор, а теплофикационный — только через часть турбины и поступает в подогреватель, который играет роль конденсатора. Отсюда и следует роль подогревателя: она зависит от соотношения конденсационного и теплофикационного потоков пара и от изменения теплоперепада теплофикационного потока. Поскольку теплоперепад теплофикационного потока существенно меньше, чем конденсационного, то даже небольшое изменение давления в камере отбора турбины приводит к существенному изменению теплоперепада, мощности и экономичности теплофикационного потока. Особенно велико влияние давления в отборе при работе в чисто теплофикационном режиме, когда теплофикационная турбина работает как турбина с противодавлением.

На турбинах современных ТЭЦ обычно используют ступенчатый подогрев сетевой воды в нескольких подогревателях. На рис. 6.2 показано сравнение этих схем, из которого можно понять выгоду ступенчатого подогрева. Для простоты рассуждений рассмотрим чисто теплофикационный режим, пренебрегая небольшим пропуском пара в ЦНД. Пусть требуется нагреть сетевую воду в ко-

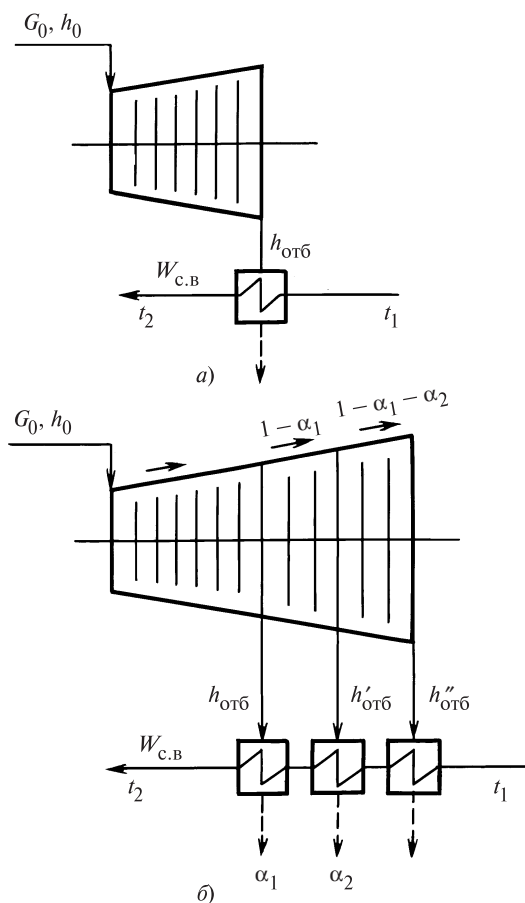


Рис. 6.2. Схемы одноступенчатого (а) и трехступенчатого (б) нагрева сетевой воды

личестве $W_{с.в}$ до заданной температуры t_2 . Это проще всего осуществить в турбине с одним подогревателем (рис. 6.2, а), например, при расходе пара G_0 при вполне определенном давлении и энтальпии $h_{отб}$. При этом будет выработана электрическая мощность

$$P_{э0} = G_0 (h_0 - h_{отб}).$$

А теперь мысленно надстроим нашу турбину еще двумя группами ступеней, после каждой из которых будем отбирать пар на подогреватели с меньшим давлением, в которых осуществляется предварительный подогрев сетевой воды. Первый по ходу сетевой воды («нижний») подогреватель должен обогреваться паром с таким давлением, чтобы его температура конденсации была больше t_1 . При этом расход в последний по ходу воды («верхний») подогреватель уменьшится, и его доля α_1 от расхода пара на турбину G_0 станет $\alpha_1 < 1$. Расходы пара

на подогреватели нижний $\alpha_3 G_0$, средний $\alpha_2 G_0$ и верхний $\alpha_1 G_0$, можно подобрать так, чтобы сетевая вода в том же количестве $W_{с.в}$ нагревалась в том же диапазоне температур (от t_1 до t_2), что и при одноступенчатом подогреве. Иными словами, тепловые нагрузки в обоих случаях будут одинаковы. Но при ступенчатом подогреве выработается мощность:

$$P_э = P_{э0} + (1 - \alpha_1) G_0 (h_{отб} - h'_{отб}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) G_0 (h'_{отб} - h''_{отб}),$$

большая, чем $P_{э0}$. Таким образом, при ступенчатом подогреве при тех же затратах топлива в котле и при той же тепловой нагрузке, что и при одноступенчатом подогреве, получается дополнительная «бесплатная» механическая энергия

$$\Delta P_э = (1 - \alpha_1)(h_{отб} - h'_{отб}) G_0 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h'_{отб} - h''_{отб}) G_0.$$

Этим и определяется выгода ступенчатого подогрева сетевой воды.

Теоретически максимальная термодинамическая выгода получается при бесконечно большом числе сетевых подогревателей, установленных между первым и последним отборами. Практически их число не может превышать число ступеней между ними, за которыми и можно выполнить отборы.

В климатических условиях, характерных для европейской части России оптимальным оказывается установка двухступенчатого подогрева. Даже в такой установке летом работает только «нижний» подогреватель, а «верхний» отключается. Зимой, когда тепловых возможностей верхнего подогревателя не хватает, экономически целесообразнее установить ПВК, а не 3-й «более верхний» отбор при более высоких параметрах пара, который будет работать несколько месяцев в году при весьма существенных капитальных вложениях в сам подогреватель, энергетический котел, паропроводы и т.д.

6.3. КОНСТРУКЦИИ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Для теплофикационных установок ТЭЦ выпускают сетевые подогреватели двух типов: вертикальные (ПСВ) и горизонтальные (ПСГ).

Вертикальные сетевые подогреватели выпускаются Саратовским заводом энергетического машиностроения, имеют поверхность теплообмена

Таблица 6.1

Техническая характеристика вертикальных подогревателей воды

Типоразмер	Площадь поверхности теплообмена, м ²		Рабочее избыточное давление, МПа		Максимальная температура пара на входе, °С	Расчетные параметры						Номинальный тепловой поток, 10 ⁻⁴ Вт	Скорость в трубах поверхности теплообмена при номинальном расходе, м/с	Гидравлическое сопротивление водяного пространства при номинальном расходе воды, МПа	
			в паровом пространстве	в водяном пространстве		пара			воды						
						Давление, МПа	Температура, °С	Расход номинальный, т/ч	Давление, МПа	Температура на входе, °С	Температура на выходе, °С				Расход номинальный, т/ч
ПСВ-90-7-15	90	0,7	1,5	400	0,25	126,8	27	1,6	70	110	350	16,3	1,95	0,025	
					0,8	169,6	29		110	150	350	16,3	1,95		
ПСВ 200-7-15	200	0,7	1,5	400	0,8	164,2	65,8	1,6	70	150	400	37,8	1,95	0,04	
ПСВ-500-3-23	500	0,3	2,3	400	0,25	126,8	115	2,4	70	110	1500	69,8	1,95	0,055	
					0,4	142,9	102,5		95	130	1500	61,0	2,0		
ПСВ-500-14-23	500	1,4	2,3	400	0,8	169,6	122,5	2,4	110	150	1500	69,8	2,0	0,06	
					1,5	197,4	162,0		130	180	1500	87,2	2,1		
ПСВ-90-7-15	90	0,7	1,5	400	<i>Четырехходовые</i>						16,3	2,0	0,03		
					0,8	169,6	30	1,6	70	150				175	

вплоть до 500 м². Ими комплектуются теплофикационные установки некоторых турбин ЛМЗ.

Для теплофикационных установок мощных турбин используются ПСГ, поверхности теплообмена которых достигают 5000 м². Они выпускаются ТМЗ и ЛМЗ.

Технические характеристики ПСВ и ПСГ представлены в табл. 6.1 и 6.2.

Типичная конструкция ПСВ показана на рис. 6.3. Он представляет собой вертикальный цилиндрический сосуд, в котором смонтирована трубная система, омываемая снаружи греющим паром; внутри трубной системы движется сетевая вода.

Подогреватель состоит из двух основных элементов: цилиндрического корпуса с днищем и вставляемой в него трубной системы.

Трубная система скомпонована из прямых трубок, завальцованных в трубные доски так же, как это делается в конденсаторах. Верхняя трубная доска одновременно является фланцем крепления всей системы к корпусу подогревателя. К трубным доскам шпильками прикреплены водяные камеры: верхняя и нижняя.

Подвод и отвод сетевой воды осуществляется через верхнюю водяную камеру. Нижняя водяная камера является поворотной. Соответствующей установкой перегородок в водяных камерах подогреватель выполняют двух- или четырехходовым по сетевой воде. Нижняя трубная доска имеет диаметр меньший, чем корпус подогревателя, и поэтому вся трубная система вместе с нижней водяной камерой свободно расширяется относительно корпуса подогревателя из-за различных температур и коэффициентов температурного расширения материалов трубок и корпуса.

На трубные доски действует перепад давлений сетевой воды и греющего пара, достигающий 1 МПа. Поэтому на них с учетом большой площади действуют огромные усилия, для восприятия которых устанавливаются анкерные связи, скрепляющие трубную доску и крышку водяной камеры. Между трубными досками также устанавливают анкерные связи в виде трубок, назначение которых состоит в организации движения пара в межтрубном пространстве пучка. К этим анкерным связям электросваркой крепятся промежуточные трубные доски, представляющие собой сегменты площадью чуть больше половины круга. Промежуточные

Таблица 6.2

Техническая характеристика подогревателей сетевой воды

Типоразмер	Площадь поверхности теплообмена (по наружному диаметру трубы), м ²	Рабочее давление, МПа		Расчетные параметры						Расчетный тепловой поток, 10 ⁻⁶ , Вт		Скорость воды в трубах по верхности теплообмена, м/с		Расчетное гидравлическое сопротивление водяного потока (не более), МПа					
		в паровом пространстве	в водяном пространстве	Давление МПа	пара		Максимальная температура греющего пара на входе, °С	воды		номинальный	Максимальный	Максимальная разность температуры на входе и выходе, °С	номинальный	Максимальный	номинальный	Максимальный			
					Давление МПа	Расход, т/ч		Максимальная температура на входе, °С	Расход, т/ч										
				номинальный	Максимальный	номинальный	Максимальный	номинальный	Максимальный	номинальный	Максимальный	номинальный	Максимальный	номинальный	Максимальный	номинальный	Максимальный		
ПСГ-800-3-8-I	800	0,3	0,8	0,03—0,25	250	58	116	0,9	120	2000	50	1250	2000	34,9	69,8	1,59	2,54	0,035	0,084
ПСГ-1300-3-8-I	1300	0,3	0,8	0,03—0,25	250	105	210	0,9	120	3000	50	2000	3000	64,0	128,0	1,70	2,55	0,042	0,089
ПСГ-1300-3-8-II	1300	0,3	0,8	0,03—0,25	250	105	210	0,9	120	3000	50	2000	3000	64,0	128,0	1,70	2,55	0,042	0,089
ПСГ-2300-2-8-I	2300	0,2	0,8	0,03—0,2	250	170	340	0,9	115	4500	50	3500	4500	101,8	203,5	2,05	2,63	0,067	0,107
ПСГ-2300-3-8-II	2300	0,3	0,8	0,06—0,25	250	170	340	0,9	120	4500	50	3500	4500	101,8	203,5	2,05	2,63	0,067	0,107
ПСГ-5000-2-,5-8-I	5000	0,25	0,8	0,03—0,15	300	295	590	0,9	105	8000	50	6000	8000	191,5	383,8	2,22	2,90	0,097	0,165
ПСГ-5000-3-,5-8-I	5000	0,35	0,8	0,06—0,2	300	295	590	0,9	115	8000	50	6000	8000	191,9	383,8	2,22	2,90	0,097	0,165
ПСГ-5000-3-,5-8-II	5000	0,35	0,8	0,06—0,2	300	295	590	0,9	115	8000	50	6000	8000	191,9	383,8	2,22	2,90	0,097	0,165

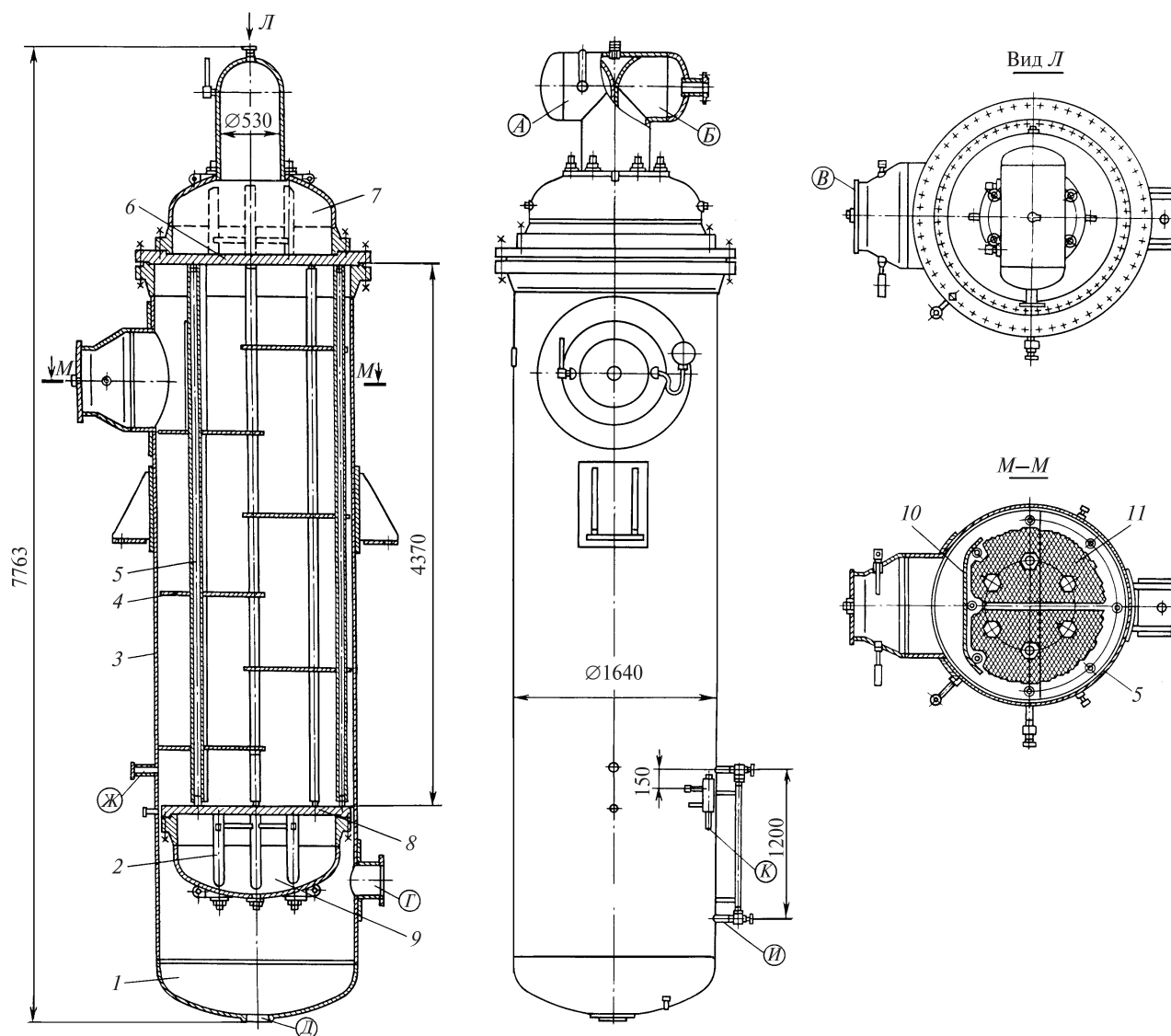


Рис. 6.3. Общий вид сетевого подогревателя ПСВ-500-14-23

A — вход сетевой воды; *B* — выход сетевой воды; *B* — вход греющего пара; *Г* — выход конденсата греющего пара; *Д* — подвод конденсата греющего пара из подогревателя с более низким давлением; *Ж* — отвод парогазовой смеси; *И* — подсоединение водоуказательного прибора; *К* — подсоединение дистанционного указателя уровня; *1* — конденсатосборник; *2* — анкерные связи в водяных камерах; *3* — корпус; *4* — промежуточные трубные доски; *5* — анкерные связи в паровом пространстве; *6* — верхняя трубная доска; *7* — верхняя водяная камера; *8* — нижняя трубная доска; *9* — нижняя водяная камера; *10* — паротбойный щиток; *11* — трубный пучок

трубные доски обеспечивают обтекание паром всей поверхности трубок и предотвращают их опасные колебания. К анкерным связям крепят также паротбойный щиток, расположенный со стороны входа пара. Он препятствует эрозии трубок каплями влаги, поступающей вместе с паром, и способствует равномерной раздаче пара по всему периметру трубного пучка.

Пар, поступающий через входной патрубок (на рис. 6.3 входной паровой патрубок и патрубки для входа и выхода сетевой воды изображены с транспортными заглушками, которые отрезаются при монтаже на ТЭЦ), движется, конденсируясь зигзагами, по направлению к месту отсоса паровоздушной смеси. Образующийся конденсат стекает в конденсатосборник, откуда в зависимости от схемы

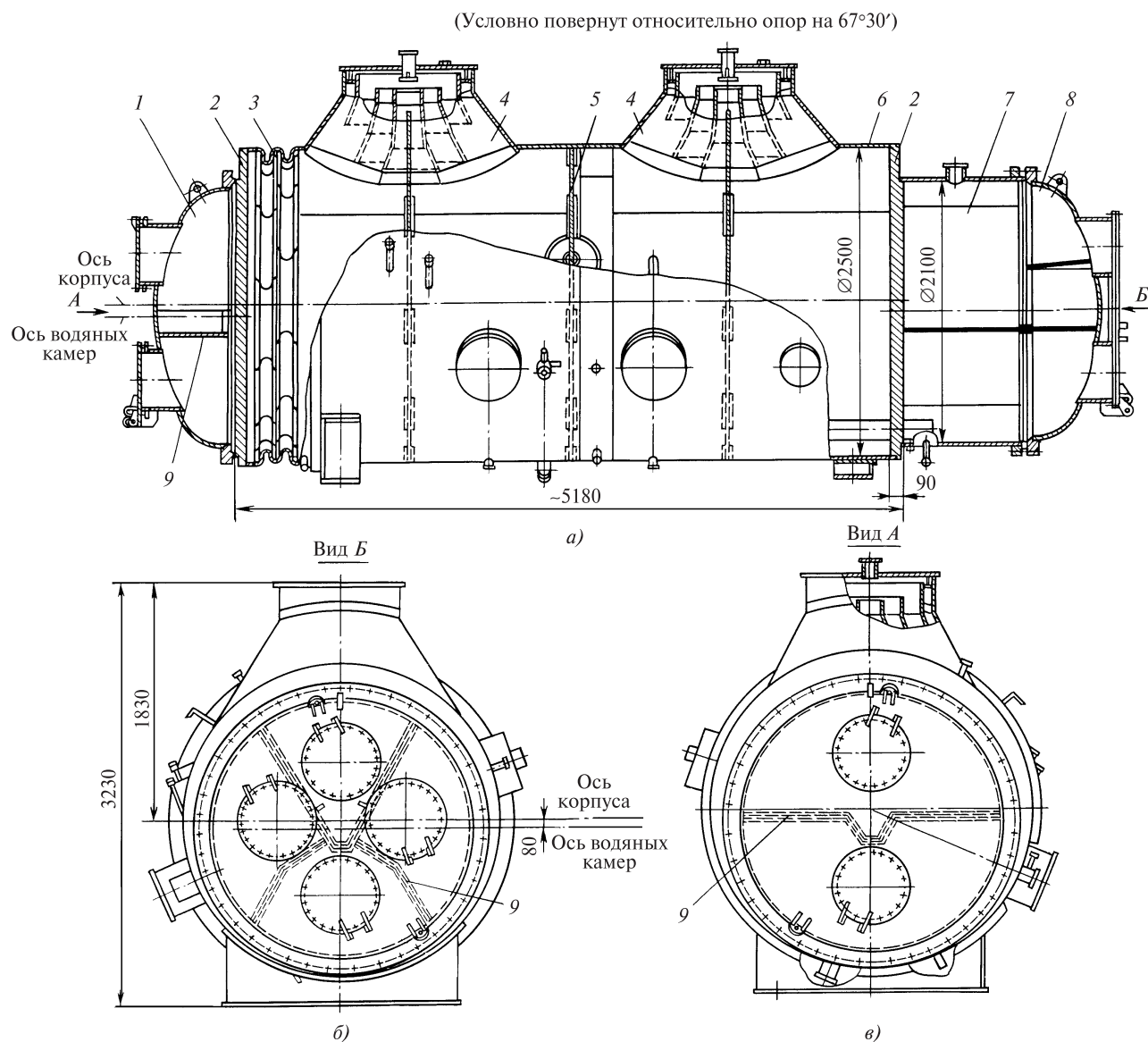


Рис. 6.4. Продольный разрез подогревателя ПСГ-1300-3-8-1

a — вид на корпус при вертикальном положении осей пароводных патрубков; *б* — вид на переднюю водяную камеру; *в* — вид на заднюю водяную камеру; 1 — передняя водяная камера; 2 — трубные доски; 3 — компенсатор; 4 — паровпускной патрубок; 5 — промежуточные трубные доски; 6 — корпус; 7 — задняя водяная камера; 8 — крышка задней водяной камеры; 9 — перегородки в водяных камерах

включения ПСВ он направляется в ПСВ с меньшим давлением или в систему регенерации турбины. Для приема неконденсирующихся газов из подогревателя с большим давлением или их сброса в СП с меньшим давлением корпус рассматриваемого подогревателя снабжают специальным штуцером.

Для контроля за работой ПСВ его снабжают измерениями давления и температуры греющего пара,

температур на входе и выходе сетевой воды, конденсата греющего пара.

В качестве примера конструкции СП горизонтального типа (ПСГ) рассмотрим четырехходовой подогреватель ПСГ-1300-3-8-1 для турбины Т-50-12,8 ТМЗ.

На рис. 6.4 показан ПСГ в условном положении, повернутым относительно горизонтальных опор на

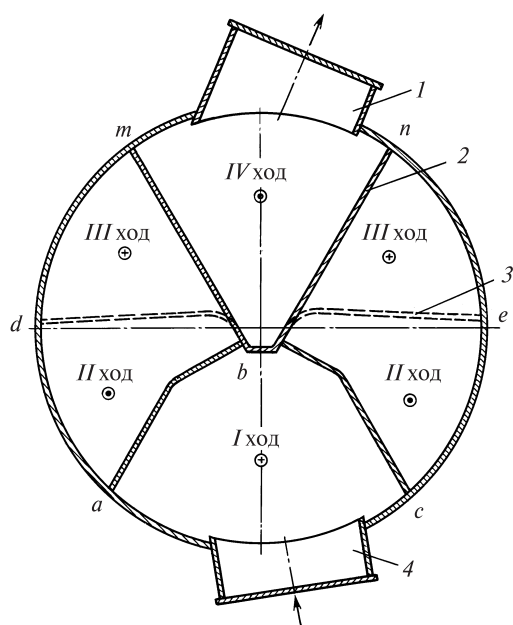


Рис. 6.5. Деление передней водяной камеры перегородками и схема движения воды в четырехходовом сетевом подогревателе (римские цифры — ходы сетевой воды)

1 — выходной патрубок; 2 — перегородки во входной водяной камере; 3 — перегородки в задней водяной камере; 4 — входной патрубок сетевой воды

67°30', позволяющем понять конструкцию ПСГ в общих чертах. Он состоит из цилиндрического стального корпуса, к основаниям которого приварены трубные доски, закрытые водяными камерами. Для компенсации взаимных температурных расширений трубок, завальцованных в трубные доски, и корпуса установлен линзовый компенсатор.

Пар в ПСГ поступает через два патрубка (транспортные заглушки, показанные на патрубках на рис. 6.4, при монтаже срезаются и к патрубкам привариваются паропроводы, идущие от турбины). В патрубках установлены специальные концентрические воронки, обеспечивающие равномерную раздачу пара по длине трубного пучка. Для исключения вибрации трубок установлены три промежуточных трубных доски.

На рис. 6.4, б и в штриховыми линиями показаны перегородки в трубных досках, обеспечивающие четырехходовую схему движения сетевой воды. На рис. 6.5 показаны отдельно перегородки в водяных камерах, позволяющие понять движения сетевой воды. Знаком плюс обозначено направление

движения от нас, а точкой — к нам. Сетевая вода поступает в сектор abc и совершает I ход, двигаясь к задней водяной камере. Горизонтальная перегородка dbe заставляет воду повернуть на 180° и двумя потоками через сектора трубок abd и cbe совершить II ход. Развернувшись на 180°, сетевая вода двумя потоками совершает III ход по трубкам, расположенным в секторах dbm и nbe . Эти потоки сливаются в задней камере и, совершая IV ход, поступают в сектор mbn . Из нее нагретая сетевая вода направляется или в следующий подогреватель, или в ПВК, или в тепловую сеть.

В практике эксплуатации имеются случаи модернизации ПСГ и превращения их в двухходовые. Тогда в передней водяной камере должна быть одна горизонтальная перегородка, а в задней водяной камере перегородок не должно быть вообще.

На рис. 6.6 показан ПСГ в рабочем положении, когда по условию компоновки под турбиной оси пароподводящих патрубков располагают наклонно.

Трубный пучок имеет радиальную компоновку. Сам он сдвинут вдоль осей пароподводящих патрубков, что создает по его периметру переменный зазор для движения пара. Поступающий пар встречает сопротивление в виде трубного пучка и начинает обтекать его и двигаться радиально к центру. Затем пар, в котором вследствие конденсации пара увеличивается концентрация воздуха, поступает на трубки воздухоохладителя, в которые, как видно из рис. 6.5, поступает сетевая вода самой низкой температуры. Это способствует более полной конденсации пара из паровоздушной смеси. Пройдя воздухоохладитель, паровоздушная смесь направляется либо в ПСГ с меньшим давлением, либо в специальный охладитель выпара, где утилизируется его тепло конденсации.

Трубный пучок ПСГ продольными радиальными листами разделяется на отдельные секции и их роль такая же, как и в конденсаторе. Во-первых, они направляют пар к центру на вход в пучок воздухоохладителя, во-вторых, они перехватывают образовавшиеся капли и струи конденсата и направляют их к конденсатосборнику.

Конденсатосборник выполнен в виде цилиндрического сосуда с двумя специальными воронками,

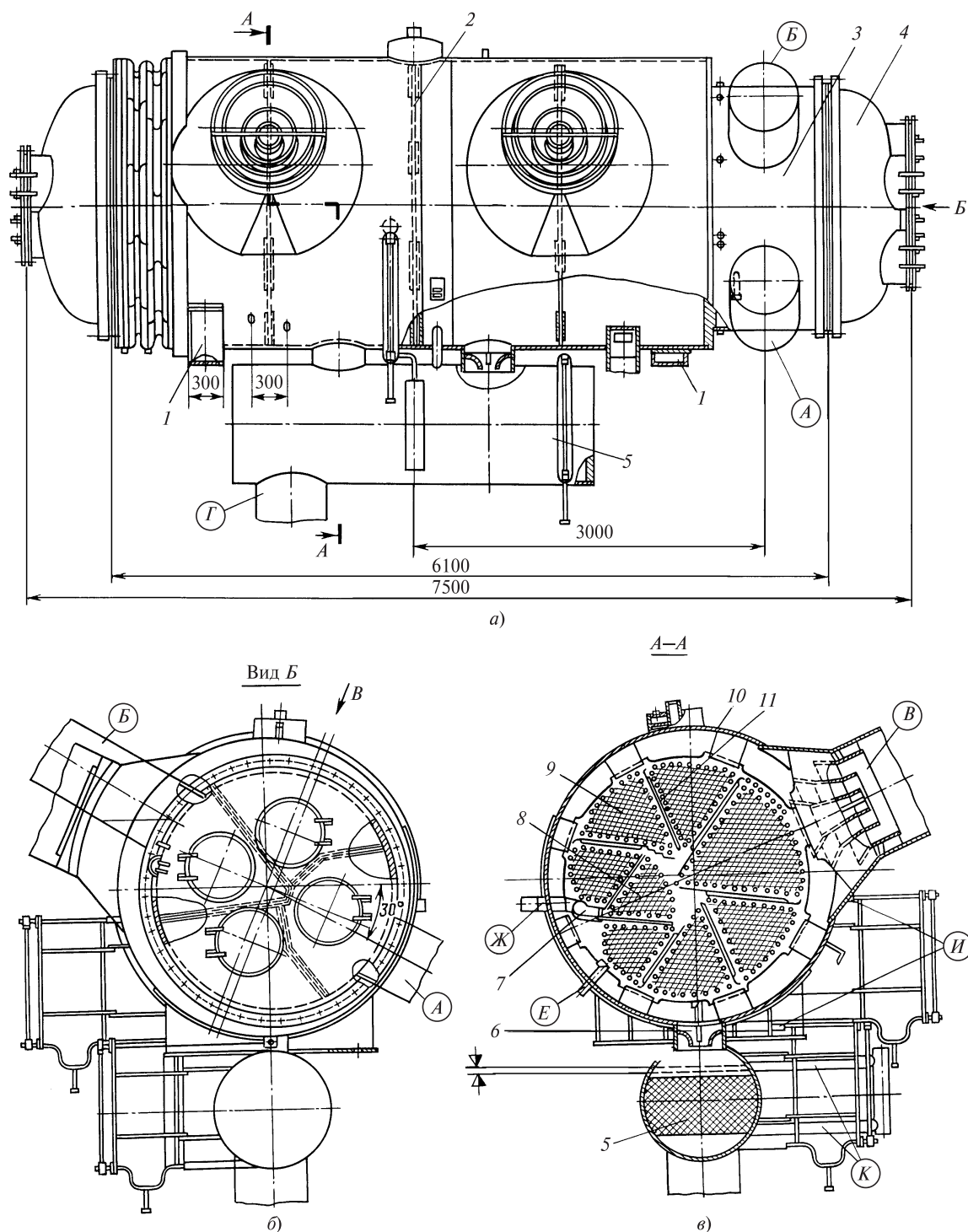


Рис. 6.6. Общий вид подогревателя ПСГ-1300-3-8-1 в рабочем положении

a — вид на корпус со стороны пароводных патрубков; *б* — вид со стороны передней водяной камеры; *в* — разрез по трубному пучку; *A* — вход сетевой воды; *Б* — выход сетевой воды; *В* — вход греющего пара; *Г* — отвод конденсата греющего пара; *Е* — подвод парогазовой смеси; *Ж* — отвод парогазовой смеси; *И* — подсоединение водоуказательного прибора; *К* — подсоединение дистанционного указателя уровня; *1* — опора подогревателя; *2* — промежуточные трубные доски; *3* — передняя водяная камера; *4* — крышка передней водяной камеры; *5* — конденсатор; *6* — воронки слива конденсата в конденсатор; *7* — воздухоотражающий желоб; *8* — воздухоохладитель; *9* — трубный пучок; *10* — корпус; *11* — паронаправляющие перегородки

которые не препятствуют сливу конденсата греющего пара из корпуса ПСГ в конденсатосборник, но являются серьезным аэродинамическим препятствием для пара, образующегося в конденсатосборнике из вскипающего конденсата при резком снижении давления в паровом пространстве ПСГ. Последнее явление может возникнуть при резком сбросе нагрузки на турбине и закрытии ее стопорных и регулирующих клапанов. Образующийся пар может разогнать турбину при отключении ее генератора от сети.

Из рис. 6.6 видно, как устанавливаются промежуточные перегородки: они не препятствуют прохождению пара в своей периферийной части и выравниванию давления.

Водяные камеры имеют лазы, закрытые люками. Их число соответствует числу камер, образованных разделительными перегородками. Лазы позволяют определить поврежденные трубки. Для этого паровое пространство ПСГ заполняют водой и поврежденная трубка дает течь в водяную камеру. В рабочих условиях это означает попадание относительно грязной сетевой воды в пароконденсатный тракт турбоустановки с серьезными последствиями для надежности и экономичности. Поэтому поврежденные трубки заглушают пробками, что уменьшает поверхность конденсации, увеличивает температурный напор на выходе и давление греющего пара и в конечном случае — экономичность. Поэтому при достаточно большом количестве заглушенных трубок их заменяют на новые.

Подогреватель имеет две опоры. Опора, расположенная у передней водяной камеры, является неподвижной. Подогреватель расширяется от нее в сторону задней водяной камеры.

6.4. СИСТЕМА ЦИРКУЛЯЦИИ СЕТЕВОЙ ВОДЫ НА ТЭЦ

Как отмечалось выше, на каждой теплофикационной турбине устанавливаются две группы сетевых насосов. Задачей насосов *СН-I* является повышение давления обратной сетевой воды до значения, позволяющего прокачать сетевую воду через СП-1 и СП-2 и создать необходимый подпор на всасывании насосов *СН-II*. Насосы *СН-II* обеспечивают прокачку сетевой воды через ПВК и тепло-

вую сеть вплоть до следующей подкачивающей насосной станции.

В качестве примера на рис. 6.7 показаны основные магистрали, обеспечивающие циркуляцию сетевой воды для энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ. Обратная сетевая вода поступает в коллектор, из которого через грязевые фильтры питается группа из трех насосов *СН-I*. Два из них являются основными, третий — резервным. Насосы работают на общий коллектор, из которого с помощью переключения задвижек осуществляется необходимый проток сетевой воды через подогреватели. В частности, можно обеспечить три основных режима:

проток через *ПСГ-1* и *ПСГ-2* (работа в «зимнем» режиме);

проток только через *ПСГ-1* (работа в «летнем» режиме);

проток в обвод *ПСГ-1* и *ПСГ-2*.

Часть сетевой воды после насосов *СН-I* может направляться на рециркуляцию через сальниковый подогреватель, в который поступает греющий пар из уплотнений турбины. Для регулирования пропуска воды через сальниковый подогреватель на байпасе подводящей линии установлен регулятор расхода, обеспечивающий минимальный пропуск сетевой воды; необходимый для надежной работы (на некоторых ТЭЦ по этой причине сальниковый подогреватель, установленный в соответствии с проектом, исключают из работы вообще).

Для регулирования расхода сетевой воды и давлений за насосами служат линии рециркуляции, на которых установлены задвижки рециркуляции. Например, при снижении потребностей в сетевой воде открывают линию рециркуляции и давление в напорном коллекторе снижается. При глубокой разгрузке, когда потребный расход в сети уменьшается в несколько раз, один из насосов можно выключить.

Задвижки пусковой разгрузки служат для обеспечения повышенного расхода сетевой воды через насос при ее малых расходах в сеть. Это обеспечивает его охлаждение и нормальную работу.

В качестве сетевых насосов применяют одноступенчатые и двухступенчатые насосы с двухсторонним входом.

На рис. 6.8, *а* показан продольный разрез, а на рис. 6.8, *б* общий вид одноступенчатого сетевого

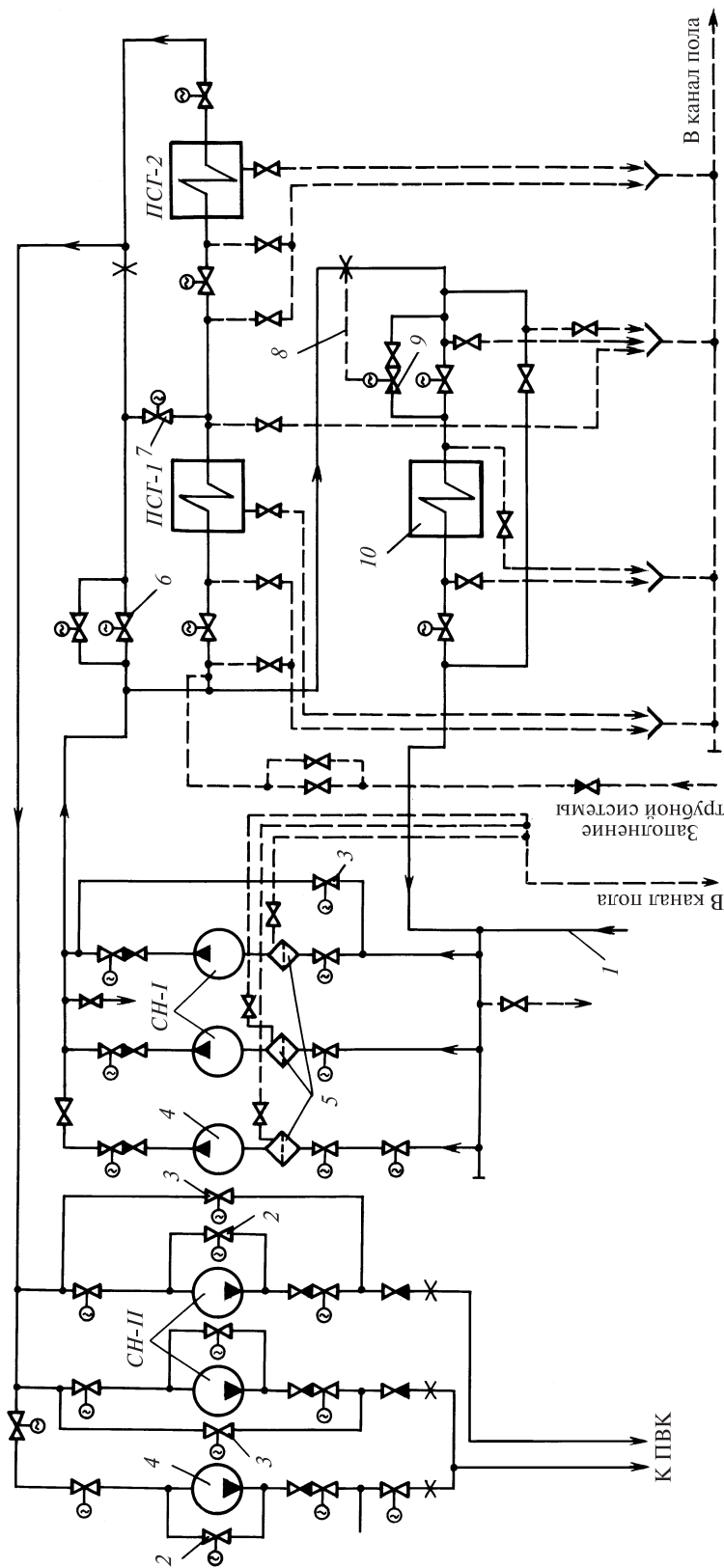


Рис. 6.7. Схема циркуляции сетевой воды в зоне энергоблока Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — обратная сетевая вода; 2 — задвижки на линиях пусковой разгрузки насосов; 3 — задвижки на линиях рециркуляции; 4 — резервные сетевые насосы; 5 — грязевые фильтры; 6 — обратная задвижка ПСК-1 и ПСК-2; 7 — обводная задвижка ПСК-2; 8 — импульсная линия для управления расходом сетевой воды на сальниковый подогреватель; 9 — байпасная задвижка на линии подвода сетевой воды к сальниковому подогревателю; 10 — сальниковый подогреватель

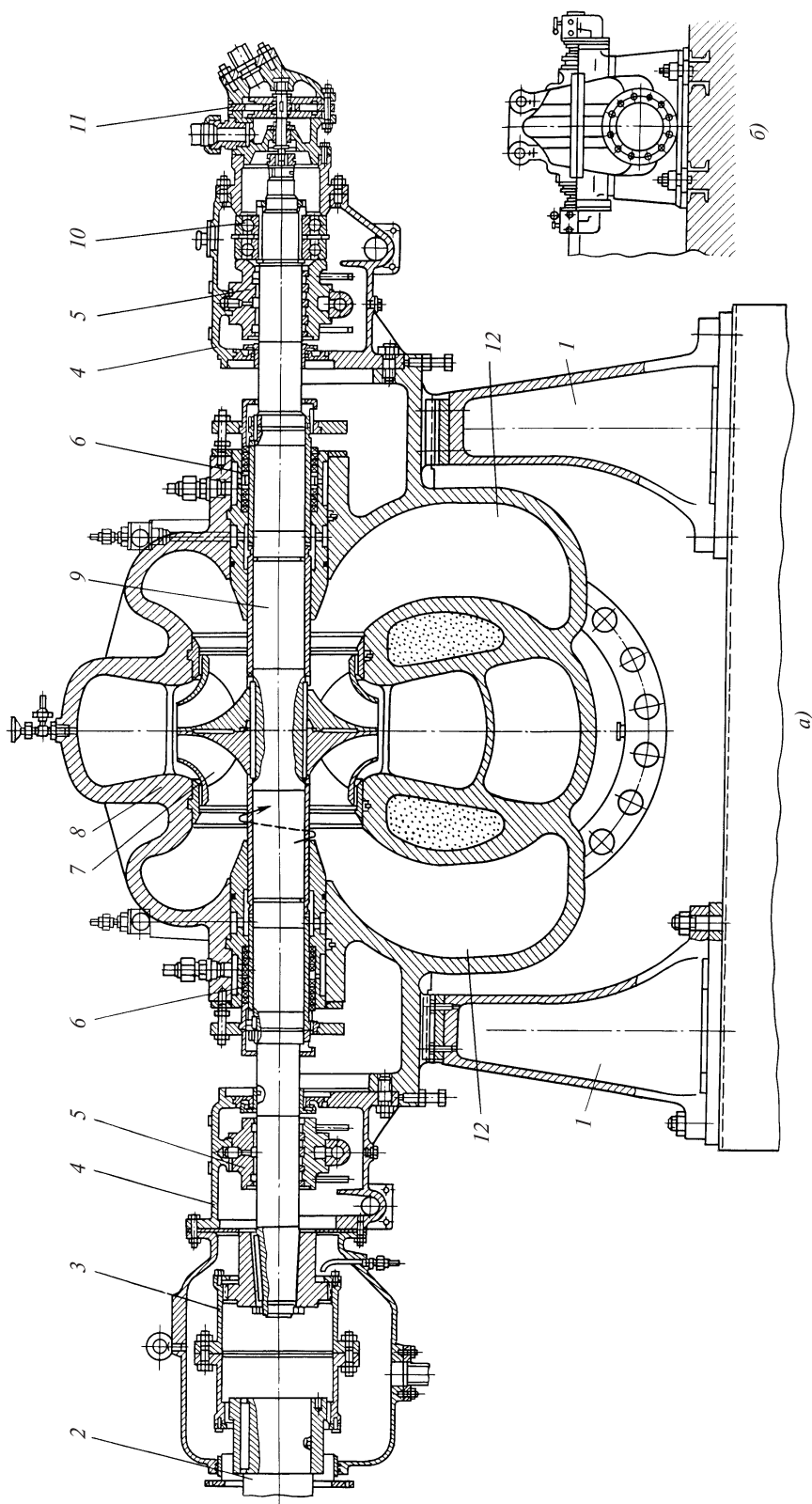
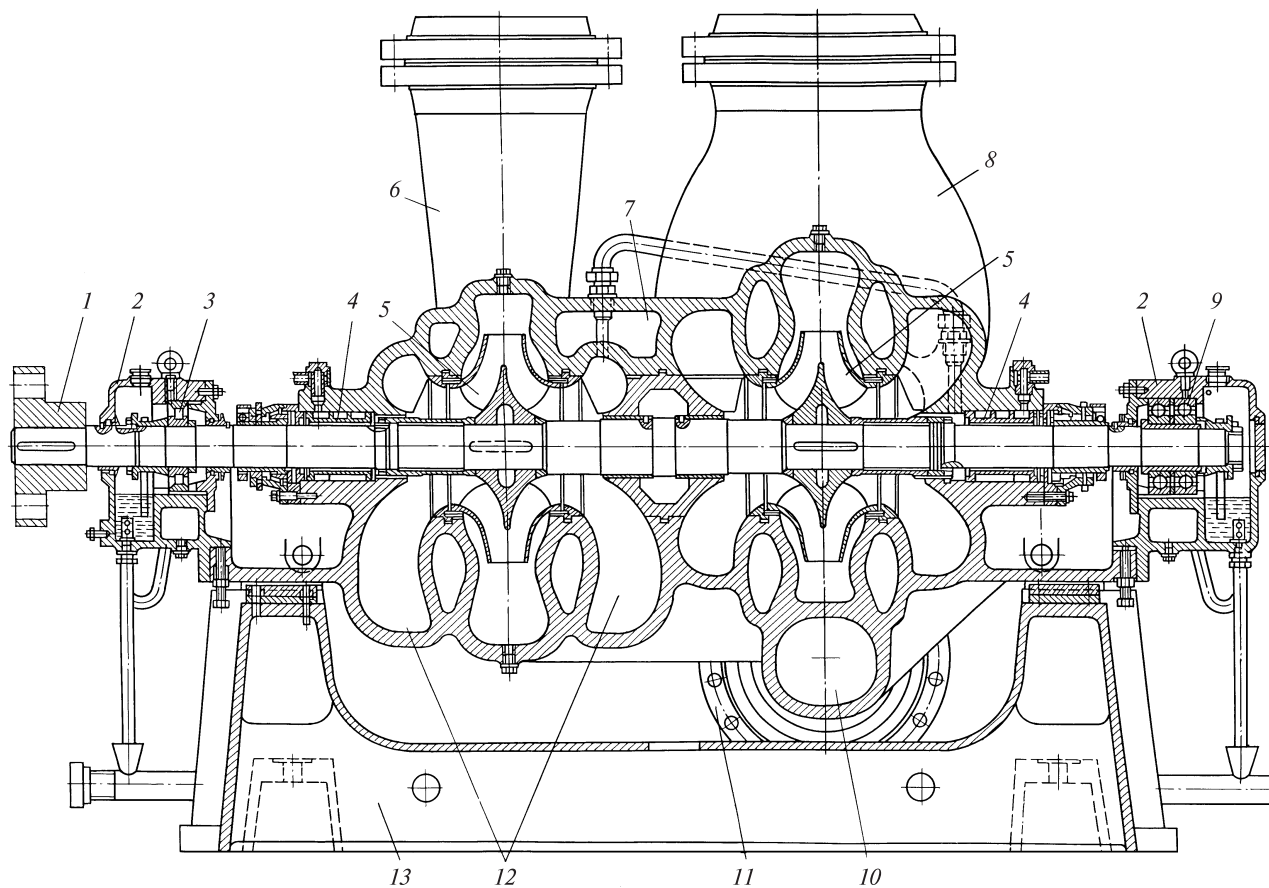
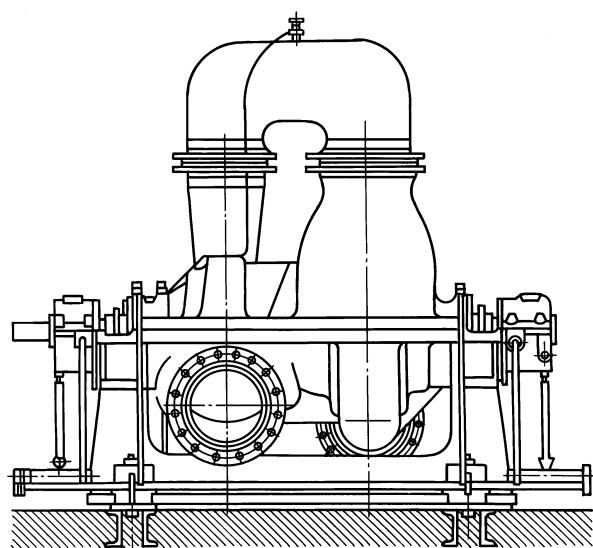


Рис. 6.8. Одноступенчатый сетевой насос СЭ 5000-100

a — продольный разрез; *б* — общий вид со стороны входной патрубка; 1 — опоры входного патрубка; 2 — вал приводного двигателя; 3 — муфта; 4 — корпуса подшипников; 5 — опорные подшипники; 6 — уплотнения; 7 — рабочее колесо с двухсторонним подводом; 8 — уплотнения; 9 — корпус насоса; 10 — вал; 11 — радиально-упорный шариковый подшипник; 12 — масляный насос



а)



б)

Рис. 6.9. Двухступенчатый сетевой насос СЭ 1250-140

а — продольный разрез; б — общий вид со стороны выходного патрубка; 1 — полумуфта; 2 — корпуса подшипников; 3 — роликовый опорный подшипник; 4 — уплотнения; 5 — рабочие колеса с двухсторонним входом; 6 — выходной патрубок I ступени; 7 — корпус подшипника; 8 — входной патрубок II ступени; 9 — спаренный радиально-упорный шариковый подшипник; 10 — выходная улитка II ступени; 11 — фланец выходного патрубка; 12 — всасывающая полость I ступени; 13 — опорная рама

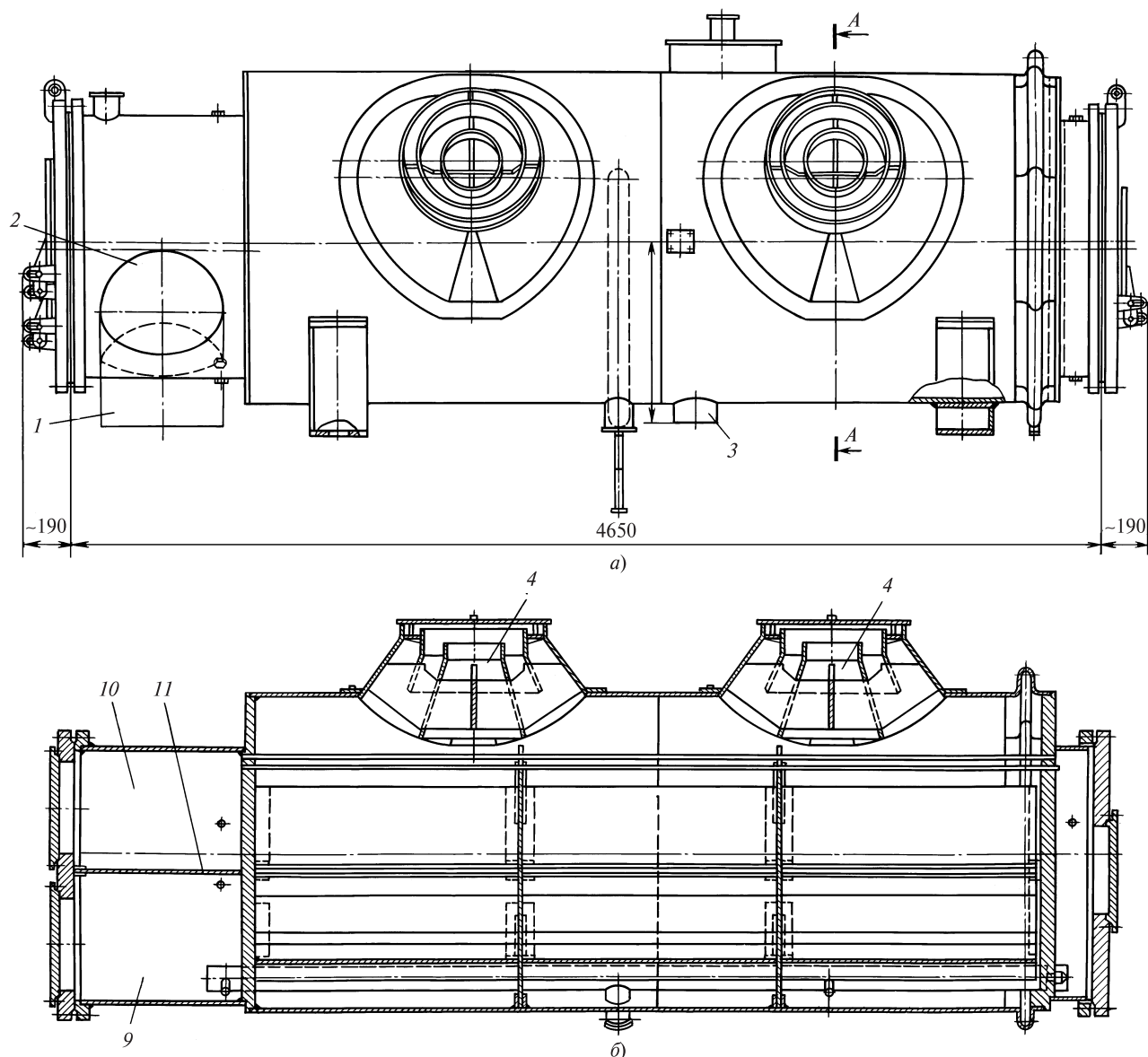


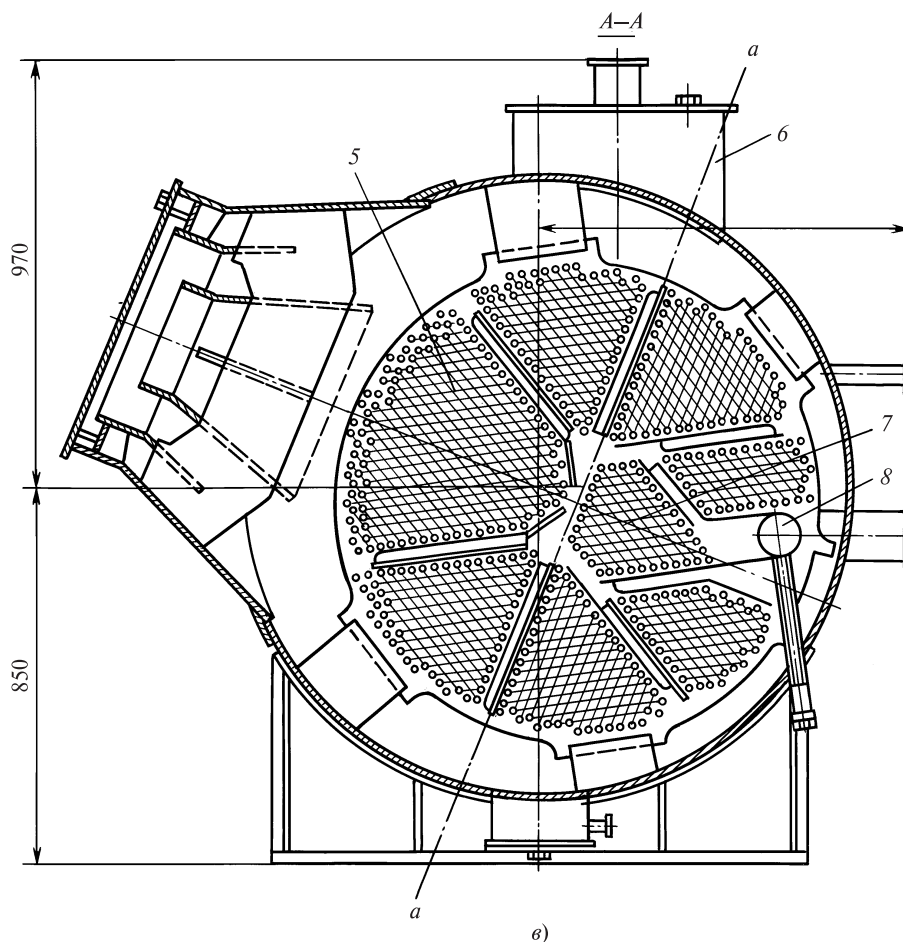
Рис. 6.10. Сальниковый подогреватель, использующий пар

a — общий вид подогревателя; *б* — продольный разрез по плоскости паровпусков; *в* — поперечный разрез по трубному пучку; *г* — лаз; *7* — воздухоохладитель; *8* — труба отсоса воздуха; *9* — камера входа сетевой воды; *10* — камера выхода сетевой

насоса СЭ 5000-160, используемого для II подъема давления в теплофикационной установке турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Его технические данные приведены в табл. 6.3 (см. стр. 224).

Ротор насоса состоит из вала, в середине которого на шпонках насажено рабочее колесо с радиальными лопатками. Колесо фиксируется на валу упорными втулками. Вал вращается в опорных подшипниках скольжения, корпуса которых нижними по-

луфланцами консольно прикреплены шпильками к приливам к нижней половине чугунного литого корпуса насоса. Последний имеет фланцевый горизонтальный разъем уплотняемый паранитовой прокладкой. Это позволяет вскрывать насос для осмотра без отсоединения всасывающего и напорного трубопроводов, поскольку соответствующие фланцы насоса присоединены к нижней половине корпуса насоса. Нескомпенсированное осевое усилие



уплотнений турбины для нагрева сетевой воды

1 — вход сетевой воды; 2 — выход сетевой воды; 3 — выход конденсата греющего пара; 4 — паровпускные патрубки; 5 — трубный воды; II — перегородка в передней камере; а-а — плоскость установки перегородки в передней водяной камере

воспринимается сдвоенным радиально-упорным шариковым подшипником. Для принудительной смазки подшипников сетевые насосы обычно имеют специальную маслостанцию, включающую свои масляные баки, маслоохладители (встроенные или выносные) и масляные насосы. Привод масляного насоса может осуществляться от вала сетевого насоса или отдельным электродвигателем.

Для уплотнения вала используется сальниковая набивка, в среднюю часть которой через штуцер подается холодная уплотняющая вода.

Ротор насоса соединяется с ротором электродвигателя с помощью зубчатой муфты, допускающей определенную расцентровку и излом осей соединяемых валов при монтаже и изменении температуры сетевой воды. Муфта смазывается консистентной смазкой.

Таблица 6.3

Основные технические характеристики сетевых насосов

Тип насоса	Подача Q , м ³ /ч	Напор H , м ст. ж.	Допустимый кавитационный запас (сверх упругости паров) Δh , м ст. ж.	Частота вращения (синхронная) n , 1/мин	Мощность потребляемая N , кВт	КПД насоса η , %	Давление на входе (не более) $p_{вх}$, кгс/см ²	Температура перекачиваемой воды t , °С	Тип электродвигателя
СЭ 500-70	500	70	10	3000	120	82	16	180	АОЗ-315S-2
СЭ 800-60	800	60	5,5	1500	150	81	16	180	A3-315S-2
СЭ 1250-45	1250	45	7,5	1500	185	82	16	180	A 112-4
СЭ 1250-70	1250	70	7,5	1500	295	82	16	180	A 114-4M
СЭ 2000-100	2000	100	22	3000	640	85	16	180	A3M-800/6000
СЭ 2500-60	2500	60	12	1500	475	86	10	120	A 2-450 M-4
СЭ 2500-180	2500	180	28	3000	1460	84	10	120	2A3M-1600/600
СЭ 5000-70	5000	70	15	1500	1095	87	6	120	ДДП 116/49-4
СЭ 5000-160	5000	160	40	3000	2350	87	10	120	2A3M-2500/6000
СЭ 800-100	800	100	5,5	1500	275	80	16	180	A3-355 м-4
СЭ 1250-140	1250	140	7,5	1500	580	82	16	180	A2-500S-4M

Примечания: 1. Условное обозначение насосов: СЭ — сетевой электронасос; цифры после букв — номинальная подача, м³/ч; напор, м ст. ж.

2. Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса. Он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.

На рис. 6.9 (см. стр. 221) показан двухступенчатый сетевой насос СЭ 1250-140. Сжатие воды осуществляется в двух ступенях. После I ступени сетевая вода через перепускной патрубок (рис. 6.9, б) подается на вход II ступени. Ротор вращается в подшипниках качения: роликовом опорном подшипнике и сдвоенном радиально-упорном подшипнике. В остальной конструкции аналогична конструкции одноступенчатого насоса.

На рис. 6.10 (см. стр. 222, 223) показана конструкция сальникового подогревателя, изготавливаемого ТМЗ. Она, за исключением габаритов, повторяет конструкцию горизонтальных сетевых подогревателей ТМЗ (см. рис. 6.4—6.6).

Контрольные вопросы

1. Почему невыгодно использовать редуцированный свежий пар для нагрева сетевой воды?

- Перечислите системы, входящие в теплофикационную установку ТЭЦ.
- Почему для нагрева сетевой воды до температур выше 120 °С используют ПВК, а не отбор повышенного давления?
- Какую арматуру устанавливают на паропроводах отбора пара на сетевые подогреватели?
- Почему пар в сетевой подогреватель подается отдельными паропроводами, а не одним патрубком как в конденсатор?
- Как организована система подпитки тепловой сети на ТЭЦ?
- В чем отличие в условиях работы сетевых подогревателей от конденсаторов?
- В чем выгода использования ступенчатого подогрева сетевой воды от отборов турбины?
- Как устроен трубный пучок сетевого подогревателя?
- Какие конструктивные меры используются в сетевых подогревателях для предотвращения разгона турбины паром, образующимся при сбросах нагрузки?
- Каково назначение сетевых насосов I и II подъема в теплофикационной установке?

Глава седьмая

КОНДЕНСАТНО-ПИТАТЕЛЬНЫЕ ТРАКТЫ ТЭЦ

7.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Конденсатно-питательным трактом называется система трубопроводов от конденсатора до котла с установленным на них оборудованием и арматурой, обеспечивающая сжатие рабочего тела (конденсата) до максимального давления цикла и деаэрацию питательной воды, без чего невозможна длительная надежная работа ни котла, ни турбины. Попутно, и это не менее важно, в конденсатно-питательном тракте осуществляется регенеративный подогрев питательной воды, термодинамическая целесообразность использования которого описана в гл. 1. Кратко повторим, что основной смысл регенеративного подогрева состоит в том, что тепло пара, идущего в регенеративный подогреватель (РП) не теряется (как в конденсаторе), а возвращается обратно в котел. Часть потока пара, проходящего через турбину и поступающего в РП, конденсируется в нем и передает тепло конденсации питательной воде, идущей в котел, и работает с коэффициентом использования тепла, близким к единице. Чем большая доля потока пара, идущего в РП, превращается в турбине в работу, тем более эффективен регенеративный цикл.

Регенеративный цикл является основным способом экономии топлива на конденсационных электростанциях и на ТЭЦ при их работе с малыми теплофикационными нагрузками (экономия может достигать 10—13 %). Поэтому изучению и оптимизации регенеративной системы посвящены десятки книг и сотни статей. Здесь мы остановимся на основных положениях, позволяющих понять устройство системы регенерации и основы ее рациональной работы.

Главным параметром, который в основном определяет эффективность системы регенеративного подогрева, является температура питательной воды $t_{п.в}$, поступающей в котел. Она не может быть слишком высокой (близкой к температуре насыщения, соответствующей давлению свежего пара), так как, хотя для нагрева питательной воды потребуются большое количество тепла, которое не потеряется в

конденсаторе, работа, совершаемая отбираемым паром, будет очень малой. Но $t_{п.в}$ не может быть и слишком малой, так как, хотя отбираемый пар совершит большую работу, пройдя почти всю турбину, его (пара) количество будет небольшим, так как нагреть питательную воду надо несильно. Поэтому существует термодинамическая оптимальная температура питательной воды, которая в основном зависит от давления свежего пара и количества РП. На рис. 7.1 показана зависимость экономии топлива в регенеративном цикле без промежуточного перегрева пара по сравнению с циклом Ренкина от $t_{п.в}$ и количества подогревателей z при начальном давлении 8,6 МПа, которому соответствует температура насыщения $t_{s0} = 300$ °С. Видно, что $t_{п.в}$ растет с увеличением количества РП, однако с установкой каждого следующего РП относительный выигрыш в экономии топлива уменьшается. Поэтому количество РП обычно не превосходит 7—9.

Обычно в реальных ПТУ реализуется не термодинамически оптимальная $t_{п.в}^{опт}$, а экономически

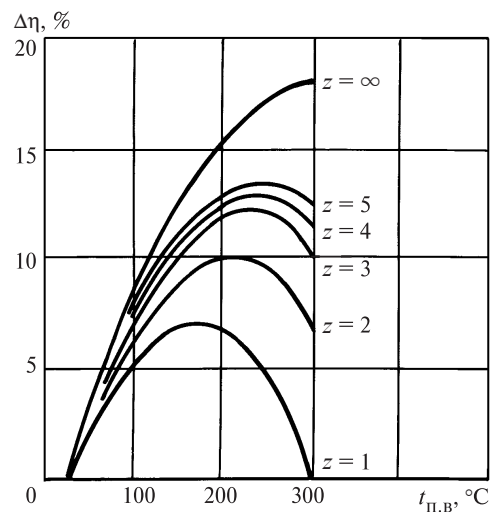


Рис. 7.1. Зависимость экономии топлива в регенеративном цикле от температуры питательной воды и количества подогревателей

оптимальная $t_{п.в}$, которая меньше $t_{п.в}^{опт}$. Это снижает стоимость котла, паропроводов, подогревателей и арматуры. В России значения $t_{п.в}$ стандартизированы. Для турбоустановок ТЭЦ с начальными параметрами $p_0 = 12,8$ МПа, $t_0 = 540$ °С она находится в пределах 230—250 °С, а с параметрами 23,5 МПа, 540 °С составляет 265 °С.

Нагрев питательной воды в системе регенерации от температуры конденсата в конденсаторе до температуры $t_{п.в}$ осуществляется примерно равномерно. Это обеспечивает максимальную выработку энергии турбиной при фиксированных значениях $t_{п.в}$ и $t_к$.

7.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ КОНДЕНСАТНО-ПИТАТЕЛЬНЫХ ТРАКТОВ ТЭЦ

На рис. 7.2, а показан конденсатно-питательный тракт энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ. Римскими цифрами пронумерованы отборы пара из турбины. Из отбора I пар направляется в последний по ходу питательной воды ПВД, из которого питательная вода поступает в котел. Давление в этом отборе обеспечивает вполне определенную температуру питательной воды.

Тракт от конденсатора до деаэратора обычно называют конденсатным. Он включает следующие подогреватели: пять ПНД, охладитель конденсата сетевых подогревателей (или, по-другому, водоводяной подогреватель основного конденсата горячим конденсатом греющего пара ПСГ-1 и ПСГ-2), охладитель эжекторов уплотнений (или подогреватель основного конденсата конденсирующейся горячей паровоздушной смесью, отсасываемой эжектором из уплотнения) и охладитель конденсата технической водой.

В конденсатный тракт органически входит БОУ, очищающая конденсат от вредных веществ, попадающих в тракт с присосами охлаждающей воды, и продуктов коррозии.

Тракт от деаэратора до котла, включающий турбопитательный насос (ТПН) с предвключенным (бустерным) насосом и три ПВД называют питательным. Для прокачки воды через систему служат три группы насосов. Задача конденсатных насосов 1-й ступени — прокачать конденсат через корпуса БОУ. Они не создают большого давления, что позволяет иметь малое давление в БОУ и малые толщины стенок их корпусов.

Насосы 2-го подъема создают основное давление в конденсатном тракте. За ними поддерживается давление около 2 МПа. Это позволяет прокачать конденсат через ПНД, поднять его на высоту установки деаэраторных баков и поддерживать в них давление примерно 0,7 МПа.

Питательный турбонасос повышает давление питательной воды примерно до 32 МПа и оно расходуется на ее прокачку через ПВД и трубную систему котла, и, главное, на создание начального давления цикла p_0 перед турбиной.

На ТЭЦ, построенных с поперечными связями (неблочных), отсутствует промежуточный перегрев пара, что упрощает все оборудование, в том числе и конденсатно-питательного тракта. Однако при этом сами технологические схемы ТЭЦ оказываются существенно сложнее, чем схемы трактов энергоблоков.

На рис. 7.3 показана принципиальная схема конденсатно-питательного тракта неблочной ТЭЦ. Каждая турбина ТЭЦ имеет свою регенерацию низкого и высокого давления. Конденсатный тракт низкого давления ТЭЦ с поперечными связями может отличаться от конденсатного тракта энергоблока СКД лишь отсутствием БОУ и использованием только одной ступени подъема давления конденсатными насосами. Из ПНД всех турбин конденсат направляется в общий коллектор ТЭЦ, а из него в общестанционные деаэраторы. Число работающих деаэраторов может быть любым и должно соответствовать нагрузке ТЭЦ.

Все деаэраторы работают на один общестанционный всасывающий коллектор питательных электронасосов (ПЭН). Последние — существенно более простые агрегаты, чем ТПН, так как их приводные турбины не связаны с главной турбиной по пару и не требуется вспомогательный ПЭН с гидромурфтой, работающий при малых нагрузках. К тому же ПЭН, даже с постоянной частотой вращения, логично вписывается в схему ТЭЦ, состоящей из множества турбин и ПЭН, так как их производительность можно изменить числом работающих ПЭН, а для сведения небаланса потребности в питательной воде и производительности насосов использовать линии рециркуляции.

Из всасывающего коллектора все ПЭН направляют конденсат в общестанционный напорный коллектор ТЭЦ, из которого питаются ПВД всех турбоагрегатов, подающие нагретую пи-

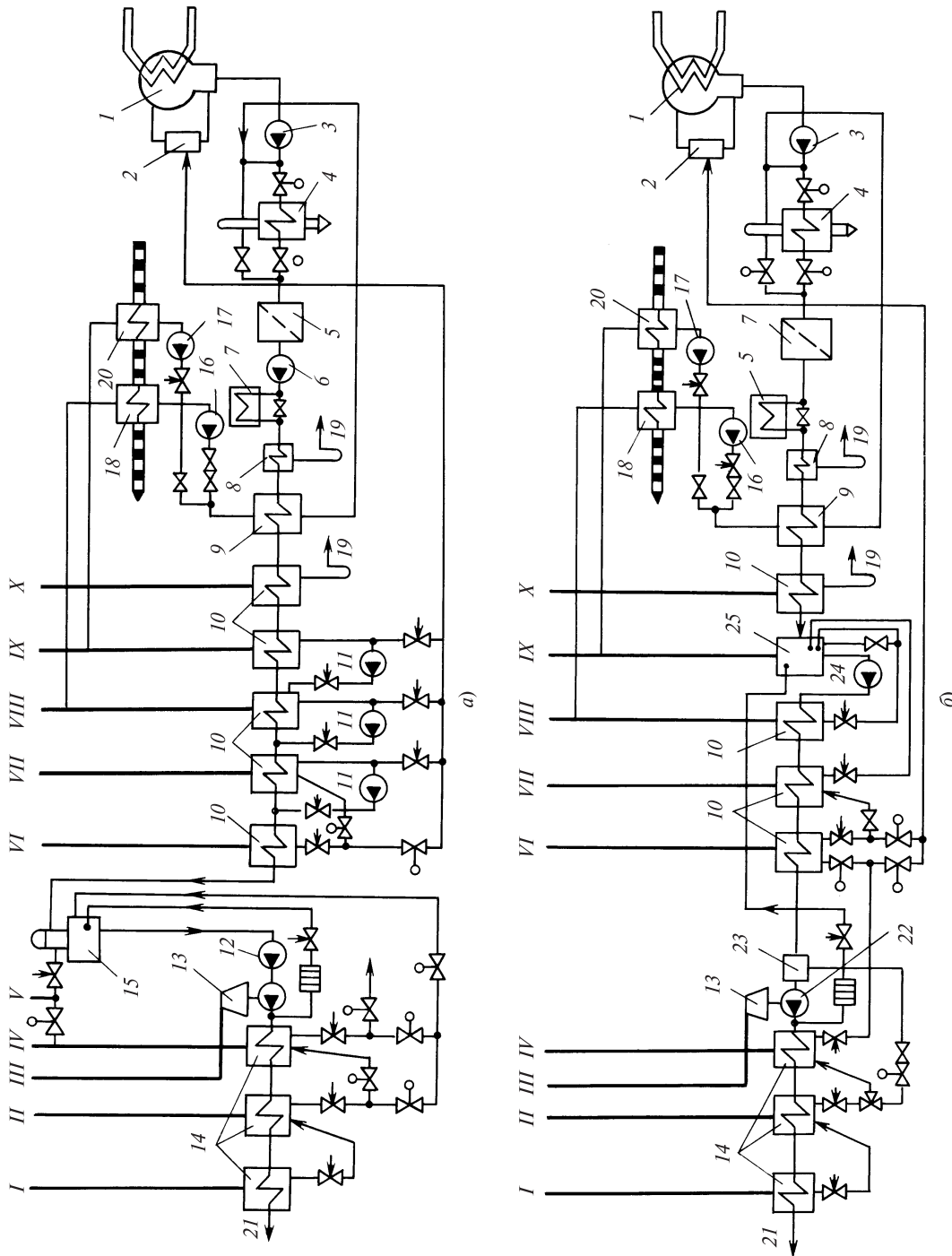


Рис. 7.2. Конденсатно-питательные тракты энергоблоков с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ

а — традиционная схема конденсатно-питательного тракта; *б* — бездеаэрационная схема; 1 — конденсатор; 2 — расширитель конденсатора; 3 — конденсатные насосы 1-го подъема давления; 4 — охладитель конденсата технической водой; 5 — БОУ; 6 — БДУ; 7 — конденсатные насосы 2-го подъема давления; 8 — охладители эжекторов; 9 — сальниковый подогреватель; 10 — охладитель конденсата греющего пара ПВД; 11 — насосы конденсата греющего пара ПВД; 12 — предвключенный (бустерный) насос; 13 — ТПН; 14 — ТПН; 15 — ТПН; 16, 17 — насосы конденсата греющего пара СП; 18 — ПСГ-1; 19 — конденсат греющего пара в конденсатор; 20 — ПСГ-2; 21 — питательная вода в котел; 22 — основной ПТН; 23 — смеситель; 24 — питательный насос 1-го подъема; 25 — смешивающий ПВД

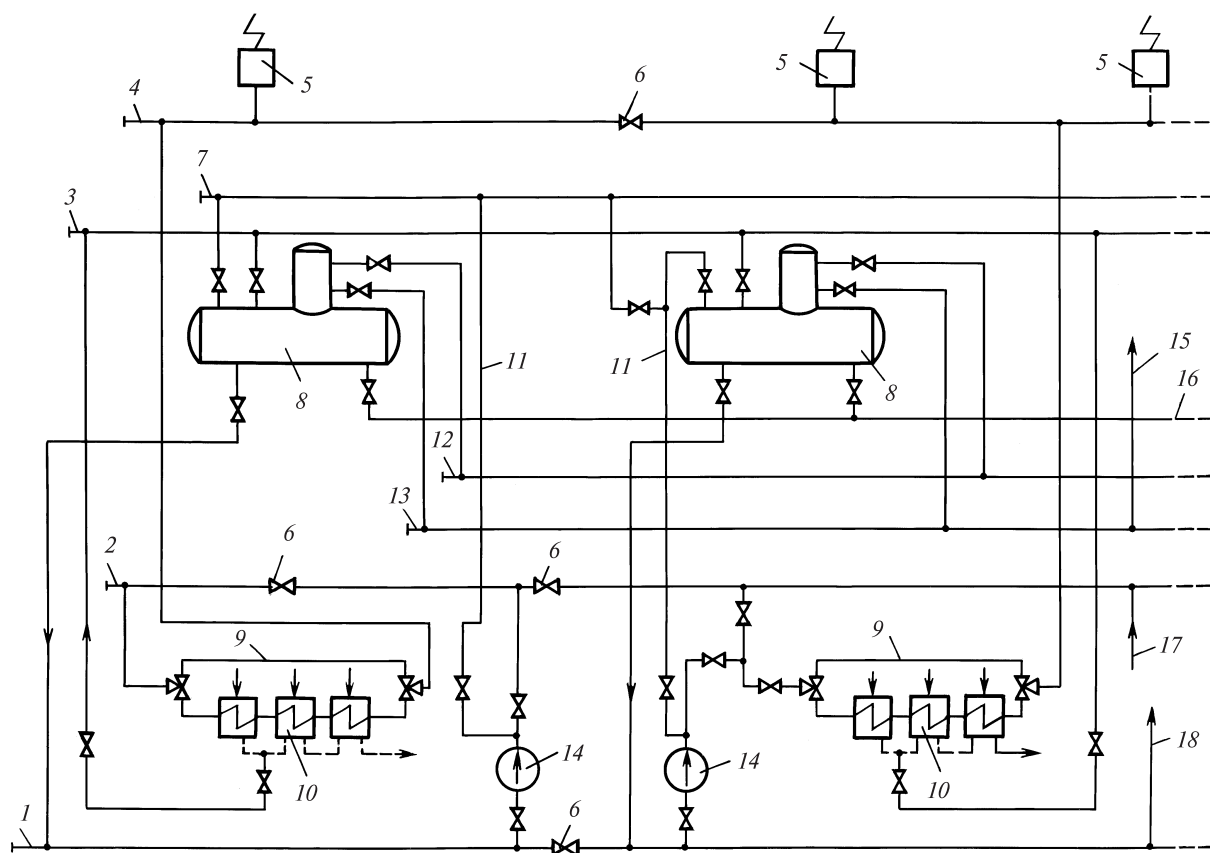


Рис. 7.3. Принципиальная схема конденсатно-питательного тракта ТЭЦ с поперечными связями

1 — всасывающий коллектор ПЭН; 2 — напорный коллектор ПЭН; 3 — коллектор конденсата греющего пара ПВД; 4 — коллектор питательной воды котлов; 5 — котлы; 6 — разделительные задвижки; 7 — коллектор рециркуляции; 8 — деаэраторы; 9 — обводная линия ПВД; 10 — ПВД; 11 — линии рециркуляции ПЭН; 12 — коллектор обессоленной воды; 13 — коллектор конденсата ПНД турбин ТЭЦ; 14 — ПЭН; 15 — конденсат к следующему деаэратору; 16 — уравнивательная водяная линия деаэраторов; 17 — подача конденсата от следующего ПЭН; 18 — линия питания следующего ПЭН

тательную воду в общестанционный коллектор питательной воды котлов. Котлы вырабатывают пар и подают его в общестанционный паровой коллектор (не указанный на рис. 7.3), из которого питаются все турбины ТЭЦ.

Для подпитки цикла используется обессоленная вода, которая из химводоочистки подпиточными насосами, не указанными на рис. 7.3, направляется в общестанционный коллектор обессоленной воды, а из него — в деаэраторы.

Очень ценный в энергетическом отношении конденсат греющего пара последнего по ходу питательной воды ПВД может не только каскадно направляться в ПВД с более низким давлением, но подаваться в общестанционный коллектор конденсата греющего пара ПВД, а из него — в деаэраторы для нагрева питательной воды.

Все описанные коллекторы имеют многочисленные разделительные задвижки, позволяющие «собрать» схему питания котлов оптимальным образом, отвечающим текущей нагрузке ТЭЦ. Схему можно разделить на отдельные секции, использующие свои турбины, ПЭН, деаэраторы и котлы вплоть до выделения отдельного энергоблока со своим перечисленным оборудованием.

Коллекторная схема обладает исключительной «живучестью», так как с помощью общестанционных коллекторов при авариях может быть задействовано все оборудование ТЭЦ, в том числе и резервное. Конечно, за это приходится платить усложнением тепловой схемы, увеличением количества арматуры и усложнением условий эксплуатации.

7.3. КОНСТРУКЦИИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Подогреватели, используемые в регенеративной системе турбоустановки, бывают двух типов: поверхностные и смешивающие. В поверхностных подогревателях греющий пар и нагреваемая среда (конденсат или питательная вода) разделены металлом стенок трубок. Нагрев воды осуществляется за счет конденсации греющего пара в межтрубном пространстве и передачи теплоты через металл трубок. В смешивающих (контактных) подогревателях греющий пар и нагреваемая среда вступают в непосредственный контакт и смешиваются; при этом происходит конденсация пара.

Принцип работы подогревателей ничем не отличается от принципа работы конденсатора: для их успешной работы необходимы определенная разность температур греющего пара и нагреваемой среды и постоянное удаление из парового пространства неконденсирующихся газов, затрудняющих теплообмен.

На рис. 7.4 показана типичная конструкция подогревателя низкого давления. Нагреваемый конденсат поступает в водяную камеру, разделенную вертикальной перегородкой на две половины. Водяная камера отделена от парового пространства подогревателя трубной доской с завальцованными в нее U-образными вертикальными трубками. Конденсат, пройдя по трубкам, поступает во вторую половину водяной камеры и оттуда — в следующий подогреватель.

Греющий пар, омывая трубки, конденсируется и стекает вниз. Для лучшего теплообмена пучок трубок снабжен специальными перегородками. Для нормальной работы подогревателя из его парового пространства необходимо постоянно откачивать неконденсирующиеся газы подобно тому, как это производится из конденсатора. Поэтому паровое пространство подогревателя соединяют трубопроводом или с паровым пространством подогревателя с меньшим давлением, или с паровым пространством конденсатора, или с эжекторной установкой — основной или вспомогательной.

Водяной объем конденсата, образующегося в нижней части подогревателя (конденсат греющего пара), соединен либо с водяным объемом соседнего

подогревателя с меньшим давлением, либо со всасывающей полостью дренажного насоса, подающего конденсат в линию основного конденсата. Кроме того, в корпусе имеется штуцер для приема конденсата из подогревателя с большим давлением пара.

В последние годы находят распространение подогреватели низкого давления смешивающего типа. Кроме того, что они полнее позволяют использовать тепло греющего пара, в них отсутствуют дорогие латунные трубки (использование трубок из углеродистой стали недопустимо из-за окисления не полностью деаэрированной водой). В турбоустановках ТЭЦ смешивающие ПНД пока применяются только в так называемых бездеаэрационных схемах (см. § 7.7).

На рис. 7.5 показана конструктивная схема подогревателя низкого давления смешивающего типа. Нагреваемый конденсат поступает из конденсатора через охладители пара эжекторов и сальниковый подогреватель, по трубопроводу 6 на перфорированный лоток 2, стекает через перфорации на лоток 3 (также перфорированный) и с него — на дно подогревателя. Далее по трубопроводам 8 нагретый конденсат самотеком перетекает в следующий подогреватель.

Греющий пар по двум паропроводам 4 подается из отбора турбины в паровпускной короб 5, из которого равномерно разводится по периметру короба, пересекает струи конденсата, стекающего с нижнего перфорированного лотка, и нагревает их. Неиспользованный греющий пар продолжает двигаться вверх, соприкасается со струями конденсата, стекающего с верхнего лотка, и нагревает их. Остатки греющего пара проходят по восьми патрубкам в верхнем лотке 2, охлаждаются в охладителе 1 и по трубопроводу 7 отсасываются в конденсатор (или в подогреватель с меньшим давлением).

При использовании смешивающих подогревателей очень важным является исключение какой-либо возможности попадания воды из подогревателя в турбину, поскольку это приведет к неизбежной и серьезной аварии. Поэтому подогреватель снабжается специальным аварийным переливом, входная трубка 9 которого показана на рис. 7.5. При повышении уровня воды в подогревателе избыточная вода продавливается в конденсатор через гидравлический затвор за счет напора столба воды.

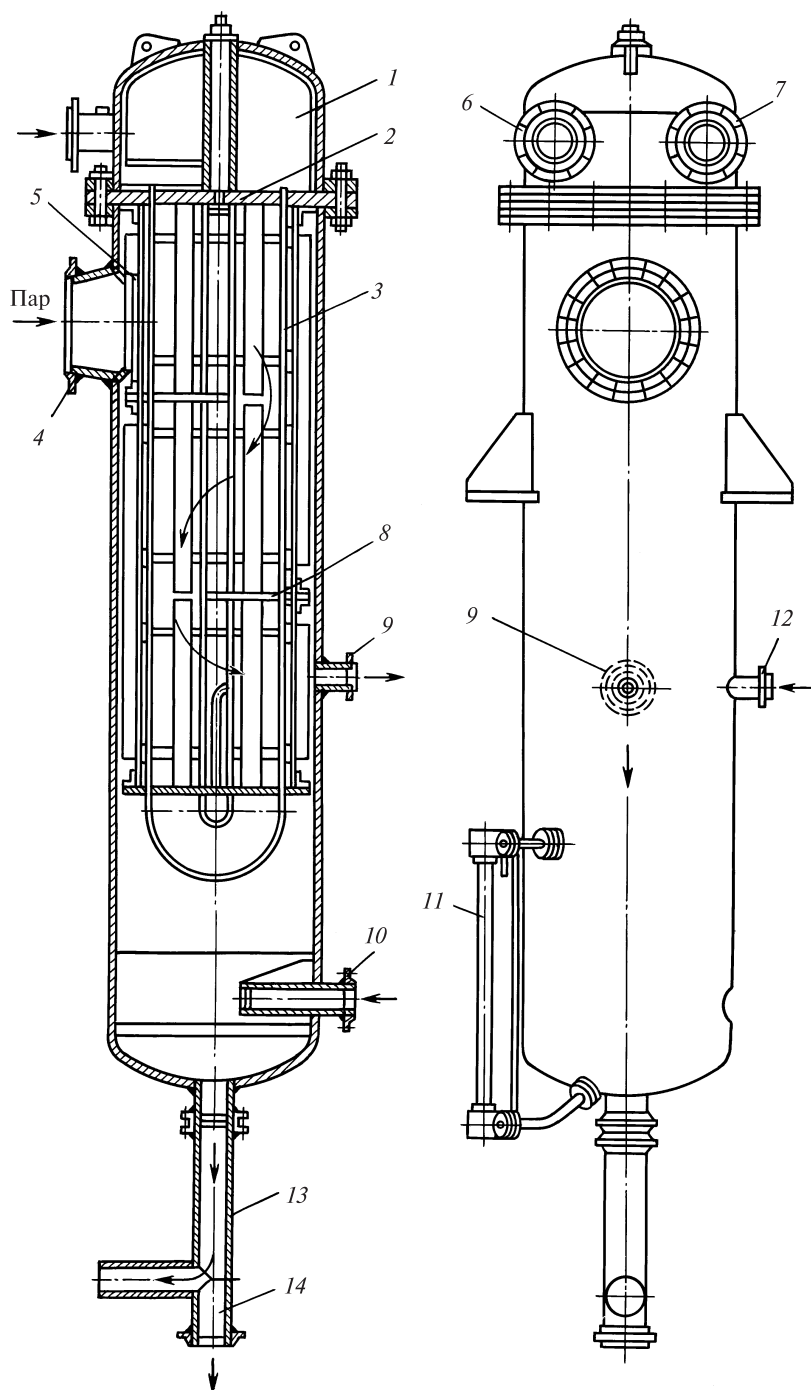


Рис. 7.4. Регенеративный подогреватель с трубной доской

1 — водяная камера; 2 — трубная доска; 3 — латунные U-образные трубки; 4 — подвод греющего пара; 5 — защитный щит; 6, 7 — входной и выходной патрубки основного конденсата; 8 — направляющие перегородки; 9 — отсос воздуха; 10 — подвод дренажа из другого подогревателя; 11 — водомерное стекло; 12 — подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя; 13 — слив конденсата греющего пара; 14 — штуцер для опорожнения

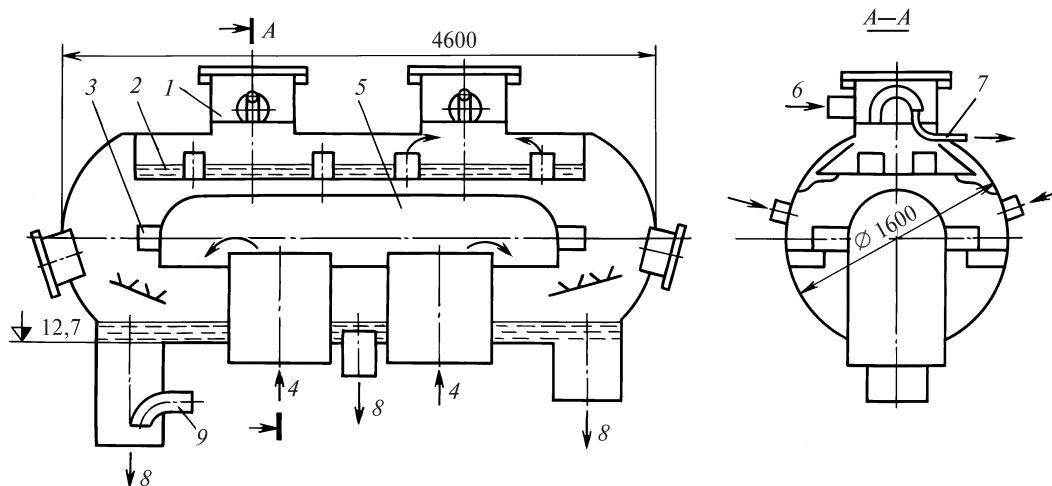


Рис. 7.5. Смешивающий подогреватель низкого давления

7.4. ДЕАЭРАЦИОННАЯ УСТАНОВКА

Деаэрационная установка выполняет три основные функции:

1) деаэрирует конденсат, поступающий в него из ПНД, обеспечивая надежную работу ПВД и, главное, котла;

2) повышает температуру конденсата до температуры насыщения, отвечающей давлению в деаэраторе, т.е. работает как регенеративный подогреватель смешивающего типа;

3) создает запас питательной воды для котлов.

Первые две функции выполняет деаэрационная колонка, третью — аккумуляторный бак, на котором устанавливается сама колонка.

Деаэрационная колонка работает по принципу противотока: снизу в нее подается греющий пар из турбины, а сверху поступает деаэрируемая вода.

На рис. 7.6 приведена типичная конструкция деаэрационной головки, используемой на ТЭЦ с поперечными связями. Головка состоит из двух основных устройств: струйного, расположенного в верхней части головки, и барботажного, помещенного в нижней части. Между ними расположен водоперепускной лист. В струйном и барботажном устройствах происходит последовательный нагрев конденсата до температуры насыщения, определяемой давлением в аппарате. Конденсат и другие сбросы по подводным штуцерам подаются в смесительно-

распределительное устройство. Из него по четырем лоткам конденсат поступает на перфорированную тарелку, через отверстия которой он струями вытекает в паровое пространство деаэрационной головки навстречу греющему пару, движущемуся вверх. Перфорированная тарелка разделена кольцевой секционирующей перегородкой на две зоны: внутреннюю и наружную. При малом количестве деаэрируемого конденсата (до 30 % номинального) в работе находится только внутренняя зона тарелки, при большом — и внешняя.

Струи деаэрируемого конденсата собираются водоперепускным листом и направляются в барботажное устройство. Его главным элементом является перфорированный лист, к отверстиям которого снизу с помощью коллектора подводится греющий пар. Число отверстий подобрано так, чтобы под слоем конденсата, движущегося по барботажному листу, постоянно находился слой пара, часть которого будет проходить через слой конденсата и подогревать его.

Барботажное устройство снабжено двумя гидрозатворами. Первый из них образован нижней частью корпуса колонки и горловиной бака. Он препятствует выходу греющего пара мимо барботажного устройства. Второй гидравлический затвор образован двумя центральными коаксиальными пароперепускными трубами, и он, по сути дела, является автоматическим регулятором, обеспечивающим устойчивый барботаж на перфорированном листе. Ес-

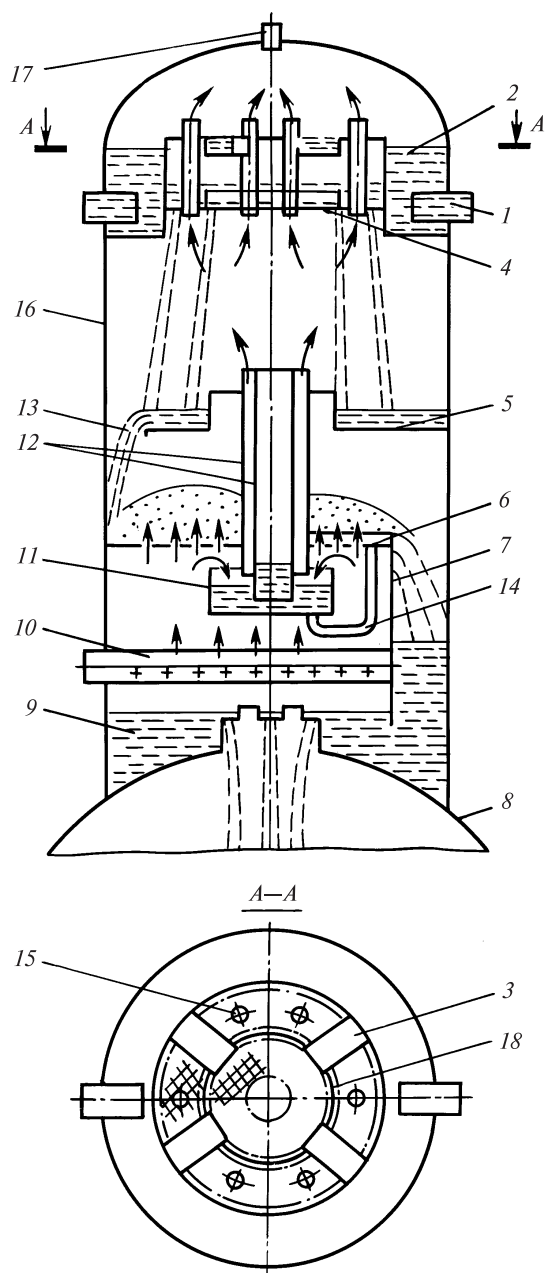


Рис. 7.6. Принципиальная схема деаэрационной головки деаэраторов ТЭЦ с поперечными связями

1 — штуцер подвода конденсата для деаэрации; 2 — смешительно-распределительное устройство; 3 — лотки; 4 — перфорированная тарелка; 5 — водоперепускной лист; 6 — перфорированный лист; 7 — перегородка; 8 — бак-аккумулятор; 9 — горловина бака; 10 — коллектор подачи греющего пара; 11 — поддон; 12 — перепускные трубы; 13 — сегментное отверстие; 14 — водоперепускные трубы; 15 — патрубки; 16 — корпус деаэрационной головки; 17 — штуцер отвода пара; 18 — секционирующая перегородка

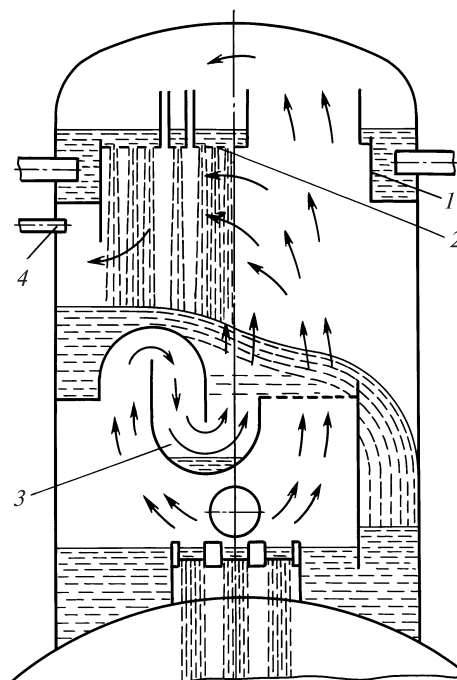


Рис. 7.7. Принципиальная схема деаэрационной колонки ДП-1000

1 — водораспределительное устройство; 2 — перфорированная тарелка; 3 — перепускной клапан; 4 — штуцер отвода пара

ли нагрузка деаэратора, т.е. количество деаэрированной воды и необходимое количество греющего пара увеличиваются, то давление в барботажном устройстве растет. Это приводит к уменьшению уровня конденсата в поддоне и проходу части пара в струйный отсек через пароперепускные трубы (сначала — через коаксиальный зазор между трубами, а затем — через внутреннюю трубу).

Степень открытия перепускных труб управляется водоперепускной трубкой, реагирующей на уровень конденсата на барботажном листе.

Избыток греющего пара, прошедший через отверстия барботажного листа и паропускные трубы, конденсируется на струях конденсата в струйном отсеке и через патрубки поступает в верхнюю часть деаэрационной колонки и оттуда — к охладителю пара.

На рис. 7.7 показана принципиальная схема деаэрационной колонки ДП-1000, используемая, в частности, в деаэраторе турбоустановки теплофикационного энергоблока мощностью 250 МВт. Ее работа основана на тех же принципах, что и деаэрационной колонки, рассмотренной выше, и ясна из рисунка. S-образный пароперепускной клапан регулирует расход пара на барботажное устройство.

7.5. ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ТЭЦ

Питательные установки служат для подачи питательной воды в котел из баков деаэрата через систему подогревателей высокого давления. Запас потенциальной энергии, приобретенный водой в питательном насосе, в дальнейшем используется для совершения работы в турбине.

Питательный насос может быть отнесен к основному оборудованию наряду с котлом, паровой турбиной и конденсационной установкой. Выход из строя всех питательных насосов не только влечет за собой прекращение работы, но и может вызвать серьезную аварию котла.

Условия работы питательных насосов исключительны тяжелы. Во всасывающий патрубок насоса поступает питательная вода из деаэрата, в котором она имеет температуру насыщения. Поэтому для бескавитационной работы насоса необходим значительный подпор, который создают размещением деаэрата выше насоса. Это удорожает здание электростанции. Тем не менее такая мера часто оказывается недостаточной и приходится прибегать к установке предвключенных (бустерных) насосов для создания гарантированного подпора на входе в основной питательный насос.

Кроме того, питательный насос перекачивает воду температура которой 100—170 °С, а давление на выходе из насоса энергоблоков сверхкритического давления достигает 35 МПа. Конструкция питательного насоса для надежной работы в этих условиях получается сложной.

Наиболее просто устроены питательные установки ТЭЦ с поперечными связями. Как видно из рис. 7.3, это группа насосов, подключенных к всасывающему коллектору, которые приводятся асинхронными электродвигателями и подают питательную воду в коллектор питания ПВД. Для ТЭЦ с поперечными связями важна суммарная производительность насосов, поэтому ее обеспечивают необходимым числом работающих насосов. При необходимости точной регулировки расхода питательной воды существует много способов (привод насоса через гидромфту, уменьшающую частоту вращения насоса и, следовательно, его производительность; рециркуляция части питательной воды в деаэрат, частичное закрытие напорного трубопровода задвижкой и т.д.).

На рис. 7.8 показана типичная конструкция питательного насоса для ТЭЦ с поперечными связями. Питательная вода поступает во входной патрубок, затем проходит через 11 ступеней подъема давле-

ния и выходит из выходного патрубка. Каждая из ступеней состоит из рабочего колеса, установленного на валу на шпонках, и направляющего аппарата, смонтированного во внутреннем корпусе. Последний выполнен в виде секций и установлен в неразъемном наружном корпусе, торцы которого закрыты крышками. Число секций, т.е. рабочих колес можно менять, тем самым изменяя напор насоса.

В местах выхода вала наружу установлены защитные втулки, на них проточены гребешки, образующие вместе с цилиндрической расточкой корпуса щелевые уплотнения, к которым от напорной линии конденсатных насосов подводится конденсат для охлаждения.

Вал насоса установлен в подшипниках скольжения, смазка которых не отличается принципиально от смазки турбинных опорных подшипников.

Осевые усилия, возникающие на каждом рабочем колесе насоса, складываются, в результате чего появляется суммарная осевая сила, действующая в направлении от нагнетающего патрубка к всасывающему и достигающая нескольких тонн. Для восприятия этой силы служит гидропята, устройство которой показано на рис. 7.9. Небольшое количество питательной воды из последнего рабочего колеса поступает в цилиндрическую щель между втулками пяты и разгрузочного диска в камеру между подушкой пяты и разгрузочным диском, а затем через торцевую щель между ними — в деаэрат или всасывающий патрубок насоса. Обычно в цилиндрической щели дросселируется 30—50 % напора насоса, а в торцевой — 70—50 %. В результате появляется сила, действующая на диск и направленная от всасывающего патрубка к нагнетающему. Размеры пяты выбирают так, чтобы результирующее усилие было направлено в сторону всасывания, а между подушкой пяты и диском образовался зазор 0,15—0,2 мм, через который будет непрерывной пленкой протекать питательная вода. В пленке возникают гидродинамические силы, препятствующие контакту подушки и диска.

Правильно спроектированная и смонтированная гидропята работает автоматически: при изменении осевого усилия торцевой зазор между пятой и диском изменяется так, чтобы изменилось давление перед разгрузочным диском и создало силу, равную и противоположно направленную имеющейся.

На рис. 7.10 показана конструкция питательного насоса для энергоблоков сверхкритического давления. Питательная вода поступает во входной патрубок 1, проходит через шесть ступеней подъема давле-

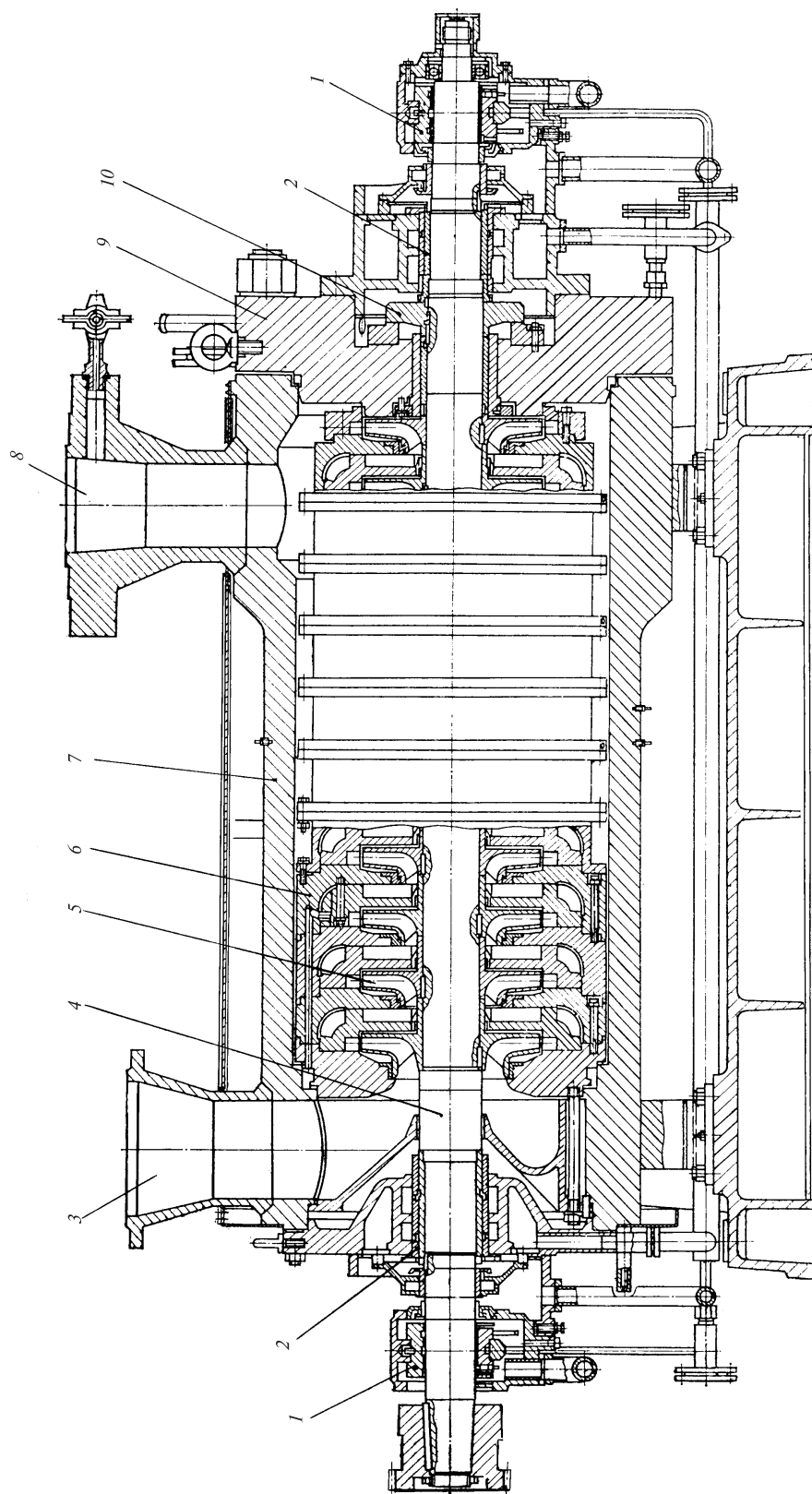


Рис. 7.8. Питательный насос для ТЭЦ на докритическое давление свежего пара

1 — опорные подшипники; 2 — концевые уплотнения; 3 — входной патрубок; 4 — вал; 5 — рабочее колесо; 6 — входной патрубок; 7 — внутренний секционный корпус; 8 — внешний корпус; 9 — крышка насоса; 10 — крышка насоса; 10 — гидропята

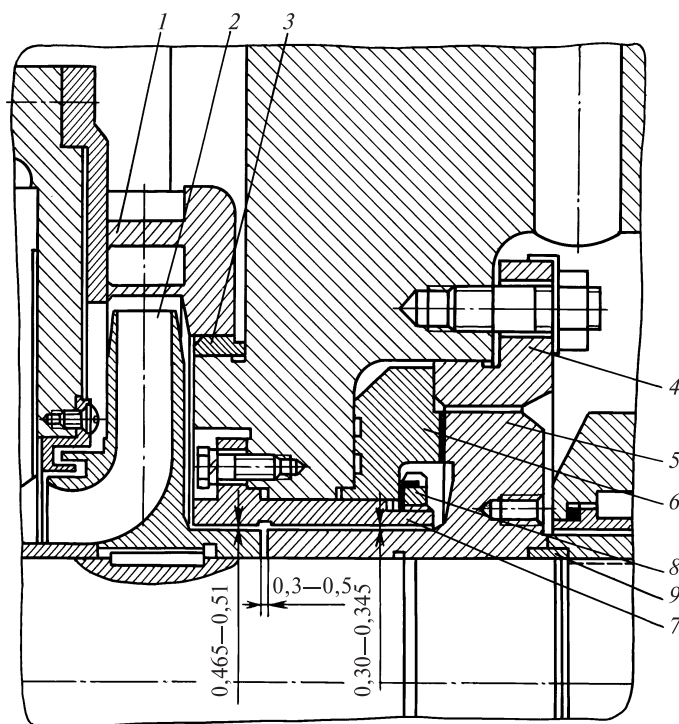


Рис. 7.9. Конструкция гидропята питательного насоса

1 — направляющий аппарат последней ступени; 2 — рабочее колесо; 3 — защитное кольцо; 4 — прижимное кольцо; 5 — разгрузочный диск; 6 — подушка пяты; 7 — втулка пяты; 8 — гайка; 9 — кольцо из теплостойкой резины

ления и выходит из выходного патрубка 10. Каждая из ступеней состоит из рабочего колеса 2, установленного на валу 3, и направляющего аппарата 4, смонтированного во внутреннем корпусе 5. Последний выполнен с горизонтальным разъемом и установлен в неразъемном наружном корпусе 6, торцы которого закрыты крышками. В местах выхода вала наружу установлены защитные втулки, на них проточены гребешки, образующие вместе с цилиндрической расточкой корпуса щелевые уплотнения 8, к которым от напорной линии конденсатных насосов подводится конденсат для охлаждения.

Вал насоса установлен в подшипниках скольжения 9 (показан только один подшипник). Осевое усилие воспринимается гидропятью 7.

Схема установки питательного насоса показана на рис. 7.11. На напорной стороне насоса обязательно устанавливаются обратный клапан, препятствующий протеканию воды в обратном направлении (при работающем соседнем и неработающем рассматриваемом насосах).

Перед обратным клапаном устраивается линия рециркуляции, необходимая для нормальной работы насоса при малых нагрузках (при малом потреб-

лении воды котлом). При отсутствии линии рециркуляции и работе насоса при малом пропуске воды происходит «запаривание» насоса из-за недостаточного охлаждения, при котором в его внутренних полостях образуется пар. Особенно опасно образование пара в полости гидропяти, которая при этом теряет несущую способность и вызывает заедания вращающихся деталей о неподвижные. Заедание диска о подушку пяты приводит к быстрому выходу ее из строя, заеданиям рабочих колес о направляющие аппараты и аварии насоса.

Включенная линия рециркуляции позволяет даже при малом потреблении питательной воды котлами пропускать через насос достаточное ее количество. Линия рециркуляции снабжается набором дроссельных шайб для снижения давления питательной воды перед ее возвращением в деаэратор и задвижкой с электрифицированным приводом, управление которой автоматизировано. При снижении расхода питательной воды до определенного минимума линия рециркуляции включается автоматически.

Питательные установки энергоблоков ТЭЦ, особенно СКД, значительно сложнее. На рис. 7.12 пока-

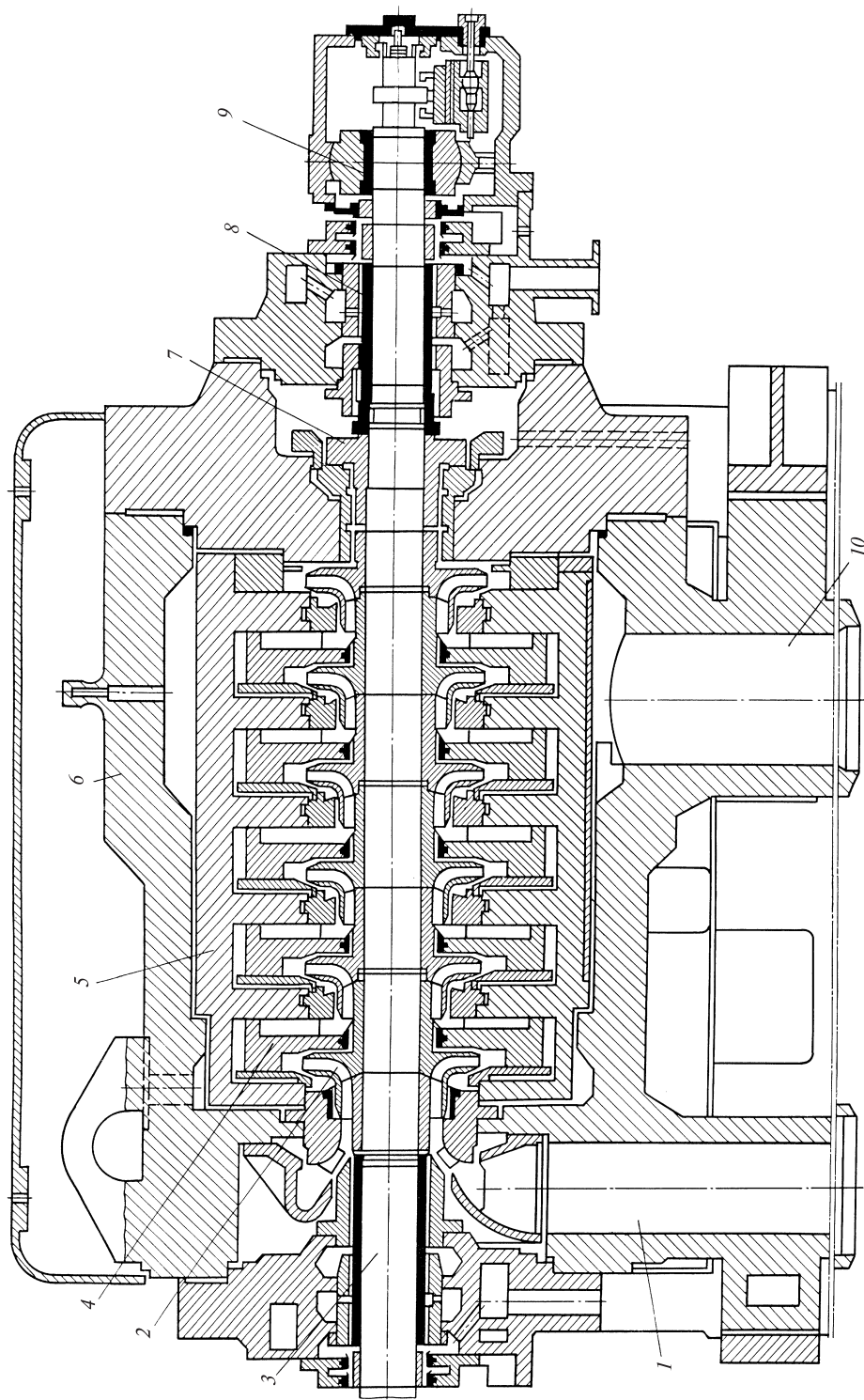


Рис. 7.10. Питательный насос для энергоблоков сверхкритического давления

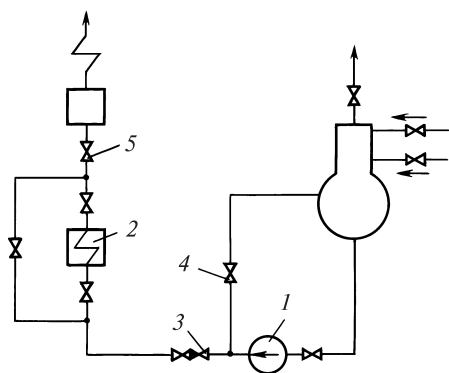


Рис. 7.11. Схема установки питательного насоса

1 — питательный насос; 2 — ПВД; 3 — обратный клапан; 4 — задвижка на линии рециркуляции; 5 — питательный клапан парогенератора

зана принципиальная схема питательной установки для котла турбоагрегата Т-250/300-23,5 ТМЗ. В отличие от питательной установки, рассмотренной выше, для привода питательного насоса использована вспомогательная приводная турбина, питаемая из отбора ЦСД. Пар, отработавший в приводной турбине, сбрасывается в паропровод, из которого часть пара проходит в подогреватель низкого давления, а избыток — обратно в главную турбину. Использование турбопривода питательного насоса оказывается экономически целесообразным: компактная паровая турбина обеспечивает потребную мощность 10—12 МВт (максимальная мощность выпускаемых электродвигателей составляет 8 МВт), легко изменяет свою частоту вращения, в результате чего легко регулируются подача и напор насоса, тогда как при использовании электропривода необходимы повышающий редуктор и гидромуфта.

Вместе с тем принятая схема включения турбо-насоса в тепловую схему турбоустановки потребовала установки пускового и резервного питательного электронасоса 50 %-ной производительности (рис. 7.12). Электронасос включают при пуске или значительном снижении нагрузки основной турбины, когда вследствие уменьшения расхода пара через приводную турбину (из-за падения давления в отборах главной турбины) развиваемая ею мощность становится недостаточной.

На рис. 7.10 показана конструкция питательного насоса для рассмотренной питательной установки.

7.6. КОНСТРУКЦИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

На рис. 7.13 показана конструкция подогревателя высокого давления (ПВД) с так называемой коллекторной системой. В корпусе расположена трубная система нагревателя, состоящая из четырех вертикальных стояков, между которыми расположены нагревательные спирали, выполненные из трубок из нержавеющей стали, и вертикальной центральной отводящей трубы. Внутри стояков расположены перегородки и дроссельные шайбы, обеспечивающие движение питательной воды, показанное стрелками.

Греющий пар поступает в подогреватель по трубопроводу сверху и движется навстречу нагреваемой питательной воде. Паровое пространство подогревателя, занятое греющим паром, конструктивно разделено на три зоны: верхняя зона, куда поступает наиболее горячий пар, называется охладителем пара, средняя — собственно подогревателем и нижняя — охладителем конденсата.

В охладителе пара питательная вода отбирает от поступающего (как правило, перегретого пара) теп-

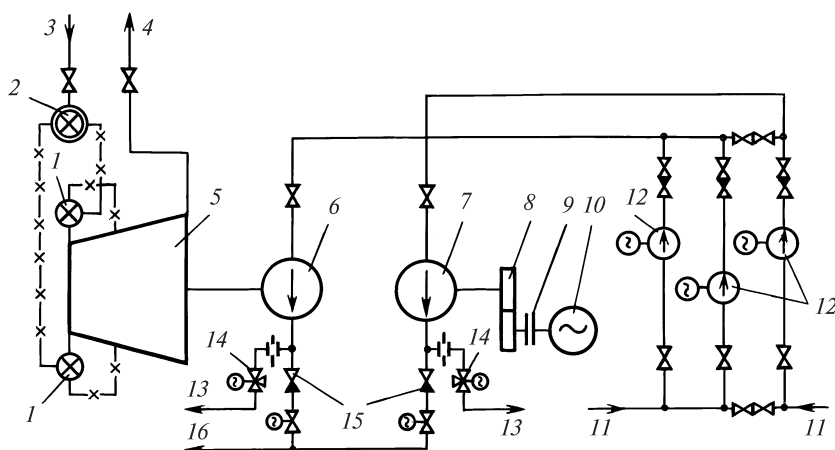


Рис. 7.12. Питательная установка энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — регулирующие клапаны; 2 — стопорные клапаны; 3 — пар из отбора главной турбины; 4 — пар в ЦНД главной турбины; 5 — приводная турбина; 6, 7 — питательные насосы; 8 — редуктор; 9 — гидромуфта; 10 — электропривод питательного насоса; 11 — питательная вода из деаэратора; 12 — бустерные насосы; 13 — линия рециркуляции в деаэратор; 14 — клапан рециркуляции; 15 — обратный клапан; 16 — питательная вода в ПВД

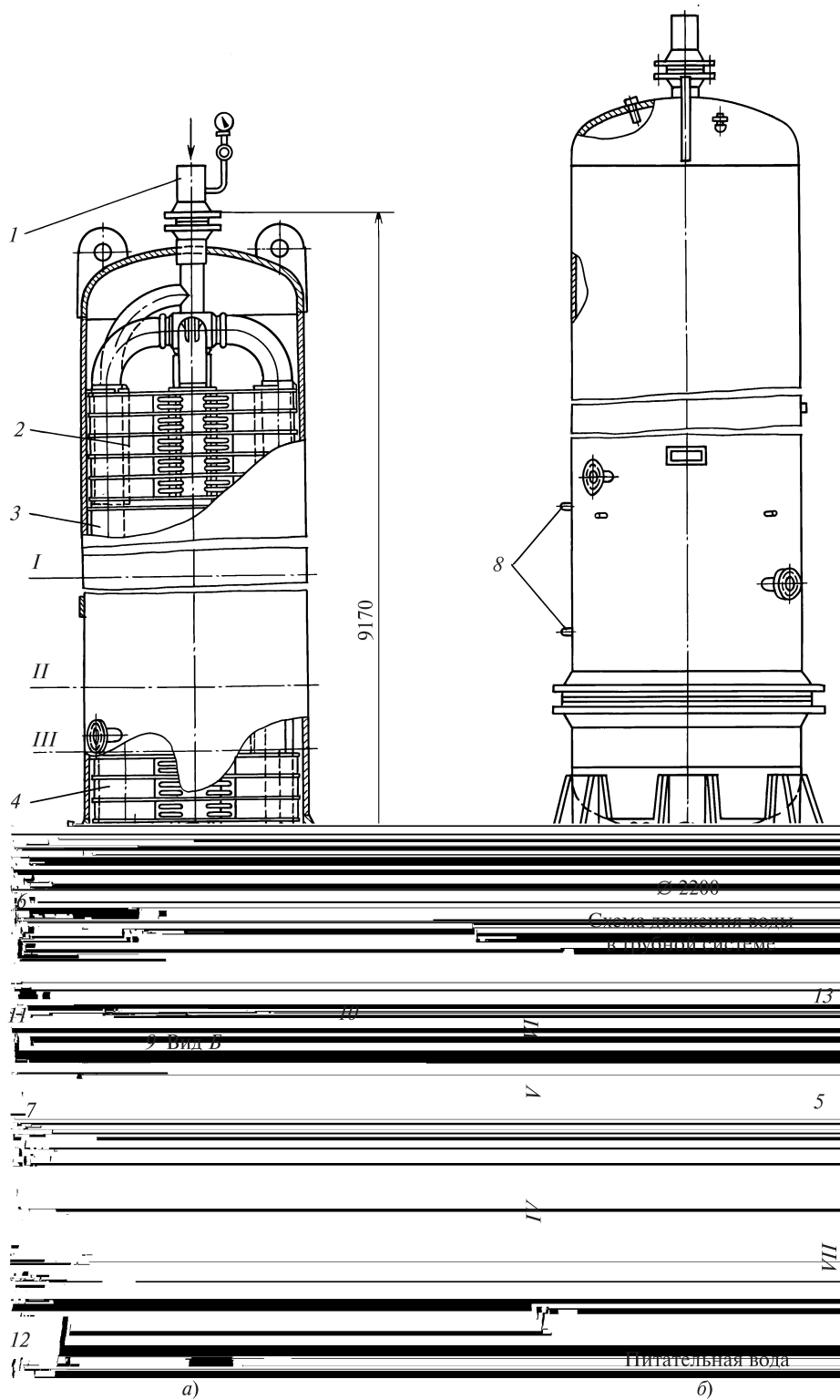


Рис. 7.13. Регенеративный подогреватель с коллекторной системой

a — конструкция подогревателя; *b* — схема движения воды в трубной системе; 1 — подвод греющего пара; 2 — охладитель пара; 3 — поверхности основного подогревателя; 4 — охладитель дренажа; 5 — коллекторы питательной воды; 6 — отвод конденсата греющего пара; 7 — подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя; 8 — патрубок к указателю уровня; 9 — отсос неконденсирующихся газов; 10, 11 — подвод и отвод питательной воды; 12 — подвод конденсата из другого подогревателя; 13 — дроссельная шайба; I, II — аварийный уровень конденсата в корпусе соответственно 2-го и 3-го предела повышения уровня; III — минимальный уровень конденсата в корпусе; IV, V — 1-й и 2-й ход воды; VI — ход воды (охладитель пара); VII — охладитель конденсата

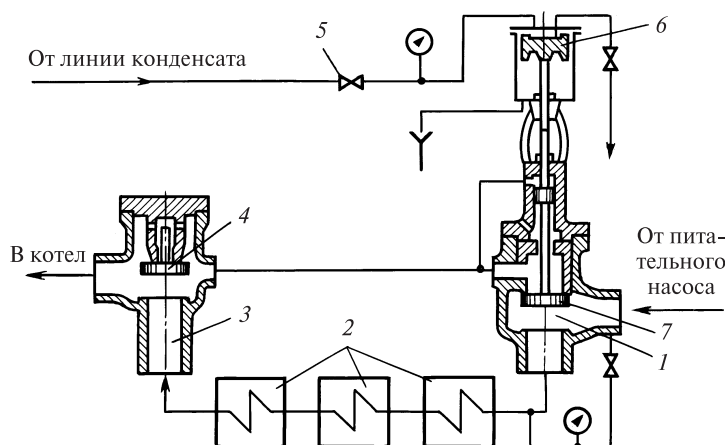


Рис. 7.14. Схема защиты ПВД от переполнения

ло перегрева. Для этого в паровом пространстве создается множество горизонтальных перегородок и вертикальная перегородка, которые обеспечивают длительный контакт перегретого пара и питательной воды (через металлическую стенку).

Пройдя охладитель, пар поступает в собственно подогреватель, где происходит массовая конденсация греющего пара и передача тепла конденсации питательной воде.

Образующийся конденсат греющего пара имеет температуру насыщения, которая значительно выше температуры поступающей питательной воды. Поэтому для более полного использования тепла конденсат направляется в охладитель, конструкция которого сходна с конструкцией охладителя пара. Охлажденный конденсат направляется либо в подогреватель с более низким давлением, либо в деаэрактор.

Как и ПНД, рассматриваемый подогреватель оборудован штуцерами для приема конденсата и паровоздушной смеси из подогревателя с более высоким давлением и для сброса паровоздушной смеси в подогреватель с более низким давлением.

Регенеративные подогреватели обязательно снабжают указателями уровня конденсата греющего пара, системами сигнализации и защиты от превышения его уровня. Заполнение подогревателя водой может привести к ее попаданию в турбину, что неизбежно вызовет очень тяжелую аварию (выше упоминалось, что недопустимо попадание из подогревателя не только воды, но и пара, который может вызвать разгон турбины). Особенно опасно переполнение подогревателей высокого давления, которое может быть следствием разрыва трубок питательной воды. В этом случае даже при срабатывании обратного клапана на линии отбора греющего

пара корпус подогревателя окажется под давлением воды за питательным насосом (для энергоблоков сверхкритического давления более 30 МПа), в то время как при нормальных условиях отбираемый пар имеет давление примерно 1—6 МПа.

Защита от повышения уровня воды в подогревателях основана на их отключении от трубопроводов питательной воды и пара. При нормальной работе (рис. 7.14) питательная вода поступает через впускной клапан 1 в подогреватель 2 и, пройдя обратный клапан 3, направляется в котел. При повышении уровня воды в паровом пространстве подогревателя датчик уровня подает сигнал на соленоидный клапан 5, направляющий конденсат под давлением от конденсатных насосов к поршню 6 гидравлического сервомотора. Сервомотор перемещает тарелку 7 клапана, закрывая тем самым проход питательной воды в подогреватель и направляя ее к обратному клапану 3. Тарелка 4 обратного клапана при этом опускается из-за отсутствия поддерживающего тока воды, и вся группа подогревателей оказывается отключенной от линии питательной воды.

7.7. БЕЗДЕАЭРАТОРНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ

В традиционной тепловой схеме всех без исключения теплофикационных турбин используется деаэрационная установка и регенеративные подогреватели поверхностного типа.

Главный недостаток использования деаэраатора — наличие на ТЭС на высоте 12—25 м огромного резервуара массой в несколько сотен тонн, содержащего воду с температурой 165—170 °С.

Имеет и существенный недостаток использование поверхностных РП. В них принципиально нельзя нагреть конденсат (или питательную воду) до температуры насыщения конденсата греющего пара. Иногда недогревы в РП достигают 8—12 °С, особенно в ПНД, работающих под вакуумом, что существенно снижает экономичность турбоустановок.

Учитывая эти два основных недостатка традиционных тепловых схем, в России разработана и внедрена более чем на 100 энергоблоках так называемая бездеаэрационная схема. Имеется опыт ее внедрения и на теплофикационной установке мощностью 250 МВт, показанной на рис. 7.2, б (см. одновременно для сравнения рис. 7.2, а).

В этой схеме исключен деаэрактор, а поверхностный подогреватель ПНД-2 заменен на смешивающий. Именно он на себя взял функцию деаэрактора по освобождению питательной воды от агрессивных газов (с одновременным уменьшением недогревов). Одновременно пришлось усовершенствовать и систему насосов: отпала необходимость в установке перед ПНД конденсатных насосов II ступени, так как нет необходимости поднимать воду на высоту установки деаэрактора и преодолевать высокое давление в нем. Поэтому насосы II подъема установлены за ПНД-2. Их задача прокачать воду через ПНД и оставшиеся ПНД и создать на входе в ПТН такие же условия, которые существуют перед ним в традиционной тепловой схеме с использованием деаэрактора и бустерного насоса. При этом удается исключить быстроизнашиваемый бустерный насос.

Необходимо подчеркнуть, что описываемая бездеаэрационная схема выполнена в рамках реконструкции уже работающей ТЭЦ и поэтому в ней не использованы все возможности.

Использование бездеаэрационных тепловых схем на ТЭЦ, несмотря на их преимущества, затруднено прежде всего особенностью их работы: большую часть года теплофикационная турбина работает с закрытой диафрагмой ЦНД, и поэтому ПНД, работающий под вакуумом не может играть роль деаэрактора.

Контрольные вопросы

1. Почему экономически оптимальная температура питательной воды ниже, чем термодинамически оптимальная?
2. Назовите структурную схему конденсатно-питательного тракта турбоустановки ТЭЦ и назначение всех ее элементов.
3. В чем состоят принципиальные отличия конденсатно-питательных трактов ТЭЦ с поперечными связями и с энергоблоками?
4. В чем преимущества смешивающего регенеративного подогревателя перед поверхностным?
5. Какими способами удаляется конденсат греющего пара и неконденсирующиеся газы из поверхностных подогревателей?
6. Назовите основные функции деаэрактора.
7. Как работает деаэрационная колонка?
8. Для чего необходимы бустерные насосы?
9. Что такое «запаривание» насоса? Какими путями его избегают в питательной установке?
10. В чем состоит главная особенность условий работы питательного насоса? Почему питательный насос не устанавливают на одной горизонтальной отметке с турбиной.
11. На каком принципе работает гидропята питательного насоса?
12. Нарисуйте схему защиты от переполнения конденсатом подогревателей высокого давления.
13. В чем преимущества бездеаэрационной тепловой схемы перед традиционной?

Глава восьмая

ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

8.1. ТИПЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Для понимания места и роли теплофикационных паровых турбин рассмотрим общую классификацию паровых турбин. Из большого разнообразия используемых паровых турбин прежде всего можно выделить турбины транспортные и стационарные.

Транспортные паровые турбины чаще всего используются для привода гребных винтов крупных судов.

Стационарные паровые турбины — это турбины, сохраняющие при эксплуатации неизменным свое местоположение. В настоящей книге рассматриваются только стационарные паровые турбины, выпускаемые в России.

В свою очередь стационарные паровые турбины можно классифицировать по ряду признаков.

1. По назначению различают турбины энергетические, промышленные и вспомогательные.

Энергетические турбины служат для привода электрического генератора, включенного в энергосистему, и отпуска тепла крупным потребителям, например, жилым районам, городам и т.д. Их устанавливают на крупных ГРЭС, АЭС и ТЭЦ. Энергетические турбины характеризуются прежде всего большой мощностью, а их режим работы — практически постоянной частотой вращения. Большинство энергетических турбин выполняют на номинальную частоту вращения 3000 1/мин. Их называют быстроходными. Все турбины ТЭЦ выполняют быстроходными.

Промышленные турбины также служат для производства тепловой и электрической энергии, однако их главной целью является обслуживание промышленного предприятия, например, металлургического, текстильного, химического и др. Часто такие турбины работают на маломощную индивидуальную электрическую сеть, а иногда используются для привода агрегатов с переменной частотой вращения, например, воздуходувок доменных печей. Мощность промышленных турбин существенно меньше, чем энергетических.

Вспомогательные турбины используются для обеспечения технологического процесса производства электроэнергии — обычно для привода питательных насосов и воздуходувок котла.

2. По характеру теплового процесса различают турбины конденсационные и теплофикационные. Их маркировка выполняется в строгом соответствии с государственным стандартом.

В конденсационных турбинах (типа К) пар из последней ступени отводится в конденсатор, они не имеют регулируемых (при неизменном давлении) отборов пара, хотя, как правило, имеют много нерегулируемых отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды, а иногда и для внешних тепловых потребителей. Главное назначение конденсационных турбин — обеспечивать производство электроэнергии, поэтому они являются основными агрегатами мощных ТЭС и АЭС. Мощность самых крупных конденсационных турбоагрегатов достигает 1000—1200 МВт.

Теплофикационные турбины имеют один или несколько регулируемых отборов пара, в которых поддерживается заданное давление. Они предназначены для выработки тепловой и электрической энергии. Теплофикационная турбина выполняется с конденсацией пара или без нее. В первом случае она может иметь отопительные отборы пара (турбины типа Т) для отопления зданий, предприятий и т.д. или производственный отбор пара (турбины типа П) для технологических нужд промышленных предприятий или тот и другой отборы (турбины типа ПТ). Во втором случае турбина носит название турбины с противодавлением (турбины типа Р). В ней пар из последней ступени направляется не в конденсатор, а обычно производственному потребителю. Таким образом, главным назначением турбины с противодавлением является производство пара заданного давления (в пределах 0,3—3 МПа). Турбина с противодавлением может также иметь и регулируемый теплофикационный или промышленный отбор пара, и тогда она относится к типу ТР или ПР.

Теплофикационные турбины с отопительным отбором пара (типа Т) спроектированы так, чтобы при максимальной теплофикационной нагрузке ступени, расположенные за зоной отбора, мощности не вырабатывали. В последние годы ряд турбин проектируются так, что даже при максимальной нагрузке последние ступени вырабатывают мощность. Такие турбины относятся к типу ТК.

Для обозначения типов турбин ГОСТ предусматривает специальную маркировку, состоящую из буквенной и числовой частей.

Буквенная часть указывает тип турбины, следующее за ней число — номинальную мощность турбины в мегаваттах. Если необходимо указать и максимальную мощность турбины, то ее значение приводят через косую черту.

Следующее число указывает номинальное давление пара перед турбиной в мегапаскалях; для теплофикационных турбин далее через косую черту указывают давление в отборах или противодавление в мегапаскалях.

Наконец, последняя цифра, если она имеется, указывает номер модификации турбины, принятый на заводе-изготовителе.

Приведем несколько примеров обозначений турбин.

Турбина К-210-12,8-3 — типа К, номинальной мощностью 210 МВт с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа (130 кгс/см^2), третьей модификации.

Турбина П-6-3,4/0,5 — типа П, номинальной мощностью 6 МВт, с начальным абсолютным дав-

лением пара 3,4 МПа и абсолютным давлением отбираемого пара 0,5 МПа.

Турбина Т-110/120-12,8 — типа Т, номинальной мощностью 110 МВт и максимальной мощностью 120 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа.

Турбина ПТ-25/30-8,8/0,1 — типа ПТ, номинальной мощностью 25 МВт и максимальной мощностью 30 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 8,8 МПа и абсолютным давлением отбираемого пара 1 МПа.

Турбина Р-100/105-12,8/1,45 — типа Р, номинальной мощностью 100 МВт максимальной мощностью 105 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа и абсолютным противодавлением 1,45 МПа.

Турбина ПР-12/15-8,8/1,45/0,7 — типа ПР, номинальной мощностью 12 МВт и максимальной мощностью 15 МВт, с начальным абсолютным давлением 8,8 МПа, давлением в отборе 1,45 МПа и противодавлением 0,7 МПа.

Типы, параметры и мощность турбин, выпускаемых в России для работы на электростанциях, стандартизированы. Для теплофикационных турбин они представлены в табл. 8.1.

3. По используемым параметрам пара паровые турбины разделить на турбины докритического и сверхкритического начального давления, перегретого и насыщенного пара, без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом пара.

Все теплофикационные турбины выполняют с начальным перегревом пара и, за исключением

Таблица 8.1

Технические характеристики энергетических теплофикационных отечественных турбин

Типоразмер турбин	Мощность, МВт		Начальные параметры пара		Температура промежуточного перегрева пара, °С	Давление, МПа		Расход отбираемого пара, т/ч (пределы отклонений $\pm 10\%$)	Температура воды, °С	
	номинальная	максимальная	Давление, МПа	Температура, °С		отбираемого пара	за турбиной (противодавление)		питательной (пределы отклонений $\pm 10\%$)	охлаждающей
П-6-3,4/0,5	6,0	6,6	3,4	435	—	0,50	—	40	145	20
Р-50/60-12,8/1,3	50	60	12,8	555	—	—	1,30	—	230	—
Р-100/105-12,8/1,45	100	105	12,8	555	—	—	1,45	—	230	—
Т-110/120-12,8	110	120	12,8	555	—	0,09	—	340	230	20
Т-175/210-12,8	175	210	12,8	555	—	0,09	—	520	230	20; 27
Т-180/210-12,8	180	210	12,8	540	540	0,10	—	460	250	20; 27
Т-250/300-23,5	250	300	23,5	540	540	0,09	—	620	265	20
ПТ-80/100-12,8/1,3	80	100	12,8	555	—	1,30 и 0,09	—	185 и 130	250	20
ПТ-135/160-12,8/1,45	135	162	12,8	555	—	1,45 и 0,08	—	320 и 210	230	20; 27
ТР-110-130	110	—	12,8	555	—	0,09	0,07	350	230	—

турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, на докритические параметры пара.

С промежуточным перегревом пара выполняют только турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ и Т-180/210-12,8 ЛМЗ.

4. По конструктивным особенностям турбины можно разделить по числу цилиндров, по числу валопроводов и по типу ступеней, применяемых в части высокого давления.

По числу цилиндров различают турбины одно- и многоцилиндровые. Одноцилиндровыми удается выполнить лишь турбины со значительным противодавлением, теплоперпад которых сравнительно мал. Большинство турбин выполняют многоцилиндровыми. Это позволяет получить более высокую мощность в одном агрегате, что удешевляет и турбину, и электростанцию. Наибольшее число цилиндров (четыре) имеет турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ.

По числу валопроводов различают турбины одновальные (имеющие один валопровод — соединенные муфтами роторы отдельных цилиндров и генератора) и двухвальные (имеющие два валопровода каждый со своим генератором и связанные только потоком пара). Все теплофикационные турбины — одновальные.

По типу ступеней, применяемых в части высокого и среднего давления, различают турбины активные (с малой степенью реактивности и дисковой конструкцией ротора) и реактивные (со степенью реактивности около 0,5). У нас в стране строят турбины, имеющие диафрагменную конструкцию и дисковые роторы.

8.2. ТУРБИНЫ УРАЛЬСКОГО ТУРБОМОТОРНОГО ЗАВОДА

В табл. 8.2 приведены основные параметры энергетических турбин с противодавлением, рассматриваемых в книге.

8.2.1. Турбина Р-40-12,8/3

Турбина имеет номинальную мощность 40 МВт, спроектирована на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С, на номинальное противодавление 3,04 МПа и частоту вращения 50 1/с (см. табл. 8.2).

Принципиальная тепловая схема турбоустановки приведена на рис. 8.1. По двум паропроводам диаметром 250 мм пар подводится к стопорному клапану, из которого по четырем паропроводам поступает к регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины (см. рис. 3.1). Каждый из регулирующих клапанов подает пар к одной из четырех сопловых коробок, две из которых

Таблица 8.2

Основные параметры некоторых энергетических турбин с противодавлением

Показатель	Турбина			
	Р-50/60-12,8/1,3	Р-50/60-12,8/1,3-2	Р-40-12,8/3	Р-100/105-12,8/1,45
Завод изготовитель	ЛМЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ТМЗ
Мощность, МВт:				
номинальная	50	52,7	40	100
максимальная	60	60	43	107
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50
Начальные параметры пара:				
давление, МПа	12,75	12,75	12,75	12,75
температура, °С	565	555	565	555
Давление пара за турбиной, МПа	1,3	1,3	3,1	1,45
Максимальный расход свежего пара, кг/с	133	130,6	131	211
Схема проточной части	1р + 16	1р + 16	1р + 8	1р + 12
Длина лопатки последней ступени, мм	122	122	—	127
Средний диаметр последней ступени, м	0,931	0,931	—	1,127
Длина турбины, м	8,856	8,856	7,66	9,07
Удельный расход пара, кг/ (кВт · ч)	7,4	7,4	11,4	7,77
Удельная масса турбины, кг/кВт	2,7	2,7	2,59	1,38

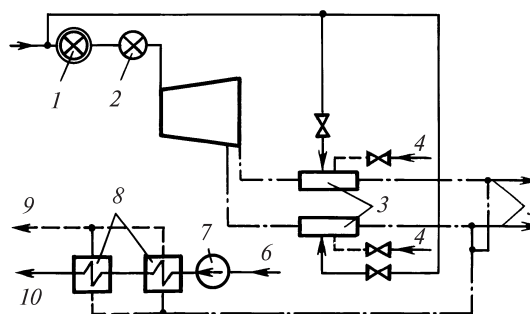


Рис. 8.1. Схема основных паропроводов турбоустановки Р-40-12,8/3 ТМЗ

1 — стопорный клапан; 2 — регулирующие клапаны (4 шт.); 3 — смесительное устройство; 4 — питательная вода; 5 — пар потребителю; 6 — питательная вода из деаэратора; 7 — питательный насос; 8 — ПВД; 9 — конденсат греющего пара ПВД в деаэратор; 10 — питательная вода в котел

сварены в верхнюю, а две — в нижнюю половину корпуса турбины. Последовательное открытие клапанов турбины производит сервомотор, который с помощью зубчатой рейки вращает кулачковый вал.

Отработавший в турбине пар направляется потребителю. Перед этим он проходит через смесительное устройство (рис. 8.1), обеспечивающее для потребителя постоянную температуру пара. При малых нагрузках, когда температура отработавшего пара высока, к нему подмешивается распыленная вода, а при больших нагрузках — свежий пар.

Турбина не имеет регенеративных отборов пара из проточной части турбины. Для работы двух ПВД предусмотрен отбор части пара, направляемого потребителю.

Турбина имеет развитую систему уплотнений, исключая утечки пара через концевые уплотнения в атмосферу. Из последних камер уплотнений пар отсасывается в сальниковый подогреватель, в котором с помощью специального эжектора поддерживается небольшой вакуум. В предпоследние камеры подается уплотняющий пар из деаэрата. Аналогичным способом уплотнены штоки стопорного, четырех регулирующих и обратного клапанов, через который подводится пар в устройство поддержания температуры пара, направляемого потребителю.

Проточная часть турбины (см. рис. 3.1) состоит из двухвенечной регулирующей ступени и восьми нерегулируемых ступеней.

Ротор турбины — цельнокованый. В корпусе переднего подшипника расположен вкладыш опорного подшипника, а в корпусе заднего под-

шипника — вкладыш комбинированного опорно-опорного подшипника.

Применение сопловых коробок, сваренных в корпус, и реализации повышенного теплоперепада в двухвенечной регулирующей ступени позволили применить одностенную конструкцию корпуса. Отсутствие патрубков нерегулируемых отборов дало возможность разместить диафрагмы непосредственно в корпусе турбины. Все диафрагмы — сварные.

Сегменты концевых уплотнений крепятся в обоймах, установленных в корпусе.

Нижняя половина и крышка корпуса стянуты горизонтальными фланцами, имеющими паровой обогрев для улучшения маневренности турбины.

Корпус турбины опирается на корпуса подшипников с помощью лап, являющихся продолжениями фланцев нижней половины корпуса. Лапы опираются на горизонтальные площадки, приваренные к корпусам подшипников на уровне горизонтального разреза. Между лапами и площадками имеются поперечные шпонки, препятствующие взаимному смещению корпусов турбины и подшипников в продольном направлении, но не препятствующие их взаимному смещению в поперечном направлении. Совмещение вертикальных плоскостей турбины и подшипников организовано с помощью вертикальных шпонок. Расширение турбины происходит вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментах заднего подшипника.

Система тепловых расширений турбины на фундаменте приведена на рис. 3.72 и описана в гл. 3.

Система маслоснабжения, работающая на масле марки 22, унифицированная для всех турбин с противодавлением ТМЗ, изображена на рис. 8.2.

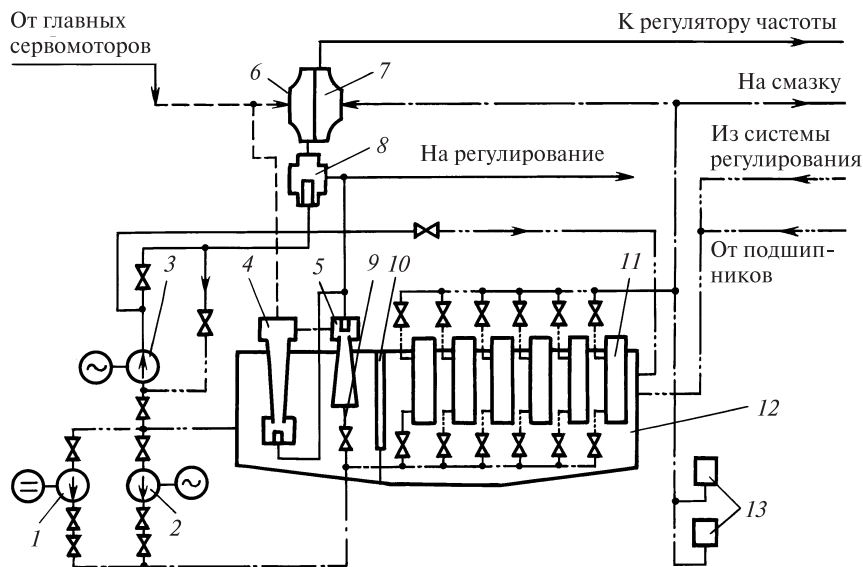
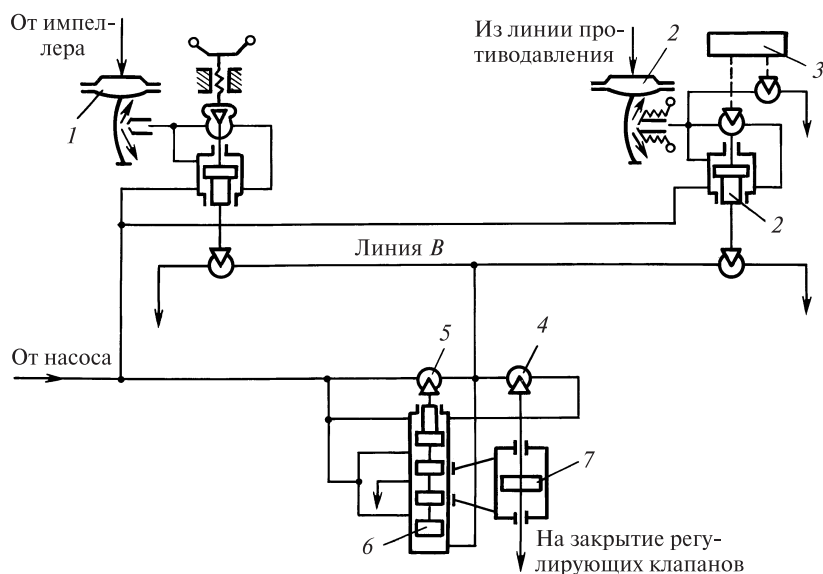


Рис. 8.2. Система маслоснабжения турбин ТМЗ

1, 2, 3 — соответственно аварийный, резервный и пусковой масляные насосы; 4 — главный инжектор; 5 — инжектор смазки; 6 — главный масляный насос; 7 — импеллер; 8 — трехходовой обратный клапан; 9 — обратный клапан; 10 — фильтр; 11 — маслоохладители; 12 — масляный бак; 13 — масляное реле

Рис. 8.3. Принципиальная схема регулирования турбины Р-40-12,8/3 ТМЗ

1, 2 — регуляторы частоты вращения и давления; 3 — изодром; 4 — дроссель обратной связи главного сервомотора; 5 — дроссель обратной связи промежуточного сервомотора; 6 — золотник главного сервомотора с сервомотором промежуточного усиления; 7 — главный сервомотор



Главный масляный насос, установленный на валу турбины, подает масло в систему регулирования и в инжекторную группу. Последняя обеспечивает прокачку масла на смазку подшипников через четыре (для турбоустановки Р-40-12,8) параллельно включенных маслоохладителя. При пуске турбины используется пусковой насос высокого давления (1,1—1,2 МПа). Резервный электронасос переменного тока и аварийный электронасос постоянного тока обеспечивают смазку подшипников после останова турбины, а также в случае выхода из строя главного насоса.

На рис. 8.3 приведена принципиальная схема регулирования турбины. На ней кружками с треугольниками изображены переменные гидравлические сопротивления, например окна в буксах, перекрываемые золотниками.

Как всякая система регулирования турбины с противодействием (см. рис. 4.15), она имеет два регулятора: частоты вращения и давления. Оба эти регулятора изменяют в линии В давление импульсного масла, которое управляет положением отсечного золотника 6 и через него — сервомотором 7, перемещающим регулирующие клапаны турбины.

Датчиком частоты вращения служит импеллер, рабочее колесо которого установлено в общем корпусе с главным масляным насосом. Сигнал от импеллера поступает в мембранно-ленточную систему регулятора частоты вращения (см. рис. 4.25, а).

Регулятор давления имеет аналогичную конструкцию (см. рис. 4.25, б). Изменение давления в выходном патрубке турбины приводит к деформации мембраны и прогибу ленты. Это изменяет слив масла из сопла и, в конечном счете, давление в линии В (рис. 8.3). Изменением положения сопла можно устанавливать желаемое противодействие в пределах регулирования. Регулятор давления снабжен специальным изодромным устройством, поддерживающим противодействие с высокой степенью точности.

Пример 8.1. Рассмотрим работу системы регулирования при уменьшении количества потребляемого пара. В этом случае давление в выходном патрубке турбины увеличивается, и лента регулятора приобретает больший изгиб. Это вызовет увеличение слива масла из сопла регулятора частоты вращения и уменьшение давления над его золотником. Золотник сместится вверх и снизит давление в импульсной линии В, вследствие чего отсечной золотник опустится и подаст масло под давлением в полость над поршнем главного сервомотора, который в этом случае будет прикрывать регулирующие клапаны, уменьшая расход пара через турбину и восстанавливая заданное давление в выходном патрубке.

Аналогичным образом система регулирования будет работать при падении давления в импульсной линии при отключенном регуляторе давления и снижении электрической нагрузки сети, когда частота вращения турбогенератора возрастает.

Система защиты турбины от разгона включает сдвоенный автомат безопасности кольцевого типа (см. рис. 4.35) и золотники автомата безопасности,

обеспечивающие закрытие стопорных и регулирующих клапанов при частоте вращения, на 10—12 % превосходящей номинальную.

Трубопроводы противодействия оборудованы тремя предохранительными клапанами, выпускающими пар в атмосферу при увеличении противодействия сверх допустимого.

8.2.2. Турбина Р-100-12,8/1,45

Турбина имеет номинальную мощность 100 МВт, спроектирована на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С, противодействие 1,45 МПа и частоту вращения 50 1/с (см. табл. 8.2). Она предназначена для установки на крупных промышленно-отопительных ТЭЦ.

В настоящее время ТМЗ выпускает семейство турбин этого класса. Базовой турбиной является турбина Р-102/107-12,8/1,45. В табл. 8.3 приведены данные по ней и двум другим модификациям.

Таблица 8.3

Основные показатели модификаций турбины Р-100-12,8/1,45 ТМЗ

Показатель	Модификация		
	Р-102/107-12,8/1,45-2	Р-105/125-12,8/2,9/0,8-П	Рп-80-12,8/0,8-3
Мощность, МВт:			
номинальная	102	105	80
максимальная	107	125	90
Расход свежего пара, т/ч:			
номинальный	782	790	520
максимальный	810	810	550
Параметры свежего пара:			
давление, МПа	12,8	12,8	12,8
температура, °С	555	555	555
Тепловая нагрузка из производственного отбора, т/ч:			
номинальная	—	200	—
максимальная	90	270	60
Расход пара в противодействие, номинальный, т/ч	670	450/670*	455
Пределы изменения давления, МПа:			
в производственном отборе	—	2,5—3,5	—
в противодействии	1,2—2,1	0,8—1,3	0,6—1,3
Расчетная температура питательной воды, °С	234		228

* При производственном отборе, равном нулю.

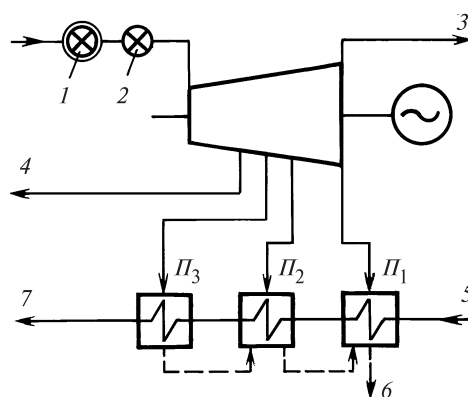


Рис. 8.4. Принципиальная тепловая схема турбины Р-102/107-12,8-1,45 ТМЗ

П₁, П₂, П₃ — подогреватели высокого давления; 1 — стопорный клапан; 2 — регулирующий клапан; 3 — пар на производство; 4 — нерегулируемые отборы пара на производство; 5 — питательная вода из деаэратора; 6 — конденсат греющего пара в деаэратор; 7 — питательная вода в котел

Таблица 8.4

Характеристики отборов пара на ПВД для турбины Р-102/107-12,8/1,45

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-3	3,35	377	35
ПВД-2	2,28	327	35,8
ПВД-1	1,47	277	35 + 5,1*

* Пар из концевых уплотнений.

На рис. 8.4 показана принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной Р-102/107-12,8/1,45. Регенеративная система подогрева питательной воды содержит три ПВД, питаемые из отборов турбины. Температура питательной воды 234 °С. Данные по отборам приведены в табл. 8.4. ПВД-1 питается паром из выходного патрубка и одновременно из концевое уплотнения.

Кроме отборов на регенеративные подогреватели, турбина имеет нерегулируемый отбор пара после 7-й ступени для внешнего потребления. Если этот отбор отключить и снизить противодействие до 1,18 МПа, то можно получить от турбины максимальную мощность 107 МВт.

На рис. 8.5 показан продольный разрез турбины.

Пар подводится от стопорного клапана по четырем паропроводам к регуливающим клапанам, уста-

новленным непосредственно на корпусе турбины. Регулирующие клапаны подают пар к четырем сопловым коробкам, сваренным во внутренний корпус турбины, откуда пар поступает на одновенечную регулируемую ступень. Далее пар расширяется в шести нерегулируемых ступенях, делает поворот на 180°, проходит в межкорпусном пространстве и затем расширяется в шести ступенях, после чего направляется потребителю.

Ротор опирается на два опорных подшипника, расположенных в корпусах, установленных на фундаменте. Вкладыш заднего подшипника — комбинированный, его расточка служит для размещения шейки вала, а торцевые поверхности — для упорных колодок. Вал турбины имеет два упорных гребня (аналогично конструкции, показанной на рис. 3.63). Размеры концевых уплотнений выбраны так, чтобы обеспечить малое осевое усилие на упорный подшипник на номинальном режиме работы.

Корпус турбины выполнен двойным: центровка внутреннего корпуса по отношению к наружному осуществляется подвеской внутреннего корпуса во внешнем на уровне горизонтального разъема и установкой четырех продольных шпонок так, как показано на рис. 3.28.

Диафрагмы первых шести ступеней установлены во внутреннем корпусе, а остальные — в обоймах, расположенных во внешнем корпусе. Отборы пара на регенерацию производятся из межкорпусного и межобойменных пространств, образованных гребнями трех обойм.

Центровка корпусов турбины и подшипников, установка турбины на фундаменте и организация ее расширений выполнена точно так же, как и турбины Р-40-12,8/3 ТМЗ. То же относится и к системам маслоснабжения, смазки, регулирования и защиты.

8.3. ТУРБИНЫ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

Паровая турбина Р-50-12,8/1,3 ЛМЗ мощностью 50 МВт выполнена на начальные параметры 12,8 МПа и 565 °С и противодействие 1,0—1,8 МПа (см. табл. 8.2).

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 8.6. В систему регенерации входят три подогревателя высокого давления, питаемые из выходного патрубка турбины и двух нерегулируемых от-

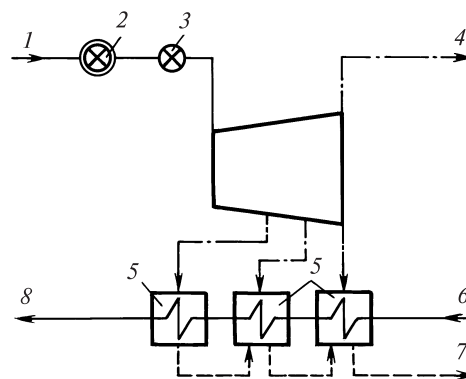


Рис. 8.6. Схема основных паропроводов турбины Р-50-12,8/1,3 ЛМЗ

1 — свежий пар; 2 — стопорный клапан; 3 — регулирующий клапан; 4 — пар потребителю тепла; 5 — ПВД; 6 — питательная вода от питательного насоса; 7 — конденсат греющего пара в деаэрактор; 8 — питательная вода в котел

Таблица 8.5

Характеристики отборов пара на ПВД для турбины Р-50-12,8/1,3

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-3	3,63	401	18
ПВД-2	2,16	327	20
ПВД-1	Зависит от включения деаэракторов станции		

боров. Температура питательной воды 235 °С. В табл. 8.5 приведены параметры отборов пара на регенеративные подогреватели.

На рис. 8.7 показан продольный разрез турбины. Свежий пар из коллектора ТЭЦ подводится к стопорному клапану, а от него по четырем паропроводам — к четырем регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины. Конструктивно паровпуск и корпус турбины выполнены так, как показано на рис. 3.26.

Из сопловых коробок, сваренных в корпус, пар поступает на одновенечную регулируемую ступень, затем проходит 16 нерегулируемых ступеней и направляется тепловому потребителю.

Характерной особенностью турбины является применение внутреннего обводного парораспределения. При перегрузке турбины четвертый регулирующий клапан открывается одновременно с обводным клапаном, который перепускает пар из камеры регулирующей ступени в четвертую нерегу-

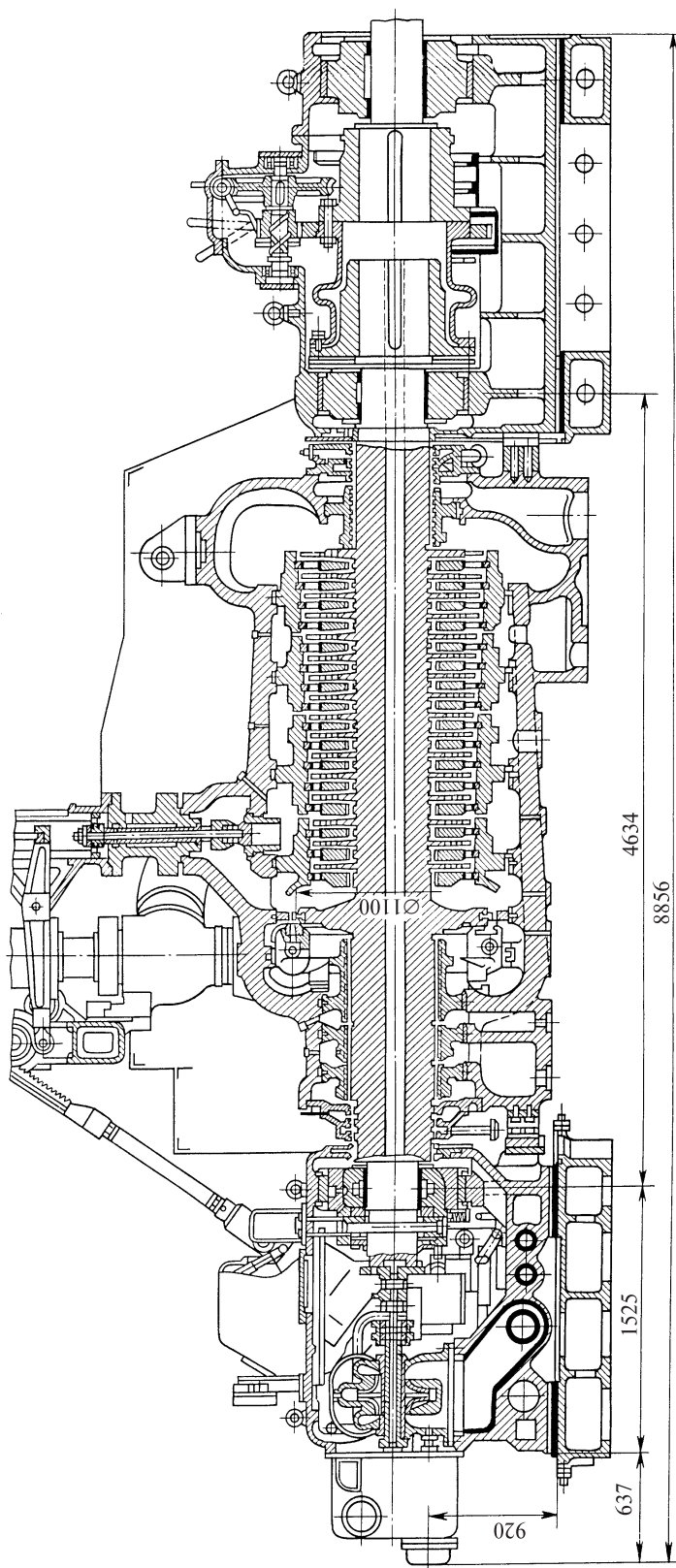


Рис. 8.7. Продольный разрез турбины паровой P-50-12,8/1,3

Таблица 8.6
Характеристики отборов пара на ПВД для турбины
Р-50/60-12,8/1,3-2

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-3	3,80	389	22,9
ПВД-2	2,25	324	22,5
ПВД-1	Зависит от включения деаэраторов станции		

лируемую ступень, проходное сечение которой больше, чем у второй ступени. Это позволяет увеличить мощность турбины.

Корпус турбины опирается на корпуса подшипников с помощью лап. Фикспункт турбины расположен на фундаментной раме заднего подшипника, и расширение турбины происходит в направлении переднего подшипника.

В настоящее время ЛМЗ выпускает усовершенствованную турбину Р-50/60-12,8/1,3-2 (рис. 8.8). Ее номинальная мощность составляет 52,7 МВт, начальная температура 555 °С, а давление пара на выходе из турбины может меняться в пределах 0,685—2,06 МПа. В табл. 8.6 приведены параметры отборов пара на регенеративные подогреватели.

Усовершенствование турбины шло главным образом путем повышения ее надежности. Применена новая конструкция корпуса с плавными меридиональными обводами и узкими фланцами, снижающими пусковые температурные напряжения и уменьшающими относительное удлинение ротора; улучшена конструкция патрубков отбора пара на регенеративный подогрев питательной воды. Жесткая муфта с гибким элементом между роторами турбины и генератора заменена на более простую и надежную жесткую муфту с насадными полумуфтами. Усовершенствована конструкция чашек регулирующих клапанов.

На рис. 8.9 показана схема маслоснабжения, регулирования и защиты. Описание схемы маслоснабжения приведено выше (см. рис. 4.1).

Расходом пара через турбину управляет регулятор давления, подающий импульс на отсечной золотник главного сервомотора при изменении давле-

ния в выходном патрубке при работе турбины по тепловому графику. Чувствительным элементом датчика давления является сильфон, размеры которого изменяются под действием давления пара в выпускном патрубке; к сильфону присоединена заслонка, регулирующая слив масла из камеры под поршнем золотника регулятора, который и изменяет давление под отсечным золотником, благодаря чему устанавливается необходимое положение регулирующих клапанов.

Пример 8.2. При уменьшении потребления пара давление в выходном патрубке и снаружи сильфона возрастает. Сильфон сжимается, и заслонка его штока прикрывает слив из камеры над поршнем регулятора давления. Поршень смещается вниз, открывая окна на слив масла из линии управления сервомотором регулирующих клапанов. Главный отсечной золотник смещается вниз, масло под давлением проходит в полость над поршнем сервомотора, который, перемещаясь вниз, закрывает регулирующие клапаны. При этом рычаг обратной связи открывает дополнительный слив из линии управления сервомотором. Это будет приводить к возврату отсечного золотника в прежнее положение, когда он «отсекает» сервомотор от напорной линии. В результате турбина перейдет к новому состоянию, когда расход через нее будет меньше, а давление в выходном патрубке восстановится (в пределах степени неравномерности).

Когда генератор турбины включен в электрическую сеть, то можно управлять давлением в выходном патрубке, перемещая поршень регулятора давления вручную или с помощью электромоторчика.

При пуске турбины, когда генератор еще не включен в сеть, регулятор давления отключают, а частотой вращения будет управлять МУТ.

Пример 8.3. Если с помощью электромоторчика (или вручную) перемещать верхний конец рычага регулятора скорости вправо, то его нижний конец будет перемещаться влево, и присоединенный к нему поршень прикроет слив масла из-под отсечного золотника. Регулирующие клапаны пойдут на открытие, расход пара через турбину увеличится. Частота вращения будет возрастать до тех пор, пока золотник обратной связи главного сервомотора не восстановит давление под главным золотником до прежнего значения.

Для защиты турбины от разгона служит бойковый автомат безопасности (см. рис. 4.34), его золотники и стопорный клапан.

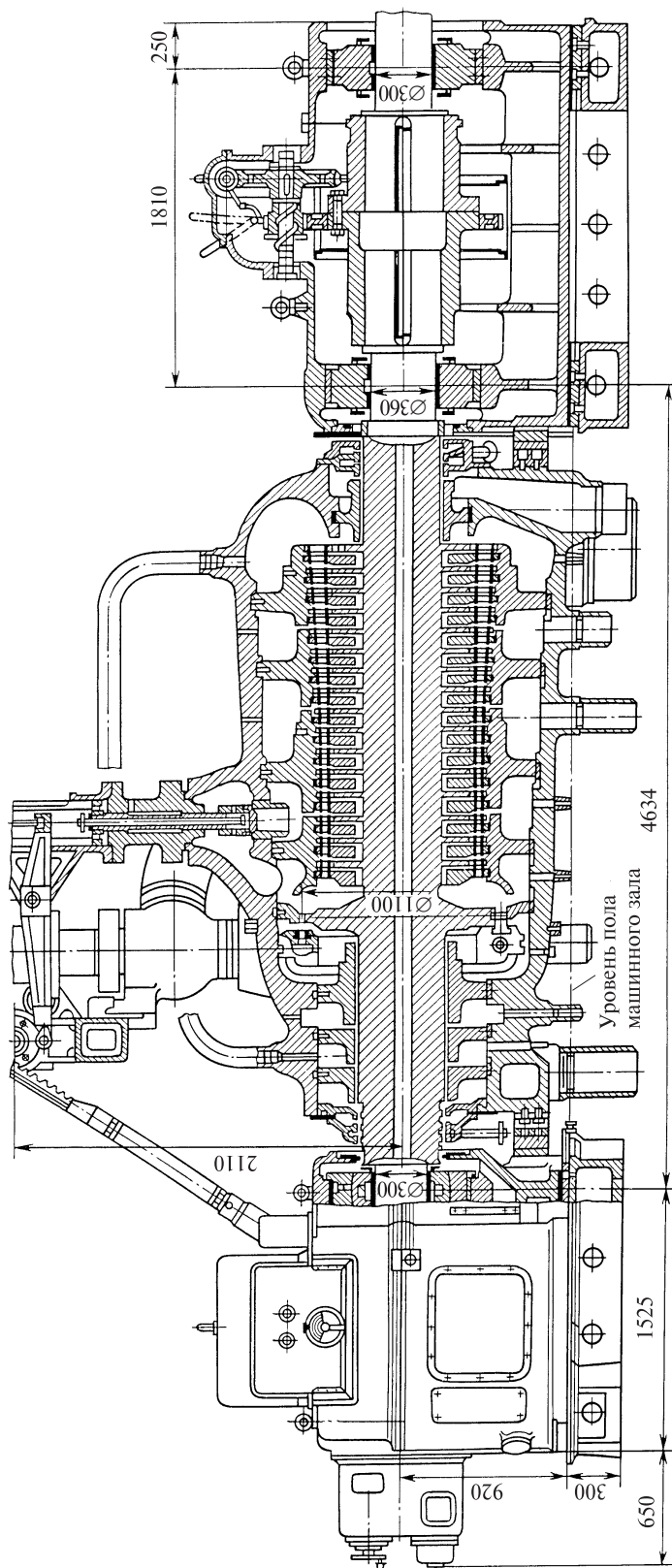


Рис. 8.8. Продольный разрез турбины паровой Р-50/60-12,8/1,3-2

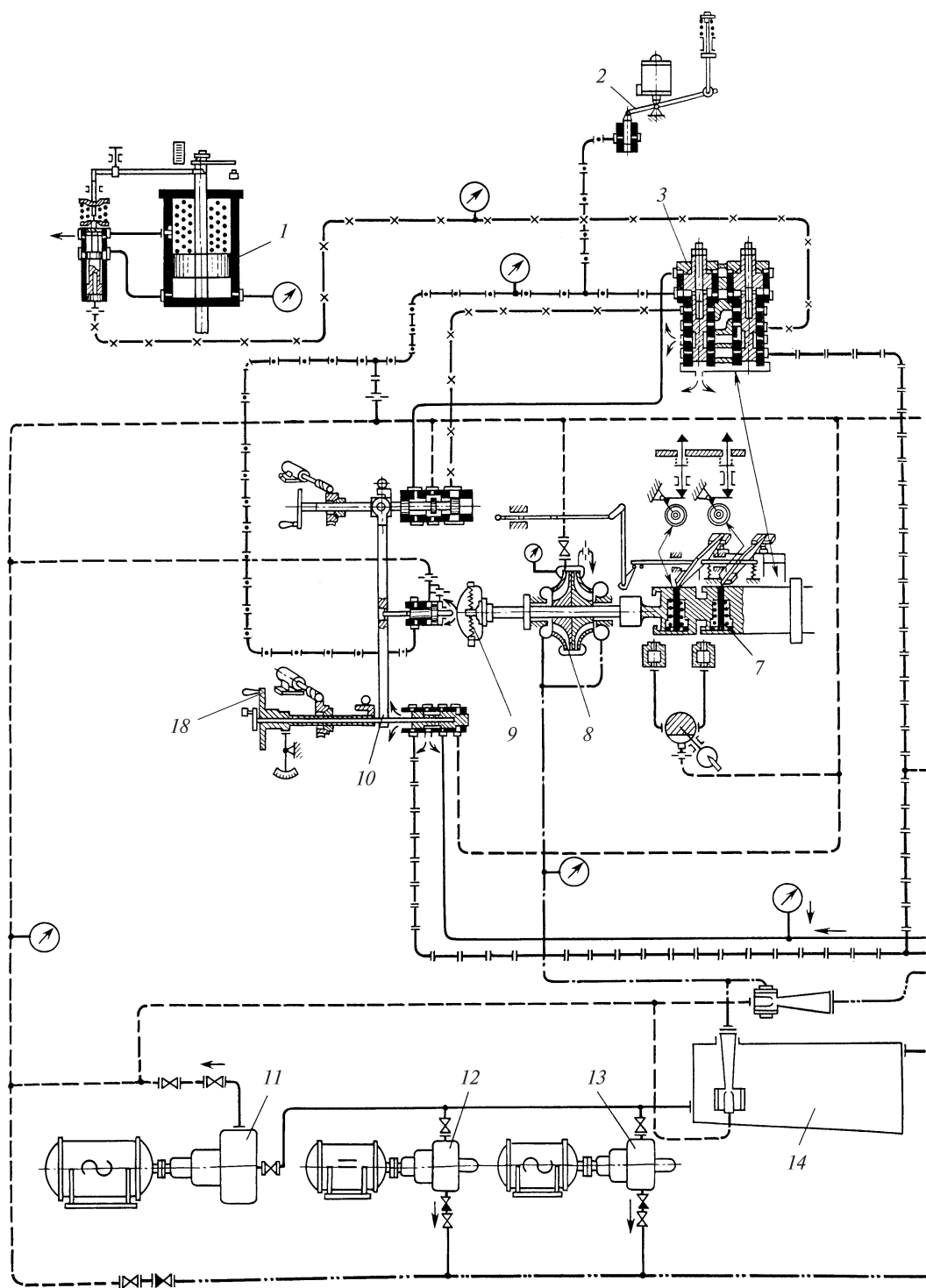
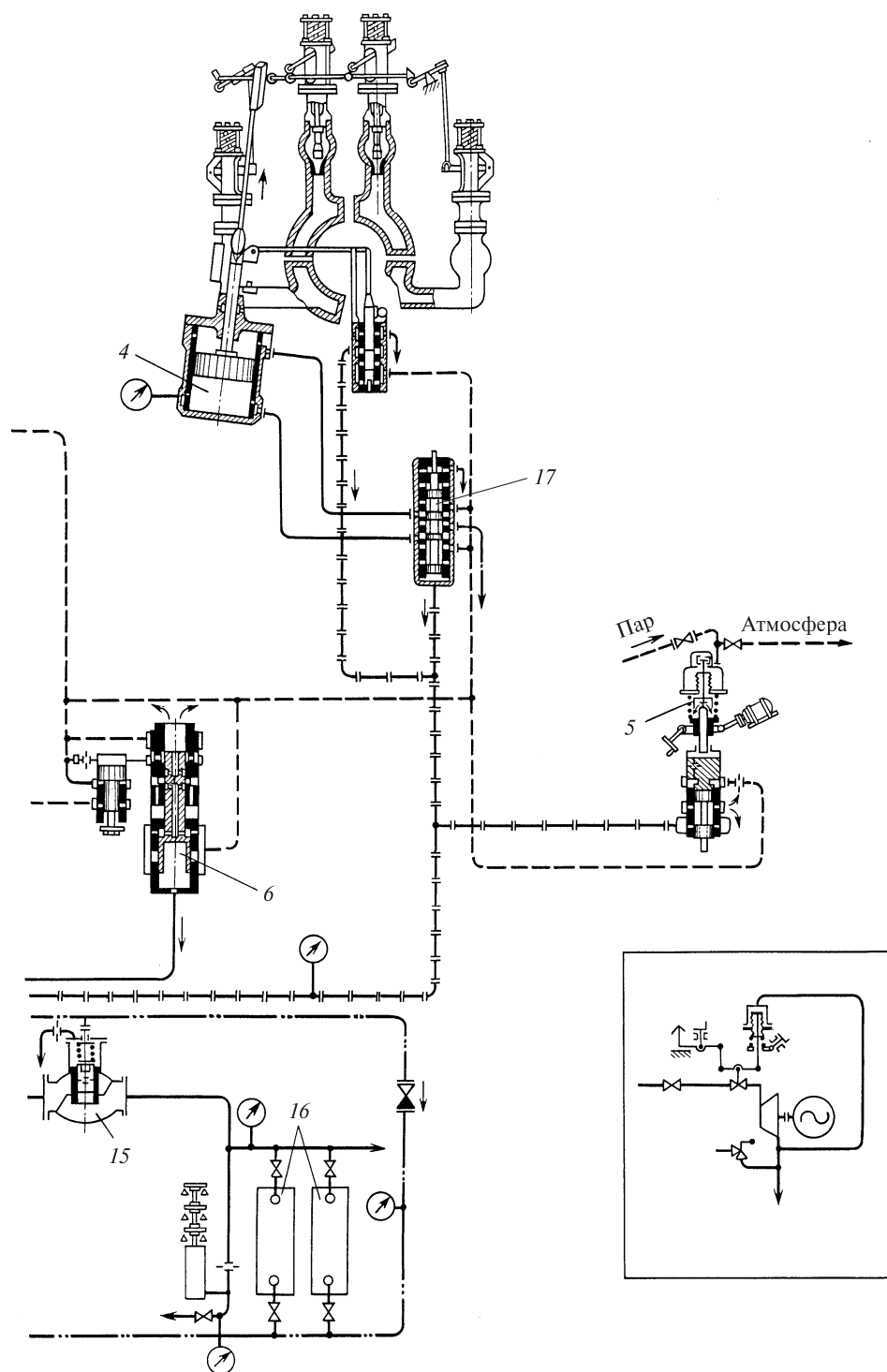


Рис. 8.9. Схема маслоснабжения, регулирования

I — линия напорного давления 1,9 МПа; *II* — линия всасывания главного масляного насоса 90 кПа; *III* — линия смазки до клапанов; *VI* — линия дополнительной защиты; *VII* — прочие линии; 1 — сервомотор стопорного клапана; 2 — электромагнитный дифференциатор; 7 — автомат безопасности; 8 — главный масляный насос; 9 — регулятор частоты вращения; 10 — блок золотников; 14 — масляный бак; 15 — сливной клапан;



и защиты турбины Р-50/60-12,8/1,3-2 ЛМЗ

маслоохладителя; *IV* — линия управления сервомотором стопорного клапана; *V* — линия управления сервомотором регулирующих выключатель; 3 — золотник автомата безопасности; 4 — сервомотор регулирующих клапанов; 5 — регулятор противоаварийного давления; 6 — регулятора частоты вращения; 11 — пусковой масляный насос; 12 — аварийный масляный насос; 13 — резервный масляный насос; 16 — маслоохладитель; 17 — отсекающий золотник; 18 — МУТ

Глава девятая

ТУРБИНЫ С ОДНИМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

9.1. ТУРБИНЫ ТУРБОМОТОРНОГО ЗАВОДА

Ниже рассмотрены типичные и наиболее важные конструкции теплофикационных турбин Турбомоторного завода (ТМЗ), основные параметры которых представлены в табл. 9.1.

9.1.1. Турбина Т-50-12,8

Турбина мощностью 50 МВт спроектирована на начальные параметры 12,8 МПа и 565 °С без промежуточного перегрева пара и на частоту вращения 50 1/с (см. табл. 9.1). В дальнейшем завод модернизировал турбину, повысив ее номинальную мощность до 55 МВт, а максимальную — до 60 МВт.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки приведена на рис. 9.1. Пар от стопорного клапана поступает к четырем регулирующим клапанам,

расположенным на корпусе ЦВД и обеспечивающим сопловое распределение. Пройдя двухвенечную регулирующую ступень и восемь последующих ступеней, пар поступает в ЦНД. В ЦНД турбины Т-50-12,8 конструктивно совмещены ЧСД (14 ступеней до регулируемого отбора пара) и ЧНД (2 ступени после отбора), из которой пар поступает в конденсатор.

Регенеративная система турбоустановки включает четыре ПНД, из которых конденсат подается в общестанционные деаэраторы, и три ПВД. В табл. 9.2 приведены характеристики отборов турбины.

Особенностью теплофикационной установки и этой турбины, как и всех последующих, выпускаемых ТМЗ, является использование ступенчатого подогрева сетевой воды в двух последовательно расположенных сетевых подогревателях. Он дает экономию топлива около 2 %, которая быстро окупает затраты, связанные с установкой двух сетевых подогревателей вместо одного.

В верхнем отопительном отборе, где давление больше, оно может изменяться в пределах 59—254 кПа, а в нижнем — в пределах 49—100 кПа (при отключенном верхнем отопительном отборе допустимо более глубокое снижение давления в нижнем отборе — вплоть до 30 кПа).

Необходимо подчеркнуть, что при использовании ступенчатого подогрева сетевой воды регулятор давления отбираемого пара поддерживает давление лишь в одной из ступеней отбора, а в другой ступени давление отбираемого пара не регулируется. Отсек проточной части, расположенный между камерами верхнего и нижнего отборов, называется промежуточным.

Другой особенностью тепловой схемы турбоустановки Т-50-12,8 является использование для нагрева сетевой воды на некоторых режимах встроенного в конденсатор теплофикационного пучка. При этом циркуляционную охлаждающую воду отключают, а конденсацию поступающего в конденсатор пара организуют с помощью обратной сетевой воды, которая таким образом подогревается перед поступлением в сетевые подогреватели. Такой режим работы турбоустановки с трехступенчатым нагре-

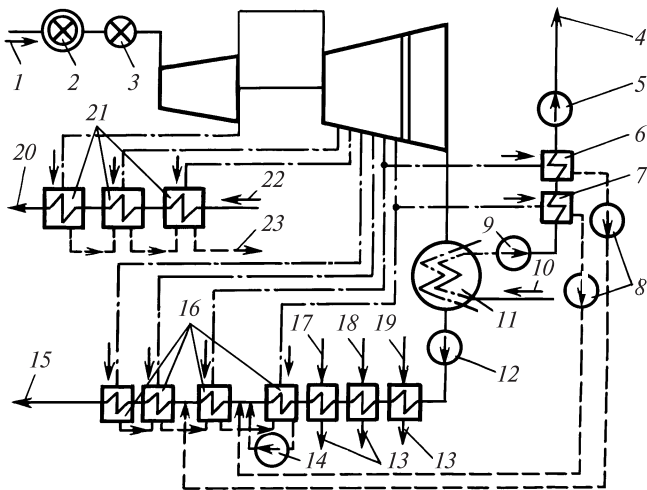


Рис. 9.1. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-50-12,8 ТМЗ

1 — свежий пар; 2 — стопорный клапан; 3 — регулирующий клапан; 4 — прямая сетевая вода; 5, 9 — сетевые насосы; 6, 7 — верхний и нижний сетевые подогреватели; 8 — дренажные сетевые насосы; 10 — обратная сетевая вода; 11 — встроенный пучок; 12 — конденсатный насос; 13 — конденсат греющего пара в конденсатор; 14 — сливной насос; 15 — конденсат в деаэратор; 16 — ПНД; 17 — пар из уплотнений; 18, 19 — выхлопной пар эжектора уплотнений и основного эжектора; 20 — питательная вода в деаэратор; 21 — ПВД; 22 — питательная вода от питательного насоса; 23 — конденсат греющего пара в деаэратор

Таблица 9.1

Основные параметры теплофикационных турбин ТМЗ

Показатель	Турбина					
	T-250/300-23,5-3	T-175/210-12,8	T-110/120-12,8-4	ПТ-135/165-12,8/1,45	ПТ-50/60-12,8/0,7	T-50/60-12,8
Мощность МВт:						
номинальная	250	175	110	135	50	50
максимальная	300	210	120	165	60	60
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50	50	50
Начальные параметры пара:						
давление, МПа	23,5	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8
температура, °С	540	555	555	555	565	555
Параметры пара после промежуточного перегрева:						
давление, МПа	3,68	—	—	—	—	—
температура, °С	540	—	—	—	—	—
Параметры изменения давления пара в регулируемом отборе, кПа:						
верхнем	59—196	50—290	59—245	59—245	50—245	59—245
нижнем	49—147	49—196	49—196	39—117	50—200	49—196
Максимальная тепловая нагрузка, ГДж/ч	1465	1170	770	586	160	420
Номинальный производственный расход отбираемого пара, кг/с	—	—	—	88,89	32,8	—
Температура питательной воды, °С	263	232	232	232	230	232
Давление пара за турбиной, кПа	5,8	5,0	5,6	6,2	5,4	5,1
Расход охлаждающей воды через конденсатор, т/ч	28000	248000	16000	12400	—	7000
Температура охлаждающей воды, °С	20	20	20	20	20	20
Максимальный расход свежего пара, кг/с	272	211	135	211	83,3	73,6
Конструктивная схема турбины	1ЦВД + 2ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСНД	1ЦВД + 1ЦСНД
Конструктивная схема проточной части:						
ЦВД	1р + 11	1р + 11	2р + 8	1р + 12	2р + 8	1р + 8
ЦСД	11 + 6	9	14	—	—	—
ЦНД	2 × 3	2 × 3	2 × 3	12	15	16
Число выхлопов	2	2	2	1	1	1
Длина лопатки последней ступени, мм	940	830	550	830	550	550
Средний диаметр последней ступени, мм	2,39	2,28	1,915	2,28	—	—
Удельный расход пара, кг/(кВт · ч)	3,6	4,25	4,3	5,55	5,48	4,9
Длина турбины, м	26,6	21,4	18,6	15,3	—	13,62
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт · ч)	8145	8790	9080	9440	—	—

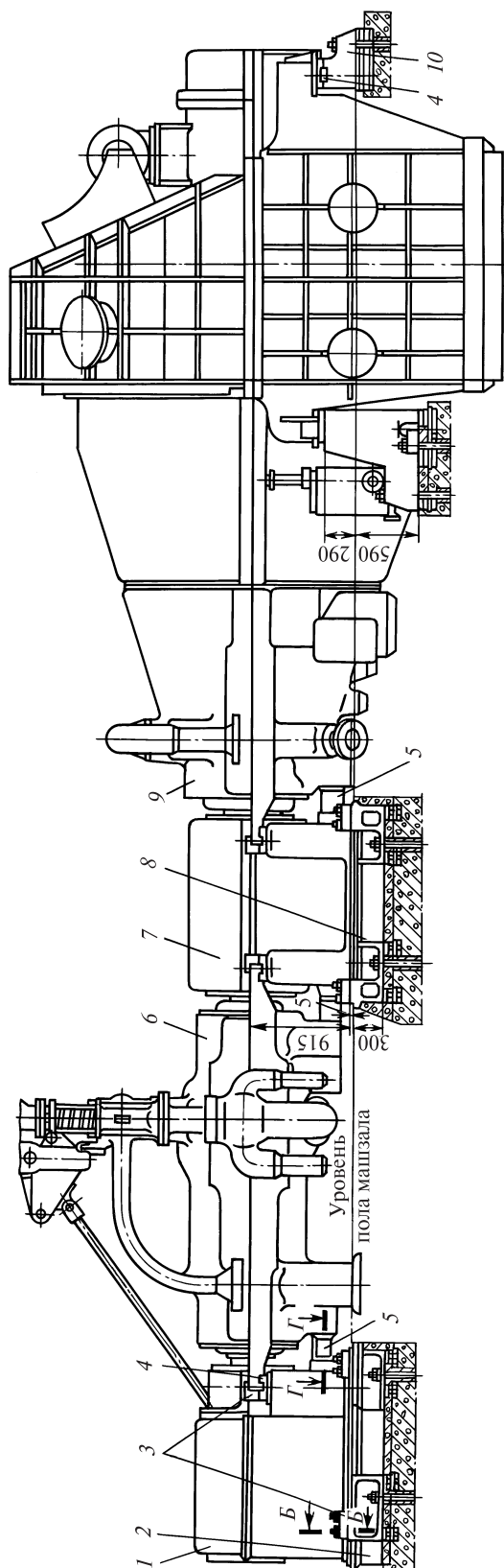


Рис. 9.2. Установка турбины Т-50-12,8 ТМЗ на фундаменте

1, 7 — корпуса переднего и среднего подшипников; 2, 8 — фундаментные рамы переднего и среднего подшипников; 3 — скоба; 4, 5, 13 — поперечная, вертикальная и продольная шпонки соответственно; 6 — ЦВД; 9 — ЦВД; 10, 12 — задняя и боковая фундаментные рамы; 11 — шпонка косая

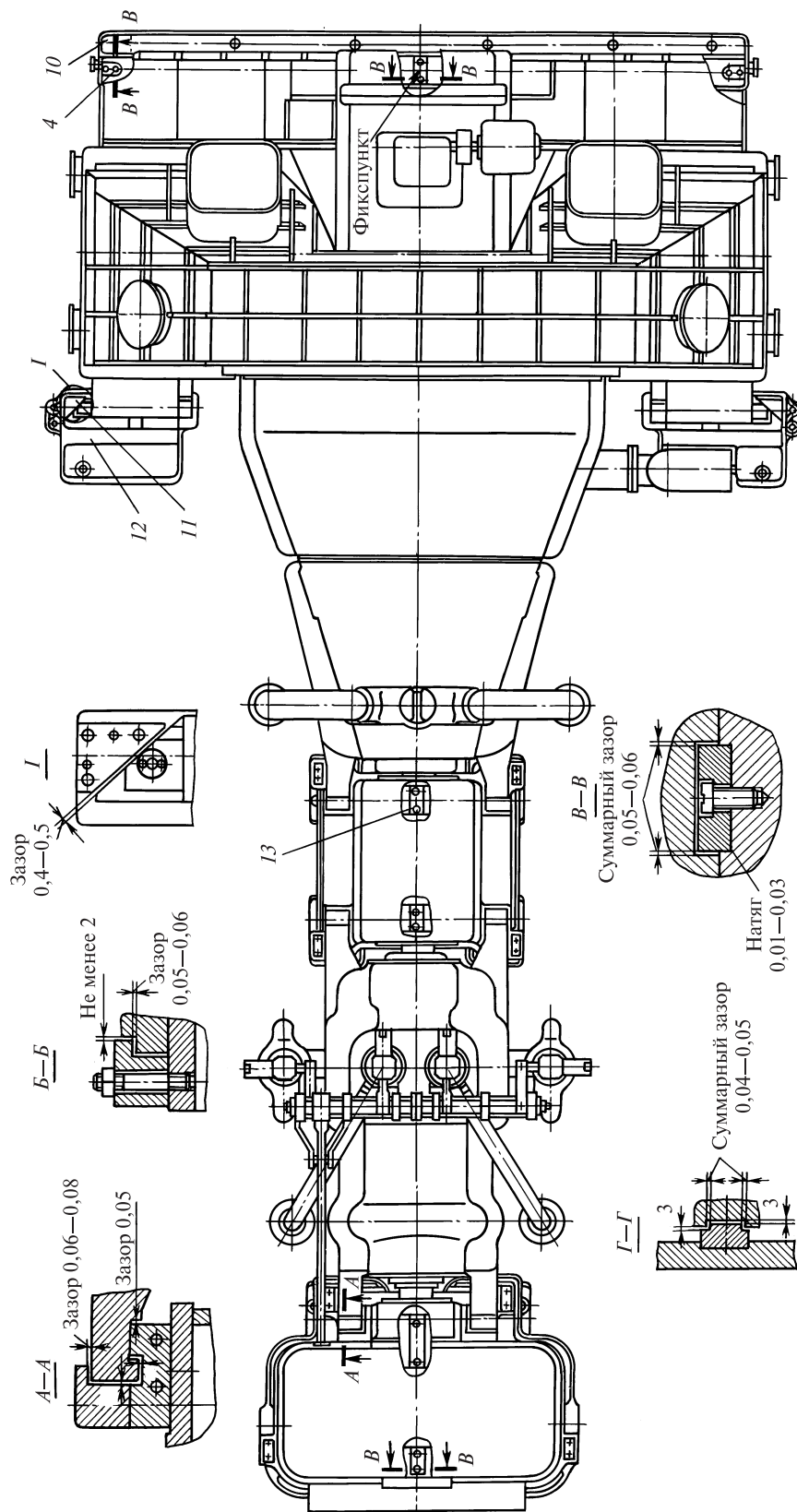


Рис. 9.2 (окончание)

Таблица 9.2

Характеристики регенеративных отборов пара для турбины Т-50/60-12,8-6

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-7	2,96	366	11,4 + 2*
ПВД-6	1,765	309	10,6
ПВД-5	1,062	254	6,3
Деаэратор	1,062	254	3,5
ПВД-4	0,565	192	4,6 + 4,7*
ПВД-3	0,286	132	13,4
ПВД-2	0,088	—	1,8
ПВД-1	0,0372	—	0,3

* Пар из концевых уплотнений.

вом сетевой воды экономичен, так как потери с охлаждающей водой отсутствуют.

На рис. 3.2 (см. вкладку) приведен продольный разрез турбины Т-50-12,8 ТМЗ. ЦВД турбины полностью унифицирован с турбиной Р-40-12,8/3,1 ТМЗ, описание которой приведено выше. Перепуск пара из ЦВД в ЦНД выполнен по двум паропроводам, соединяющим нижние половины корпусов ЦВД и ЦНД.

Валопровод турбины состоит из двух роторов, соединенных жесткой муфтой. Полумуфта ротора ЦНД откована заодно с валом. С генератором ротор турбины соединен полугибкой муфтой. Каждый из валов лежит в двух опорных подшипниках. Задний подшипник ЦВД — опорно-упорный. Ротор ЦНД — комбинированный: первые семь дисков откованы заодно с валом, а остальные насажены на вал горячей посадкой.

Корпус ЦНД, кроме горизонтального, имеет два вертикальных разъема, сболчиваемых на монтажной площадке электростанции.

Сопловой аппарат первой ступени ЦНД установлен в расточке корпуса. Диафрагмы ЧСД установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора пара в регенеративную систему.

Две последние ступени ЧСД отделены от предшествующих ступеней и от последующей регулирующей поворотной диафрагмы большими камерами, первая из которых служит для размещения верхнего отопительного отбора, а вторая — нижнего.

Регулирующая диафрагма имеет сервомоторный привод и открывает одновременно все сопло-

вые каналы. Таким образом, парораспределение в ЧНД — дроссельное.

На рис. 9.2 показана установка турбины на фундаменте.

Передняя часть ЦСД опирается на средний подшипник с помощью лап, соединяемых с корпусом подшипника посредством поперечных шпонок. Выходная часть ЦНД опирается непосредственно на фундаментные рамы. Фикспункт расположен на опорной раме ЦНД, а вся турбина расширяется в сторону переднего подшипника вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментных рамах в вертикальной плоскости турбины.

Схема маслоснабжения и смазки турбины Т-50-12,8 была показана на рис. 8.2.

На рис. 9.3 изображена схема регулирования и защиты турбины.

Датчиками системы регулирования служат импеллер, установленный в одном корпусе с насосом 10, и регулятор давления 7 в отопительном отборе. Импеллер подает сигнал на мембранно-ленточный регулятор частоты вращения 9 в виде меняющегося давления. Сигналы от регуляторов частоты вращения и давления суммируются и передаются золотникам сервомоторов 3 ЧВД и 5 ЧНД.

Поскольку всякое изменение давления в камерах над суммирующими золотниками приводит, в конечном счете, к перестановке клапанов ЧВД и ЧНД, то это можно использовать для управления частотой вращения (или нагрузкой турбины) и давлением отбираемого пара. Золотник регулятора частоты вращения 9 имеет ручной и электрический привод (механизм управления), перемещающий его и изменяющий давление в камере над левым суммирующим золотником. Аналогичный привод позволяет перемещать сопло регулятора давления 7 и изменять давление в камере над правым суммирующим золотником.

При малых скоростях изменения регулируемых параметров (частоты вращения и давления в отборе) золотники сервомоторов реагируют только на изменение давления в соответствующих этажах. Однако при резком сбросе нагрузки частота вращения будет быстро возрастать, а давление в отборе падать. Это приведет к тому, что регулирующие клапаны ЧВД будут закрываться, а регулирующая диафрагма ЧНД открываться, вызывая нежелательный динамический заброс частоты вращения. Для того чтобы этого не было, золотник главного сервомотора ЧВД имеет в верхней части кромку, при смещении которой на достаточную величину импульсная линия золотника сервомотора ЧНД соединяется со сливом. При резком увеличении частоты

вращения золотник сервомотора регулирующей диафрагмы закрывает ее, уменьшая тем самым динамический заброс частоты вращения.

В блоке суммирующих золотников предусмотрен так называемый переключатель *б*, с помощью которого устанавливается режим работы с противодействием. При опускании золотника переключателя посредством маховичка вниз этаж ЧНД соединяется со сливом сечения настолько большего размера, что конус обратной связи сервомотора *5* не в состоянии восстановить давление над своим золотником. Вследствие этого полость над поршнем сервомотора регулирующей диафрагмы оказывается постоянно под давлением напорного масла, а полость под ним — соединенной с всасывающей линией насоса. Поэтому поршень сервомотора прочно удерживает диафрагму в закрытом положении, обеспечивая режим работы с противодействием.

Пример 9.1. Пусть в результате роста потребления электроэнергии частота сети и соответственно частота вращения турбины уменьшаются. Тогда давление за импеллером будет снижаться, а прогиб ленты регулятора частоты вращения уменьшаться. В связи с этим слив из сопла мембранно-ленточного регулятора частоты вращения *9* возрастет. Золотник сдвинется вверх и увеличит слив масла из полости над левым суммирующим золотником, который переместится вверх. При этом давление на этажах ЧВД и ЧНД блока суммирующих золотников будет одновременно уменьшаться, вследствие чего отсечные золотники сервомоторов регулирующих клапанов ЧВД и регулирующей диафрагмы ЧНД сместятся вверх и откроют доступ масла от насоса под поршни сервомоторов, которые будут одновременно увеличивать расход пара в отбор. При движении поршней сервомоторов жестко связанные с ними конусы обратной связи будут закрывать отверстия для прохода масла в полости над золотниками сервомоторов, восстанавливая давление на этажах ЧВД и ЧНД блока суммирующих золотников и возвращая отсечные золотники сервомоторов в нейтральное положение. Увеличение пропуска пара через ЧВД и ЧНД приведет к небольшому изменению частоты вращения в соответствии со статической характеристикой. При этом лента регулятора частоты вращения и его золотник займут новое положение, отвечающее новой точке на статической характеристике регулирования.

Пример 9.2. Пусть теперь вследствие увеличения потребления пара на нагрев сетевой воды уменьшилось давление в камере отбора. Тогда прогиб ленты регулятора давления *7* также уменьшится, что приведет к уменьшению слива масла из сопла и росту давления в камере над правым суммирующим золотником. Золотник переместится вверх; при этом давление на этаже ЧВД уменьшится, а на этаже ЧНД возрастет. Следовательно (см. пример 9.1), регулирующие клапаны *2* ЧНД будут открываться, а регу-

лирующая диафрагма *4* ЧНД закрываться; при этом мощность, развиваемая ЧНД, будет расти, мощность ЧНД снижаться, а суммарная мощность останется неизменной. Повышенный расход пара через ЧВД обеспечит сетевой подогреватель требуемым количеством отбираемого пара и восстановит давление в камере отбора в соответствии со статической характеристикой поддержания давления.

Исполнительными органами системы защиты (рис. 9.3) являются стопорный клапан, закрываемый пружинным сервомотором, и обратный клапан на линии отбора пара. При срабатывании автоматического затвора *1* стопорного клапана специальный концевой выключатель выдает сигнал на немедленное принудительное закрытие обратного клапана.

Защита турбины от разгона осуществляется сдвоенным кольцевым автоматом безопасности *11*, бойки которого воздействуют на его золотник. При нормальной работе машины золотники *12* автомата безопасности находятся в крайнем верхнем положении под действием давления масла, поступающего под средний поясok каждого золотника. При вылете любого из бойков золотник несколько сдвигается вниз, и масло под давлением получает возможность пройти в полость между двумя верхними поясками и «дожать» золотник до крайнего нижнего положения. При этом золотник соединяет полость над золотником стопорного клапана со сливом. Этот золотник перемещается вверх, открывая проход маслу из-под поршня сервомотора стопорного клапана и обеспечивает его посадку.

Одновременно золотник автомата безопасности уменьшает давление под золотником регулятора частоты вращения *9*, перемещение которого вниз вызывает быстрое закрытие регулирующих клапанов ЧВД и регулирующей диафрагмы ЧНД.

Средний золотник автомата безопасности служит для ручного отключения турбины или отключения электромагнитом под воздействием сигналов от других защит (при значительном ухудшении вакуума, снижении давления масла в системе регулирования или в системе смазки). При смещении среднего золотника вниз масло под давлением получает возможность пройти в полости между двумя верхними поясками крайних золотников, отжать их вниз, что приведет к закрытию стопорных и регулирующих клапанов.

В качестве сетевых подогревателей в турбоустановке используются аппараты типа ПСГ-1300-3-8 (см. рис. 6.4).

На рис. 9.4 показана конструкция конденсатора турбины.

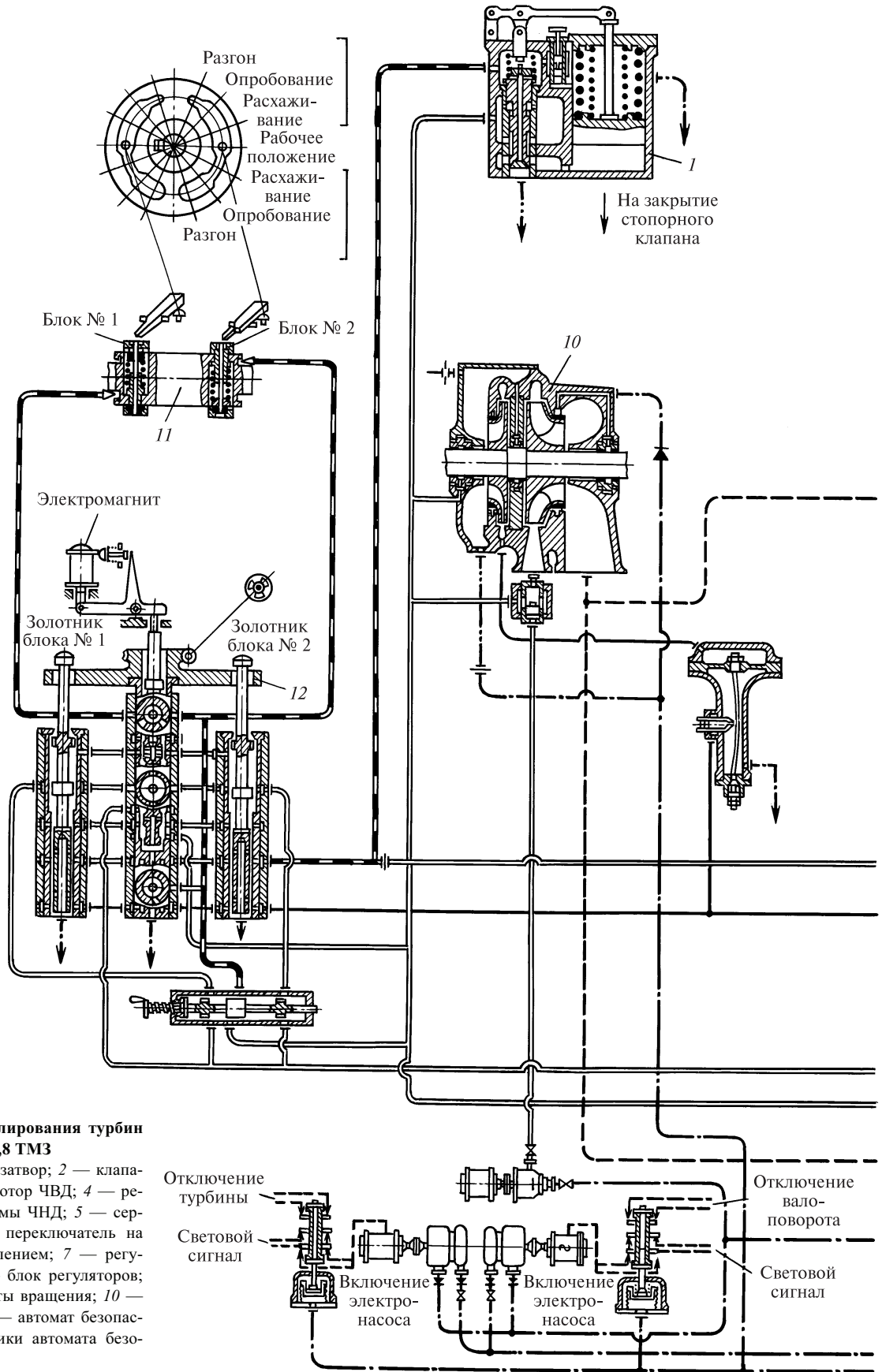


Рис. 9.3. Схема регулирования турбин Т-50-12,8 и Т-100-12,8 ТМЗ

1 — автоматический затвор; 2 — клапаны ЧСД; 3 — сервомотор ЧВД; 4 — регулирующие диафрагмы ЧНД; 5 — сервомотор ЧНД; 6 — переключатель на режим с противодавлением; 7 — регулятор давления; 8 — блок регуляторов; 9 — насосная группа; 11 — автомат безопасности; 12 — золотники автомата безопасности

Отключение турбины

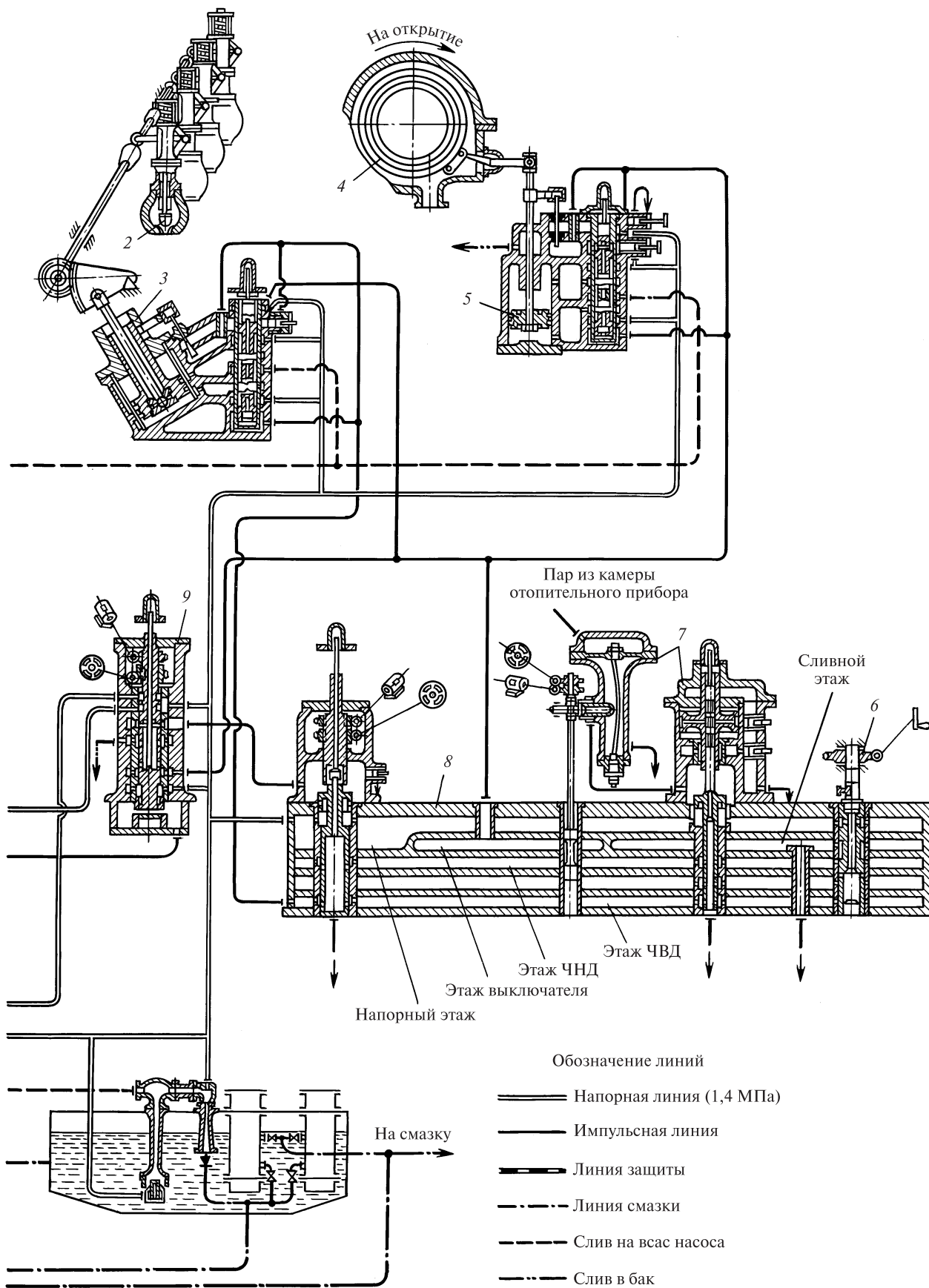
Световой сигнал

Включение электронасоса

Включение электронасоса

Отключение вало-поворота

Световой сигнал



9.1.2. Турбина Т-100-12,8

В 1961 г. ТМЗ изготовил теплофикационную турбину Т-100-12,8 мощностью 100 МВт на начальные параметры пара 12,8 МПа и 565 °С, на частоту вращения 50 1/с с двухступенчатым теплофикационным отбором пара и номинальной тепловой производительностью 186,2 МВт (160 Гкал/ч).

Модернизированная турбина Т-110/120-12,8-4 при номинальной тепловой производительности

214 МВт развивает мощность 110 МВт при номинальном расходе свежего пара 135 кг/с. Давления в верхнем и нижнем отопительных отборах изменяются в пределах 0,06—0,25 и 0,05—0,2 МПа.

После дополнительной модернизации ТМЗ создал турбину Т-100/120-12,8-5, на базе этой турбины разработал семейство турбин (табл. 9.3) для строящихся и расширяющихся ТЭЦ крупных городов. Модификации турбины отличаются расходом

Таблица 9.3

Основные показатели турбин семейства Т-110/120-12,8

Показатель	Модификация			
	Т-110/120-12,8-5	Т-116/125-12,8-7	Т-118/125-12,8-8	Тп-115/125-12,8-9
Мощность, МВт:				
номинальная	110	116	118	115
максимальная	120	125	125	125
на конденсационном режиме	120	120	125	125
Расход свежего пара, т/ч:				
номинальный	480	505	515	515
максимальный	485	510	520	520
Параметры свежего пара:				
давление, МПа			12,8	
температура, °С			555	
Тепловая нагрузка:				
производственная за 9-й ступенью, т/ч	—	—	—	70
отопительная, Гкал/ч:				
номинальная	175	184	188	100
максимальная	184	193	197	100
Пределы изменения давления в регулируемых отборах, кПа:				
производственного за 9-й ступенью	—	—	—	12—18
верхнего отопительного			60—250	
нижнего отопительного			50—200	
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм			550	
Число ступеней:				
ЦВД			9	
ЦСД			14	
ЦНД			2 × 2	
Охлаждающая вода:				
расчетная температура, °С			20	
расчетный расход, м ³ /ч			16 000	
Поверхность охлаждения конденсатора, м ²			6200	
Структурная формула системы регенерации			3ПВД + Д + 4ПНД	
Расчетная температура питательной воды, °С	234	234	235	235

Примечание. Во всех турбинах возможен нерегулируемый отбор пара сверх регенерации из трубопровода отбора пара к ПНД-3 до 50 т/ч.

Таблица 9.4

Характеристики регенеративных отборов пара для турбины Т-110/120-12,8-5

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-7	3,32	379	17,5 + 2*
ПВД-6	2,28	337	27,3
ПВД-5	1,22	266	16,9
Деаэрагор	1,22	266	6,6
ПВД-4	0,57	190	11,4 + 6,2*
ПВД-3	0,294	133	22,2
ПВД-2	0,098	—	7,0
ПВД-1	0,037	—	0,6

* Пар из концевых уплотнений.

свежего пара и, следовательно, мощностью и значениями отборов.

Принципиальные тепловые схемы турбоустановок типа Т-100-12,8 и типа Т-50-12,8 практически не отличаются. Отличия состоят лишь в размерах и мощности применяемого оборудования.

В табл. 9.4 приведены характеристики регенеративных отборов турбины.

Продольный разрез турбины показан на рис. 3.3 (см. вкладку).

Пар к стопорному клапану подводится по двум паропроводам и затем по четырем перепускным трубам направляется к четырем регулирующим клапанам, привод которых осуществляется посредством сервомотора, рейки, зубчатого сектора и кулачкового вала (рис. 9.5). Открываясь последовательно, регулирующие клапаны подают пар в четыре вваренные в корпус сопловые коробки, откуда пар поступает на двухвенечную регулируемую ступень. Пройдя ее и восемь нерегулируемых ступеней, пар через два патрубка покидает ЦВД и по четырем паропускам подводится к кольцевой коробке ЦСД, отлитой заодно с корпусом. ЦСД содержит 14 ступеней. После 12-й ступени производится верхний, а после последней ступени — нижний теплофикационный отбор.

Из ЦСД по двум ресиверным трубам, установленным над турбиной, пар направляется в ЦНД двухпоточной конструкции. На входе каждого потока установлена поворотная регулирующая диафрагма с одним ярусом окон, реализующая дроссельное парораспределение в ЦНД. В каждом потоке ЦНД имеется по две ступени. Последняя ступень имеет

длину лопатки 550 мм при среднем диаметре 1915 мм, что обеспечивает площадь выхода $3,3 \text{ м}^2$.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД, ЦСД, ЦНД и генератора. Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, причем полумуфта ЦСД откована заодно с валом. Между роторами ЦСД и ЦНД, ЦНД и генератора установлены полужесткие муфты. Каждый из роторов уложен в двух опорных подшипниках. Комбинированный опорно-упорный подшипник расположен в корпусе среднего подшипника между ЦВД и ЦСД.

Конструкция ЦВД в большой степени унифицирована с конструкцией ЦВД турбины Р-40-12,8/3.

Ротор ЦСД — комбинированный: диски первых восьми ступеней откованы заодно с валом, а остальных насажены на вал с натягом.

Корпус ЦСД имеет вертикальный технологический разъем, соединяющий литую переднюю часть и сварную заднюю. В остальной конструкции ЦСД турбины Т-100-12,8 и ЦНД турбины Т-50-12,8 совпадают.

Ротор ЦНД — сборный: четыре рабочих диска посажены на вал с натягом.

Корпус ЦНД состоит из трех частей: средней сварно-литой и двух выходных сварных. На рис. 9.6 показан разрез по паровпуску ЦНД, на котором хорошо видны две пароподводящие трубы в верхней половине корпуса и сервомоторный привод поворотной регулирующей диафрагмы.

Опирающие турбины на фундамент и направления ее тепловых расширений показаны на рис. 9.7. Корпуса ЦВД и ЦСД опираются на корпуса подшипников с помощью лап. Выходная часть ЦСД опирается лапами на переднюю часть ЦНД.

ЦНД имеет встроенные подшипники и опирается на фундаментные рамы своим опорным поясом. Фикс-пункт находится на пересечении продольной оси турбины и осей двух поперечных шпонок, установленных на продольных рамах в области левого (переднего) выходного патрубка. Взаимная центровка корпусов цилиндров и подшипников осуществляется системой вертикальных и поперечных шпонок, установленных между лапами цилиндров и их опорными поверхностями. Расширение турбины происходит в основном от фикс-пункта в сторону переднего подшипника и частично — в сторону генератора.

Системы маслоснабжения, смазки, регулирования и защиты не имеют принципиальных различий от перечисленных систем турбины Т-50-12,8 ТМЗ, рассмотренных выше.

Для нагрева сетевой воды используются подогреватели типа ПСГ-2300 с поверхностью теплообмена 2300 м^2 , конструкция которого принципиально не отличается от изображенной на рис. 6.4.

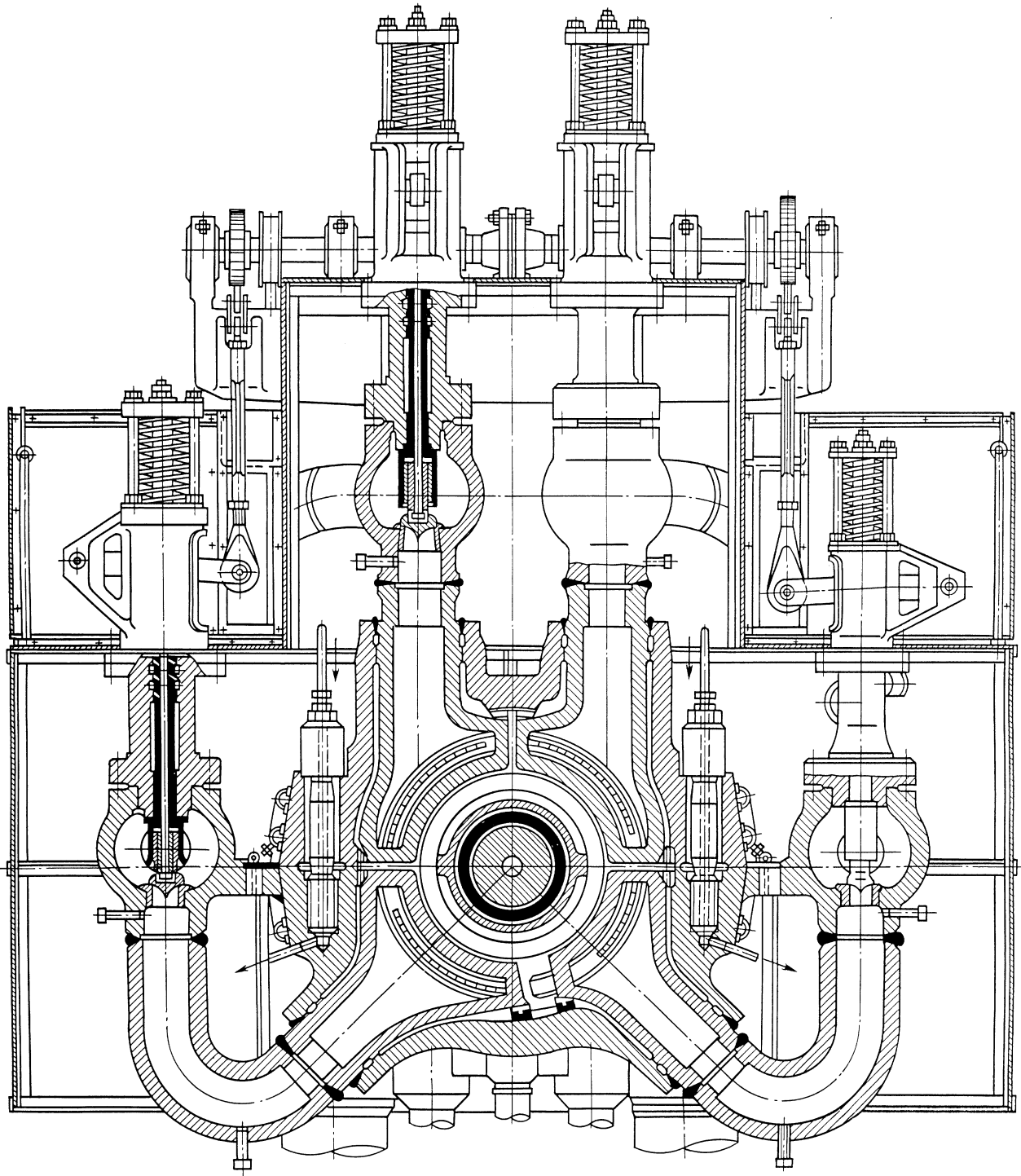
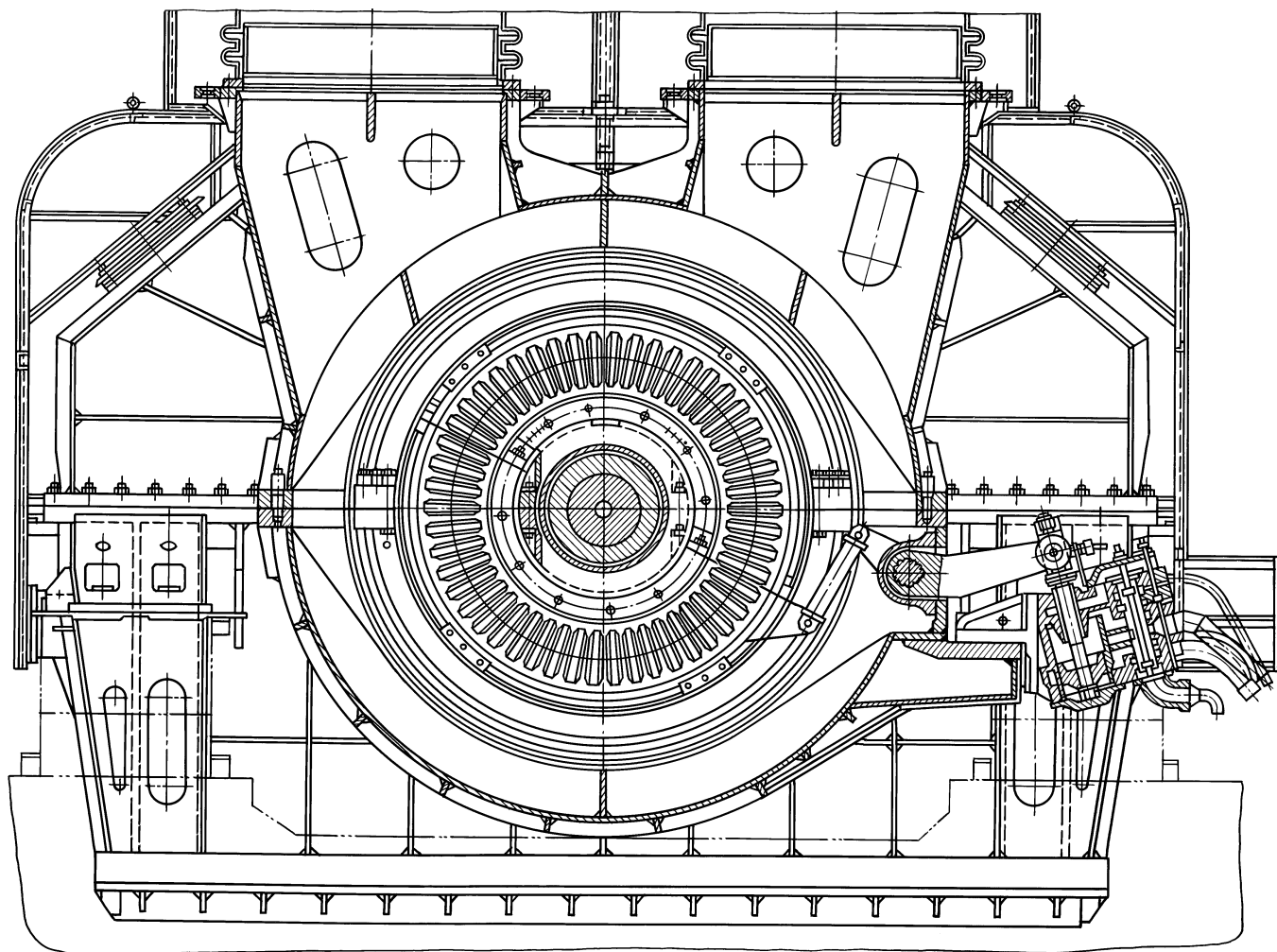


Рис. 9.5. Паровпуск ЦВД турбины Т-100-12,8 ТМЗ



Вид на привод поворотных диафрагм

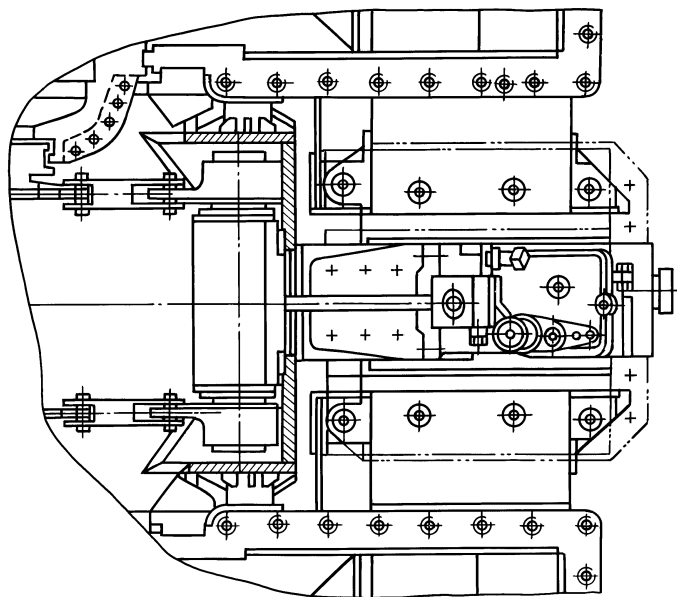


Рис. 9.6. Паровпуск ЦНД турбины Т-100-12,8 ТМЗ

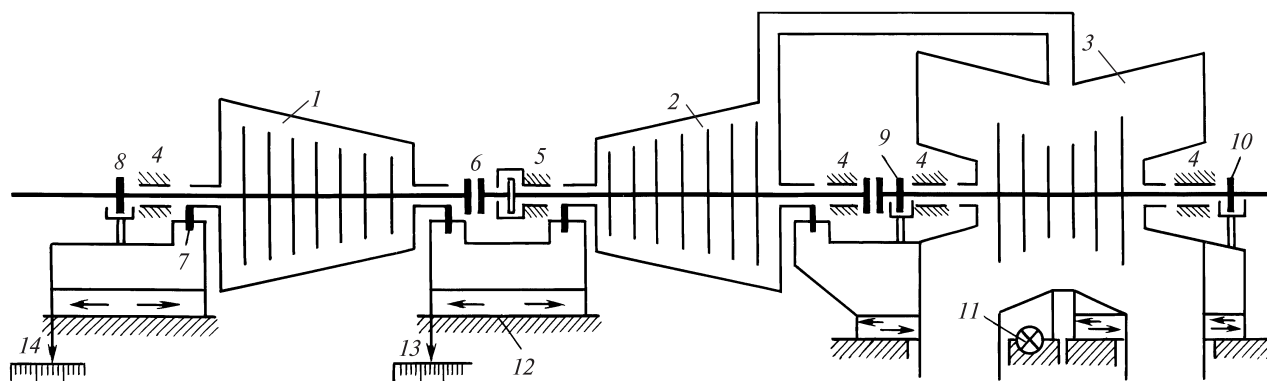


Рис. 9.7. Схема тепловых расширений турбин Т-100-12,8 ТМЗ и Т-180/210-12,8

1 — ЦВД; 2 — ЦСД; 3 — ЦНД; 4 — опорные подшипники; 5 — опорно-упорный подшипник; 6 — муфта; 7 — место опирания лап корпуса турбин на ступля подшипников через поперечные шпонки; 8 — датчик относительного удлинения ротора ЦВД; 9, 10 — то же для роторов ЦСД и ЦНД; 11 — фиксипункт турбины; 12 — скользящие опоры; 13 — указатель абсолютного расширения ЦСД; 14 — то же для ЦВД и ЦСД

В качестве конденсационного устройства (рис. 9.8, см. с. 268, 269) используются два одинаковых корпуса конденсатора с суммарной поверхностью теплообмена 6200 м^2 (конденсатор КГ2-6200), подсоединенных каждый к своему потоку пара, идущему из ЦНД. Конструкция корпусов практически не отличается от конструкции конденсатора К2-3000 для турбины Т-50-12,8.

9.1.3. Турбина Т-175/210-12,8

Турбина имеет номинальную мощность 175 МВт при начальных параметрах 12,8 МПа и $555 \text{ }^\circ\text{C}$. Номинальная тепловая нагрузка (см. табл. 9.1) 1130 ГДж/ч . Расчетное давление в конденсаторе 5,8 кПа. Частота вращения 50 1/с. Турбина предназначена для ТЭЦ крупных городов.

Позже ТМЗ разработал модификацию этой турбины Т-185/220-12,8-2 на больший расход пара, увеличив проходные сечения ЦВД. Эта модификация стала базовой для модификаций турбин, представленных в табл. 9.5. Главная особенность двух последних модификаций — возможность использования ограниченных отборов пара на нужды производства, причем давление в них поддерживается автоматически с помощью регулирующих клапанов, установленных на паропроводах отбора. Эти модификации рассчитаны на различную температуру охлаждающей воды, и поэтому имеют различные высоты рабочих лопаток последних ступеней.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 9.9, а продольный разрез — на рис. 9.10 (см. вкладку). Предусмотрен двухступенчатый нагрев сетевой воды и использование регулирующих диафрагм для поддержания давления в теплофикационных отборах.

Пар из стационарного коллектора через стопорный клапан подводится к четырем регуливающим клапанам, установленным на ЦВД турбины. Турбина состоит из трех цилиндров. Парораспределение турбины — сопловое. ЦВД полностью унифицирован с ЦВД описанной выше турбины Р-100-12,8/1,45. Проточная часть ЦСД включает девять ступеней, из них две последние образуют промежуточный отсек.

Сам ЦНД — двухпоточный, симметричный, с тремя ступенями в каждом потоке.

Ротор ЦСД — комбинированный, с цельнокованой передней частью. В связи с тем, что на выходе ЦСД расположен промежуточный отсек, на который действует значительная разность давлений, зависящая от расхода пара, в районе переднего уплотнения выполнен думмис большого диаметра, уравновешивающий осевое усилие, возникающее в проточной части. Корпус ЦСД состоит из передней (литой) и выходной (сварной) частей, соединенных вертикальным технологическим разъемом.

Ротор ЦНД — сборный, корпус — сварной, двухстенный.

Корпуса ЦВД и ЦСД подвешены лапами на ступля подшипников; первые два из них — выносные, третий и четвертый — встроены в выходные патрубки ЦНД. Под лапами корпусов установлены поперечные шпонки. Фиксипункт турбины образован пересечением осей продольных и поперечных шпонок, расположенных на боковых фундаментных рамах ЦНД в зоне выходного патрубка, соседствующего с ЦСД, перемещая корпуса подшипников вдоль продольных шпонок по фундаментным рамам.

В теплофикационной установке использованы сетевые подогреватели типа ПСГ-5000-8 с поверхностью 5000 м^2 (рис. 9.11). Его устройство не отличается от ПСГ-1300-8, изображенного на рис. 6.4.

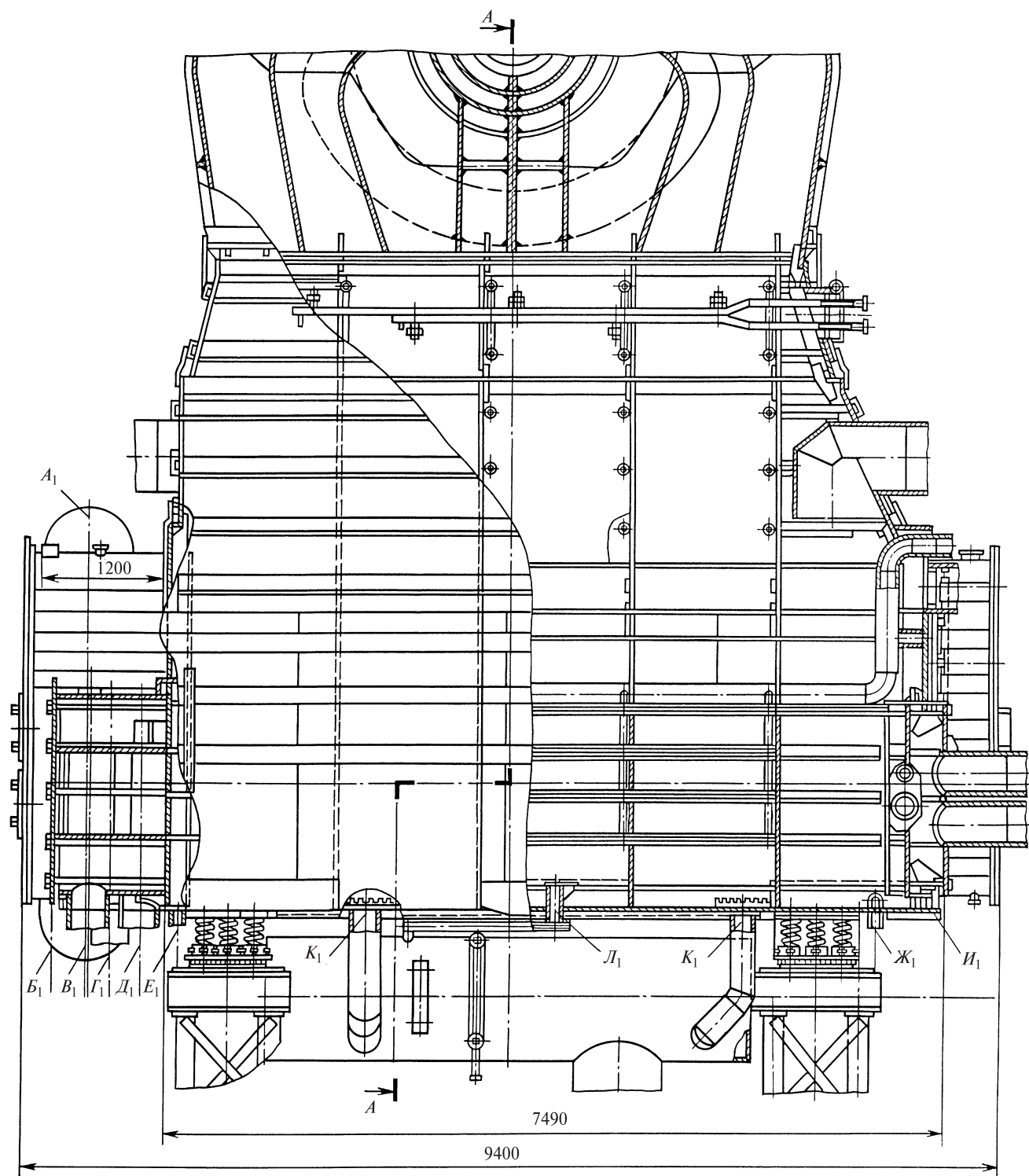


Рис. 9.8. Конденсатор турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ

A_1 — отвод циркуляционной воды; B_1 — подвод циркуляционной воды; B_1 — отвод (подвод) циркуляционной, сетевой или подпиточной воды; Γ_1 — отвод (подвод) циркуляционной, сетевой воды; Δ_1 — подвод (отвод) циркуляционной, сетевой воды; E_1 — отвод конденсата; Ж_1 — подвод (отвод) сетевой воды; И_1 — отвод паровоздушной смеси из основных пучков; K_1 — отвод паровоздушной смеси из встроенных пучков; L_1 — уравнильный трубопровод

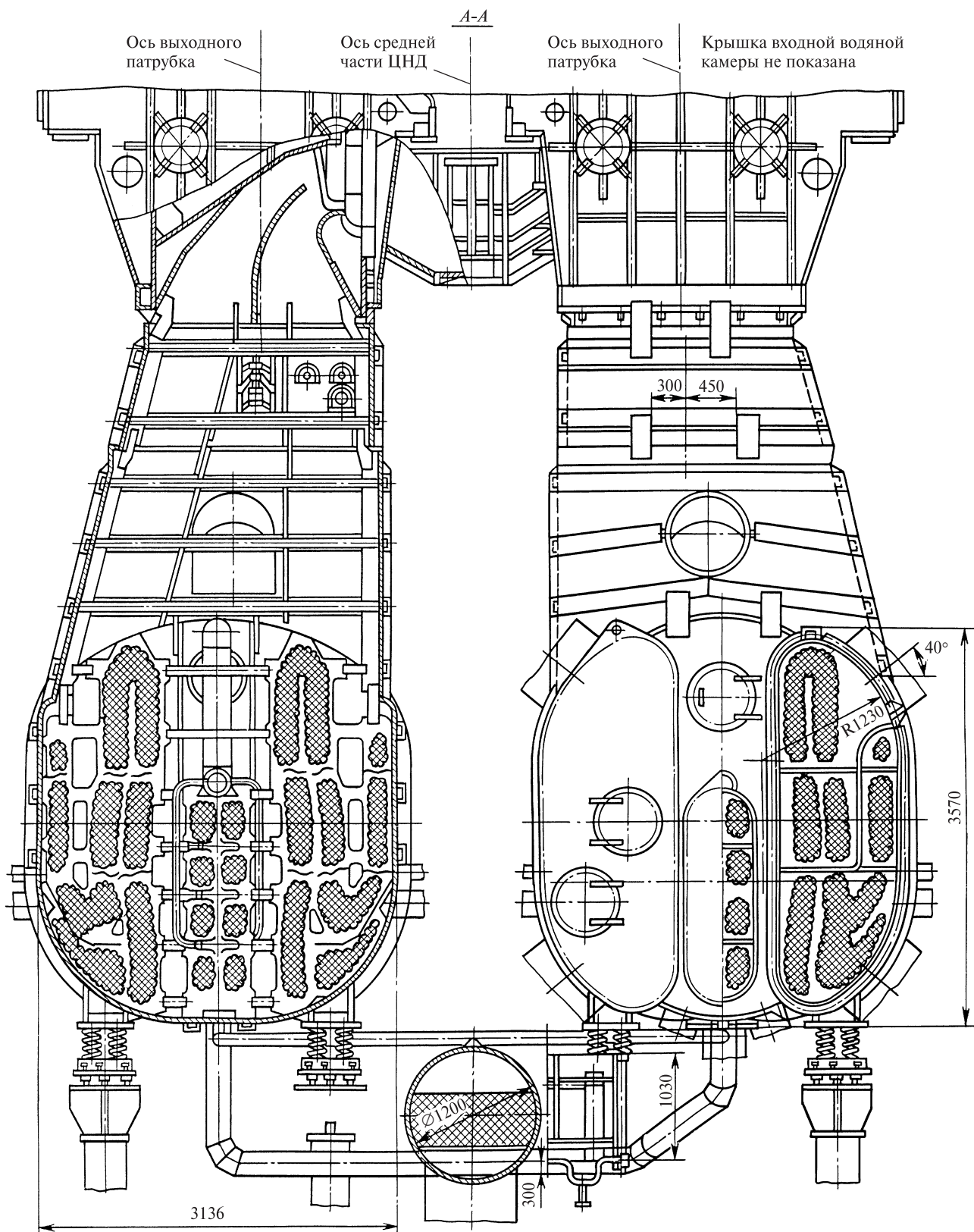


Рис. 9.8 (окончание)

Таблица 9.5

Основные показатели турбин семейства Т-185/220-12,8

Показатель	Модификация			Показатель	Модификация		
	Т-185/220-12,8-2	Тп-185/215-12,8-4	Тп-185/220-12,8-5		Т-185/220-12,8-2	Тп-185/215-12,8-4	Тп-185/220-12,8-5
Мощность, МВт:				Пределы изменения давления в регулируемых отборах, МПа:			
номинальная	185	185	185	производственных	—	2,5—3,5	
максимальная	220	215	220	за 7-й ступенью	—	1,2—1,8	
на конденсационном режиме с отключением ПВД	220	215	220	за 11-й ступенью	—	0,8—1,2	
Расход свежего пара, т/ч:				верхнем отопительном	0,06—0,03	0,06—0,25	
номинальный		785		нижнем отопительном		0,5—2,0	
максимальный		810		Длина рабочей лопадки последней ступени, мм	830	660	830
Параметры свежего пара:				Число ступеней			
давление, МПа		12,8		ЦВД		13	
температура, °С		555		ЦСД		9	
Тепловая нагрузка производственных отборов, т/ч:				ЦНД	3 × 2	2 × 2	3 × 2
за 7-й ступенью	—		90*	Охлаждающая вода			
за 11-й ступенью	—		100*	расчетная температура, °С	20	27	20
за 13-й ступенью	—		100*	расчетный расход, м ³ /ч	24 800	27 000	
Тепловая нагрузка отопительная, Гкал/ч				Поверхность охлаждения конденсатора, м ²		12 000	
номинальная		280		Структурная формула системы регенерации		3ПВД + Д + 4ПНД	
максимальная		290		Расчетная температура питательной воды, °С		232	
с отключением ПВД		325					

* При использовании производственных отборов отопительная тепловая нагрузка и электрическая мощность турбины снижаются.

Примечание. Начиная с турбин выпуска 1995 г. расход охлаждающей воды составляет 27 000 м³/ч.

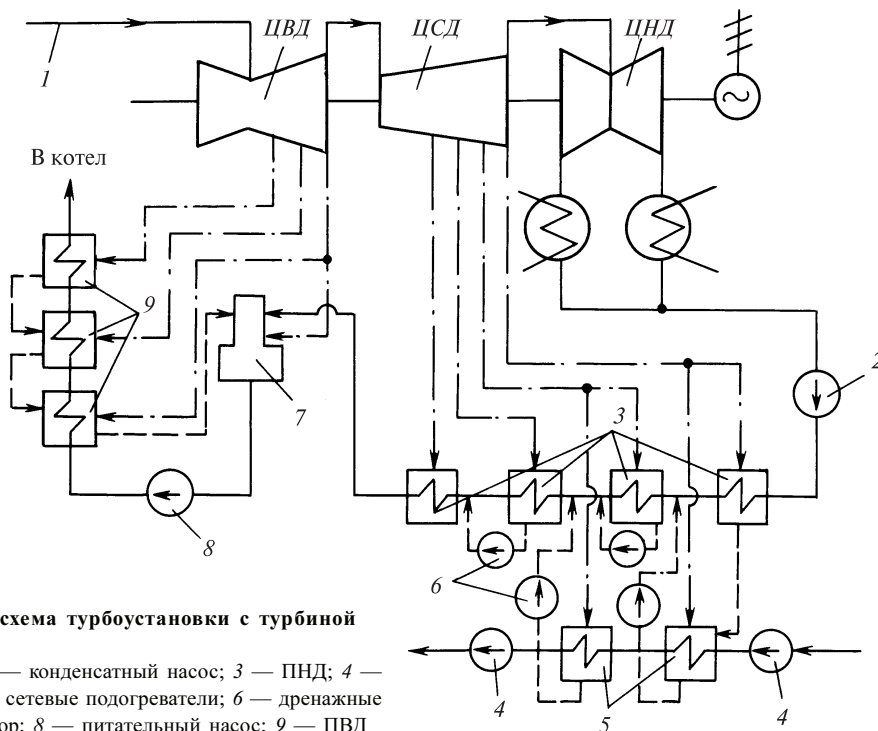


Рис. 9.9. Тепловая схема турбоустановки с турбиной Т-185/210-12,8 ТМЗ

1 — пар из котла; 2 — конденсатный насос; 3 — ПНД; 4 — сетевые насосы; 5 — сетевые подогреватели; 6 — дренажные насосы; 7 — деаэратор; 8 — питательный насос; 9 — ПВД

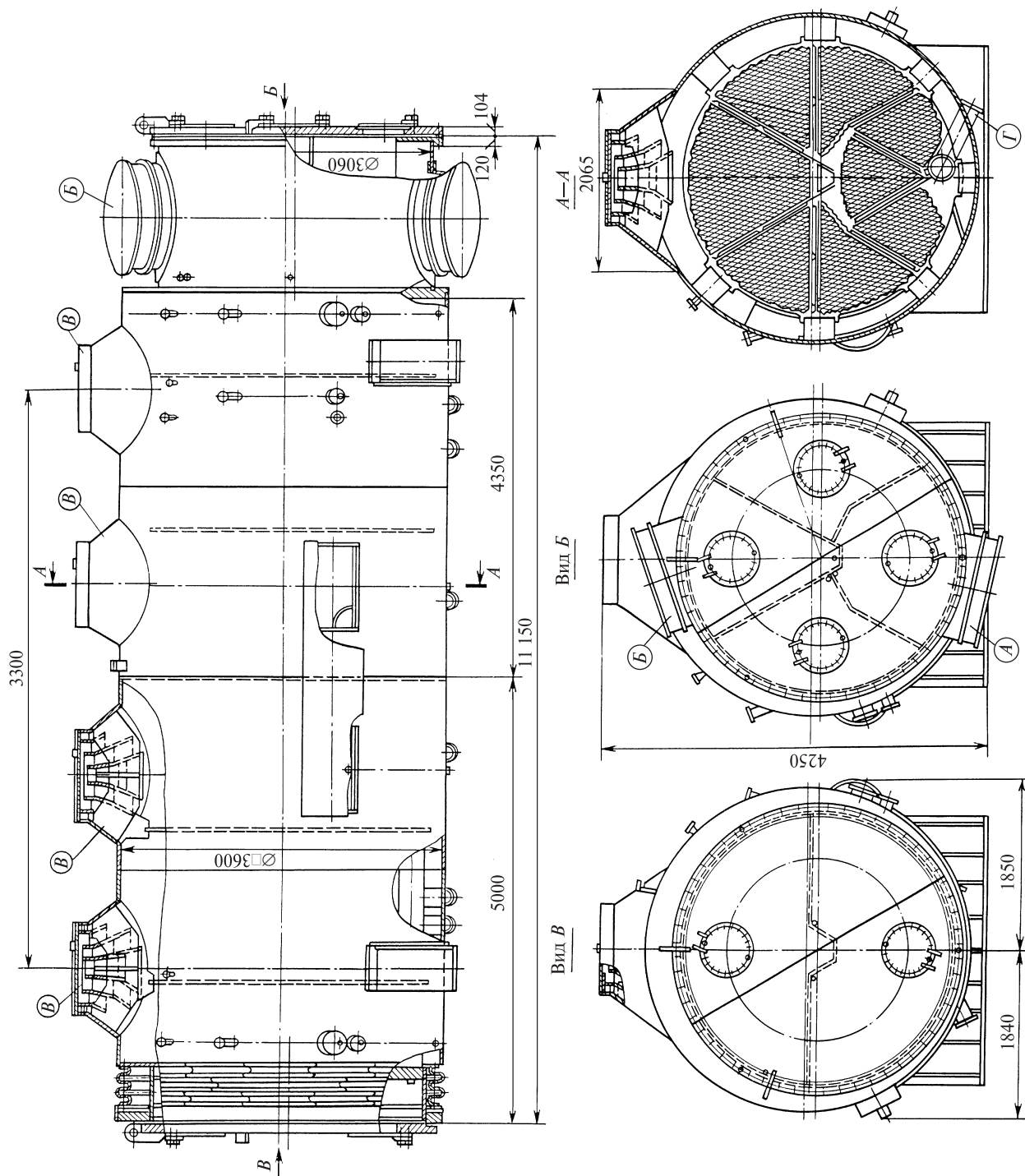


Рис. 9.11. Общий вид подогревателя ПСГ 5000-3,5-8-1
 А — вход сетевой воды; Б — выход сетевой воды; В — вход пара; Γ — отсос паровоздушной смеси

9.1.4. Турбина Т-250/300-23,5

Турбина имеет номинальную мощность 250 МВт при начальных параметрах 23,5 МПа и 540 °С. Номинальная тепловая нагрузка 384 МВт, расчетное давление в конденсаторе 5,8 кПа. Частота вращения 50 1/с. Турбина имеет ступенчатый теплофикационный отбор: в верхнем отборе давление изменяется в пределах 60—200 кПа, а в нижнем — 50—150 кПа.

Турбина Т-250/300-23,5 выполнена на сверхкритические параметры пара. Высокое давление потребовало введения промежуточного перегрева пара до 540 °С для снижения влажности в последних ступенях турбины; при этом получается выигрыш и в экономичности.

Введение промежуточного перегрева пара в теплофикационных турбинах дает меньший выигрыш, чем в конденсационных. Действительно, введение промежуточного перегрева повышает термический КПД цикла (см. гл. 1) за счет присоединения к основному циклу дополнительного, имеющего больший термический КПД, и за счет снижения потерь от влажности. Для конденсационного потока пара введение промежуточного перегрева столь же выгодно в теплофикационной турбине, как и в конденсационной. Однако для потока отбора термический КПД близок к единице, поэтому введение промежуточного перегрева для этого потока не дает выигрыша. Отсюда следует, что чем больше доля отбора по

отношению к общему расходу пара, тем меньше выигрыш в величине термического КПД от введения промежуточного перегрева.

Промежуточный перегрев пара в турбоустановке Т-250/300-23,5 потребовал блочной компоновки. Максимальную мощность 300 МВт турбина развивает при конденсационном режиме.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки показана рис. 9.12. Свежий пар по двум паропроводам диаметром 200 мм подводится к двум блокам клапанов, расположенным рядом с турбиной (см. рис. 4.31). Каждый блок состоит из стопорного и трех регулирующих клапанов (см. рис. 4.31), от которых десять гибкими трубами пар подается в четыре сопловых сегмента, сваренных во внутренний корпус ЦВД (рис. 9.13, см. вкладку). Парораспределение турбины — сопловое.

Во внутреннем корпусе ЦВД (см. рис. 3.28) расположены одновенечная регулирующая и шесть нерегулирующих ступеней, пройдя которые, пар поворачивается на 180° и расширяется в шести ступенях, расположенных в наружном корпусе ЦВД.

Пар покидает ЦВД и двумя трубами диаметром 450 мм направляется в промежуточный пароперегреватель, из которого с параметрами 3,68 МПа и 540 °С поступает к двум блокам стопорных и регулирующих клапанов (см. рис. 4.32), подающих пар в ЦСД-1 по двум патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса.

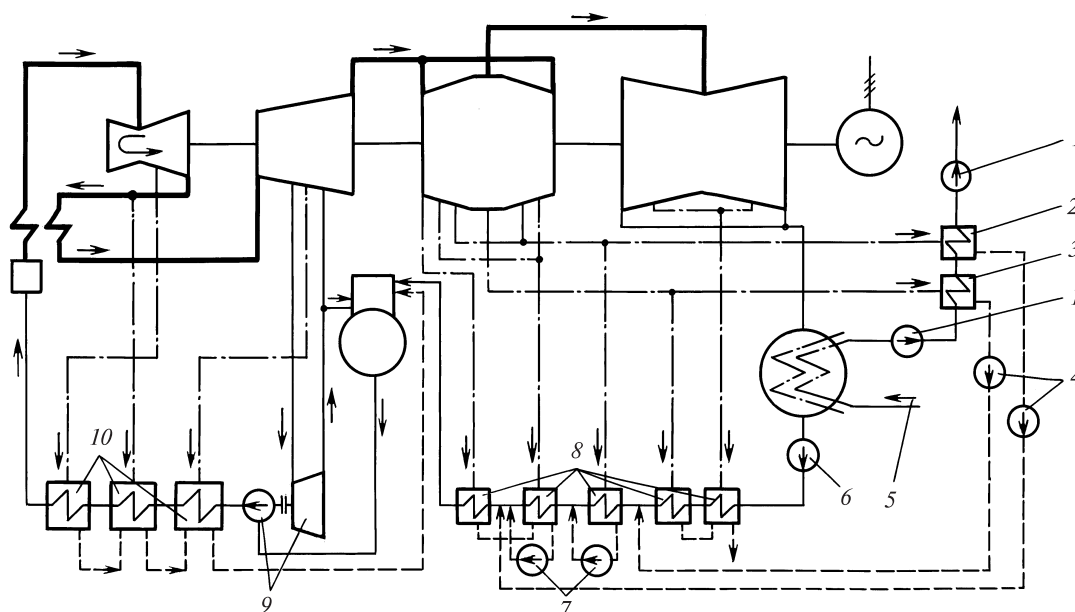


Рис. 9.12. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — сетевые насосы; 2, 3 — верхний и нижний сетевые подогреватели; 4 — дренажные насосы сетевых подогревателей; 5 — обратная сетевая вода; 6 — конденсатный насос; 7 — сливные насосы; 8 — ПНД; 9 — питательный турбонасос; 10 — ПВД

ЦСД-1 имеет 10 нерегулируемых ступеней. Из ЦСД-1 пар по двум выходным патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса, поступает в две ресиверные трубы, из которых по четырем паровпускным патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса по краям последнего, входит в ЦСД-2; таким образом, в цилиндр входит два потока пара, однако в отличие от обычной схемы двухпоточного цилиндра пар направляется к середине цилиндра.

После расширения в четырех ступенях ЦСД-2 пар поступает в камеру, из которой осуществляется верхний теплофикационный отбор двумя трубами в каждом потоке из нижней половины корпуса. После двух последних ступеней потоки пара сливаются в один. Значительная часть пара по четырем паропроводам направляется в сетевой подогреватель (нижний теплофикационный отбор), а остальной пар по двум перепускным трубам, расположенным в верхней половине корпуса, с давлением 50—150 кПа поступает в ЦНД.

ЦНД — двухпоточный с тремя ступенями в каждом потоке. На входе в каждый поток установлена одноярусная поворотная регулирующая диафрагма. Обе диафрагмы приводятся одним сервомотором. Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 940 мм (см. рис. 3.6) при среднем диаметре 2390 мм, что создает суммарную торцевую площадь выхода $14,1 \text{ м}^2$.

При номинальном режиме, температуре охлаждающей воды $20 \text{ }^\circ\text{C}$ и ее расходе 28 000 т/ч давление в конденсаторе равно 5,8 кПа.

Регенеративная система включает пять ПНД, деаэрактор и три ПВД. Температура питательной воды $274 \text{ }^\circ\text{C}$. Питательный насос приводится паровой турбиной, питаемой из первого нерегулируемого отбора ЦСД-2.

Установка для подогрева сетевой воды использует тепло двух ступеней теплофикационного отбора и отсоса пара из уплотнений. При номинальном режиме установка обеспечивает нагрев 5390 т/ч воды примерно с 35 до $100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Валопровод турбоагрегата состоит из пяти роторов. Роторы ЦВД и ЦСД-1 соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с валом. Между этими роторами со стороны ЦВД помещен один комбинированный опорно-упорный подшипник (см. рис. 3.63). Роторы ЦСД-1 и ЦСД-2, а также ЦСД-2 и ЦНД соединены полугибкими муфтами. Для присоединения ротора турбины к генератору использована жесткая муфта.

Корпуса подшипников, в которых расположены вкладыши ЦВД, ЦСД-1 и левая опора ЦСД-2, опираются на фундаментные рамы. Остальные два подшипника встроены в выходные патрубки ЦНД, и в

них помещены вкладыши ротора ЦНД и смежных роторов ЦСД-2 и генератора. Конструкция корпуса ЦВД показана на рис. 3.28.

Ротор ЦСД-1 — цельнокованный. Для уравновешивания осевого усилия выполнен разгрузочный поршень большего диаметра, расположенный в области переднего концевое уплотнения. Корпус ЦСД-1 — литой, из двух половин, соединяемых фланцевым горизонтальным разъемом. Корпус имеет четыре обоймы, первая из которых отлита заодно с корпусом и образует кольцевую паровпускную коробку, а остальные обоймы установлены в нем. В межобойменных пространствах размещены патрубки нерегулируемых отборов на подогреватели.

ЦСД-2 является уникальной конструкцией (рис. 9.14). Ротор ЦСД-2 выполнен сборным: рабочие диски первых трех ступеней, имеющие относительно небольшие размеры, посажены на вал с натягом на осевых шпонках, а диски остальных ступеней передают крутящий момент при временном ослаблении посадки на валу с помощью торцевых шпонок.

Корпус ЦСД-2 состоит из трех частей, каждая из которых имеет горизонтальный разъем. Паровпускные (концевые) части выполнены литыми, средняя — сварной; между собой они соединены фланцевыми соединениями. Сбоку в нижних половинах каждой из паровпускных частей расположены по два паровпускных патрубка диаметром 600 мм, а внизу — по два патрубка диаметром 1000 мм верхнего теплофикационного отбора. В нижней половине средней части расположены четыре патрубка диаметром 1,3 м нижнего теплофикационного отбора, а в верхней части — два патрубка диаметром 1,8 м для перепуска в ЦНД.

Каждый поток ЦСД-2 имеет три обоймы, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

Ротор ЦНД — сборный (см. рис. 3.17). По три откованных диска каждого потока насажены на вал с натягом. Рабочие лопатки первых двух ступеней имеют вильчатые хвосты, а последней ступени — мощный зубчиковый хвост.

Корпус ЦНД — сварной конструкции, с внутренним корпусом. Нижняя половина внутреннего корпуса свободно подвешена в нижней половине наружного корпуса на уровне горизонтального разреза и прицентрирована по отношению к ней с помощью двух вертикальных шпонок, расположенных на оси паровпуска. Верхняя половина внутреннего корпуса устанавливается на контрольных штифтах на нижней и приболчивается к ней. Два паровпускных патрубка в верхней половине и два патрубка отбора пара в первый по ходу конденсата ПНД соединены с внешним корпусом посредством

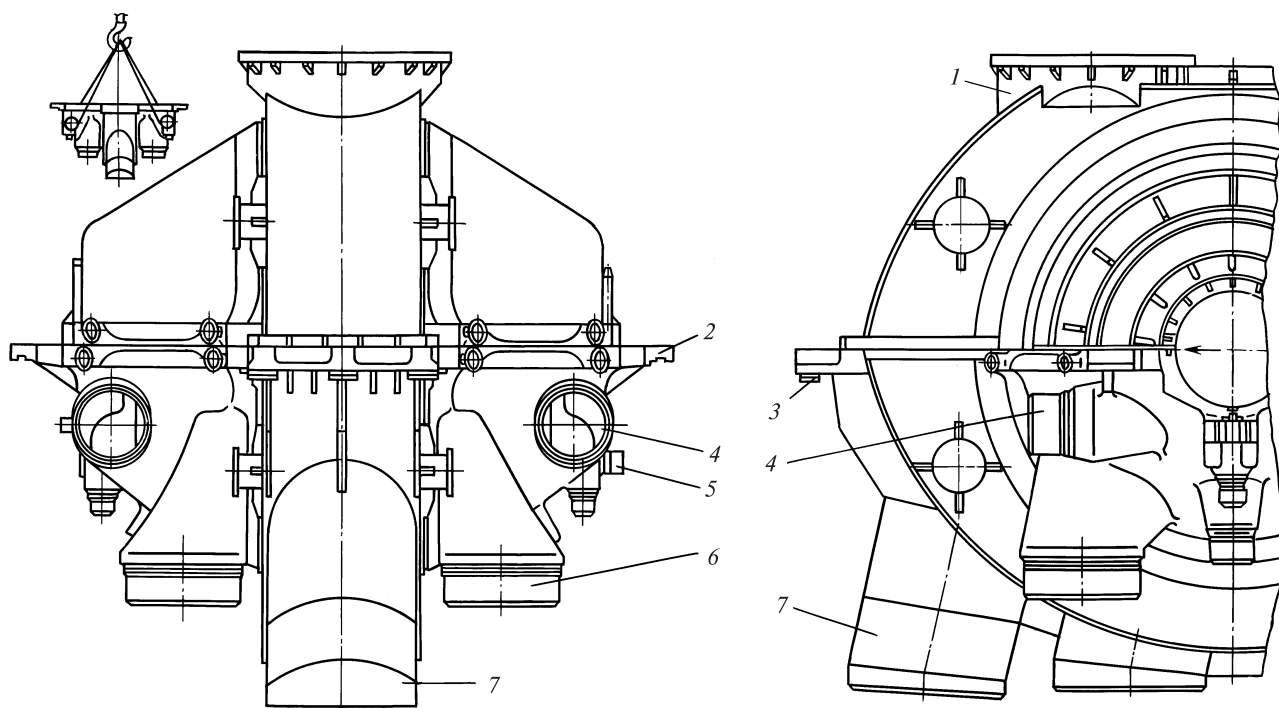


Рис. 9.14. ЦСД-2 турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — выходные патрубки; 2 — лапа; 3 — опорные площадки цилиндра; 4 — паровпускные патрубки; 5 — вертикальная шпонка; 6 — патрубки верхнего теплофикационного отбора; 7 — патрубки нижнего теплофикационного отбора

волнистых компенсаторов, которые допускают свободное тепловое расширение внутреннего корпуса по отношению к наружному. Привод регулирующей диафрагмы выполнен так же, как и в турбине Т-100-12,8 (см. рис. 9.6).

Характерной особенностью конструкции ЦНД является высокое расположение опорного пояса. Это связано с большими колебаниями температуры выходных патрубков и большей возможностью расцентровок, связанных с режимами работы теплофикационных турбин.

Корпуса ЦВД, ЦСД-1 и ЦСД-2 имеют лапы, с помощью которых они опираются на корпуса подшипников в плоскости горизонтального разреза. Между лапами и опорами установлены поперечные шпонки, позволяющие свободное относительно опор тепловое расширение корпусов, но не допускающие взаимного осевого смещения.

Совмещение вертикальных плоскостей всех корпусов подшипников и цилиндров выполнено посредством вертикальных шпонок.

ЦСД-2 имеет дополнительные боковые опоры непосредственно на фундамент.

Турбина имеет единственный фиксункт, образованный пересечением осей продольных шпонок ЦНД, расположенных на опорном поясе, и двух по-

Таблица 9.6

Гарантийные показатели турбоустановки с турбиной Т-250/300-23,5

Параметр	Мощность на клеммах генератора				
	250	253	245	232	300
Тепло, отдаваемое из отопительных отборов, МВт	384,1	384,1	372,4	372,4	—
Давление в отборе, кПа	83	83	118	156	—
Температура обратной сетевой воды, °С	42	35	39	70	—
Расход пара через стопорные клапаны, кг/с	265,3	265,3	265,3	265,3	—
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	3,64	3,60	3,71	3,91	3,09

перечных шпонок, установленных на опорном поясе в зоне выходного патрубка, смежного с генератором. От фиксункта вдоль продольных шпонок происходит тепловое расширение всех цилиндров и корпусов подшипников (см. рис. 3.77).

При номинальных параметрах свежего пара, температуре промежуточного перегрева и давлении в конденсаторе завод гарантирует показатели, приведенные в табл. 9.6.

Удельный расход теплоты на конденсационном режиме при мощности 300 МВт равен 8150 кДж/(кВт · ч).

Системы смазки (см. рис. 4.3) и регулирования в турбине Т-250/300-23,5 разобщены. В системе смазки используется турбинное масло, а в системе регулирования — конденсат.

Смазка подшипников турбины, генератора, питательного турбонасоса и электронасоса производится двумя масляными электронасосами переменного тока, один из которых — резервный. В качестве аварийных используются два электронасоса по-

стоянного тока. Кроме того, в крышках подшипников предусмотрены масляные емкости, заполняемые при нормальной работе насосов, масло из которых используется при переключении насосов и в аварийных ситуациях. В масляном баке вместимостью 66 м³ установлено три маслоохладителя, один из которых может быть отключен для чистки.

Принципиальная схема системы регулирования и защиты турбины показана на рис. 9.15. Ее отличия от рассмотренной выше схемы регулирования турбины Т-100-12,8 связаны с использованием промежуточного перегрева пара. Исполнительными орга-

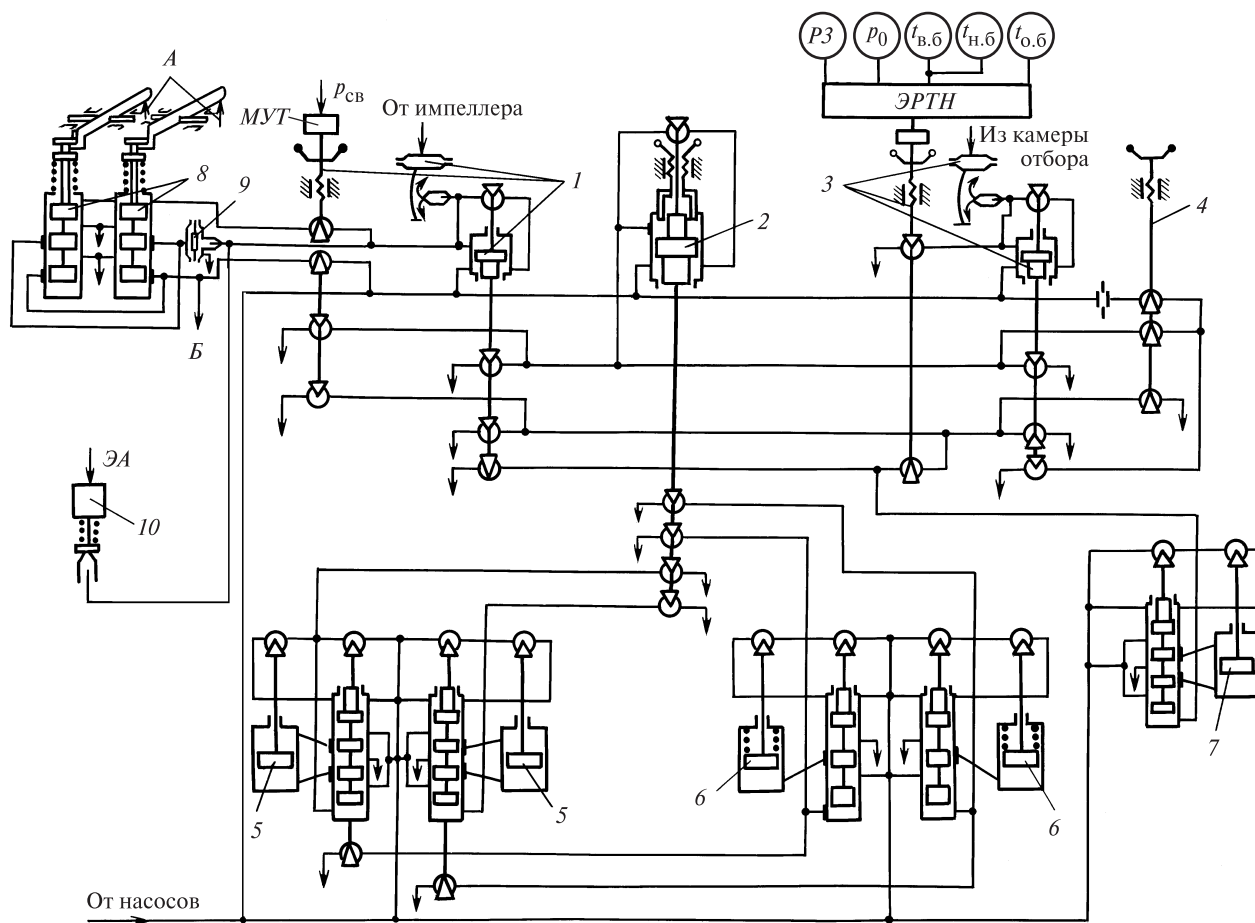


Рис. 9.15. Принципиальная схема регулирования и защиты турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — регулятор частоты вращения; 2 — промежуточный золотник; 3 — регулятор давления; 4 — устройство для перевода турбины в режим с противодавлением; 5, 6, 7 — сервомоторы ЧВД, ЧСД и ЧНД; 8 — золотники автомата безопасности; 9 — разделитель мембранный; 10 — ЭГП; А — воздействие на золотники автомата безопасности электроразности турбины и блока; Б — импульсная линия к автоматическим затворам ЧВД и ЧСД; ЭА — сигнал от выключателя генератора; ЭРТН — электронный регулятор тепловой нагрузки; PЗ — ручной задатчик; импульсы: $p_{св}$ — по давлению свежего пара; p_0 — по давлению в отборе; $t_{в.б}$ — по температуре сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя; $t_{н.б}$ — то же для нижнего сетевого подогревателя; $t_{об}$ — по температуре обратной сетевой воды

нами системы являются два сервомотора регулирующих клапанов ЦВД, два сервомотора регулирующих клапанов ЦСД и сервомотор регулирующей диафрагмы. Клапаны ЦСД работают только в диапазоне малых нагрузок, а также для удержания турбины на холостом ходу при резком сбросе нагрузки. Работой этих органов управляют мембранно-ленточный регулятор частоты вращения и регулятор давления. В системе регулирования предусмотрены электронный регулятор тепловой нагрузки, обеспечивающий регулирование режима установки подогрева сетевой воды, и электрогидравлический преобразователь, повышающий быстродействие системы.

Система защиты турбины от разгона включает двоякий кольцевой автомат безопасности, его золотники и гидравлические связи, обеспечивающие при разгоне ротора посадку стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и закрытие регулирующей диафрагмы. При закрытии стопорных клапанов ЦВД подается сигнал на принудительное закрытие обратных клапанов на линиях теплофикационных и нерегулируемых отборов.

В настоящее время ТМЗ выпускает базовую турбину Т-255/305-23,5-5, на основе которой разработан ряд модификаций турбины (табл. 9.7), предназначенных для установки на ТЭЦ очень больших городов.

Турбины Т-250/305-23,5-Д и Т-250/305-23,5-ДБ предназначены для так называемого дальнего теплоснабжения, когда ТЭЦ располагается в 30—35 км от города. Она имеет трехступенчатый подогрев сетевой воды до температуры 150 °С. Турбина Т-250/305-23,5-ДБ предназначена для использования в бездеаэрационных тепловых схемах (см. рис. 7.2).

Модификация Т-260/300-23,5-С выполнена с пониженным коэффициентом теплофикации (до 0,3) и обеспечивает сниженный нагрев сетевой воды (до 106 °С.)

В турбоустановке с турбиной Т-250/300-23,5 используются такие же сетевые подогреватели, как и в турбине Т-185/220-12,8.

Конденсатор турбины Т-250/300-23,5 представлен на рис. 5.6.

Таблица 9.7

Основные показатели модификаций турбин Т-250/300-23,5

Показатель	Модификация			
	Т-255/ 305- 23,5-5	Т-250/ 305- 23,5-Д	Т-260/ 300- 23,5-С	Т-250/ 305- 23,5-ДБ
Мощность, МВт:				
номинальная	260	250	260	250
максимальная	305	305	300	305
на конденсационном режиме	305	305	300	305
Расход свежего пара, т/ч:				
номинальный	980	980	955	980
максимальный	1000	1000	980	1000
Параметры свежего пара:				
давление, МПа	23,5			
температура °С	540/540			
Тепловая нагрузка, Гкал/ч:				
номинальная	360	350	350	350
максимальная	370	415	360	415
Пределы изменения давления в регулируемых отборах, кПа:				
в первом (нижнем) отопительном	50—150	50—350	50—100	50—350
во втором (верхнем) отопительном	60—200	60—400	50—150	60—400
в третьем	—	300— 850	—	300— 850
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	940			
Число ступеней:				
ЦВД	12			
ЦСД-1	10			
ЦСД-2	6 × 2	5 × 2	6 × 2	5 × 2
ЦНД	3 × 2			
Охлаждающая вода:				
расчетная температура, °С	20			
расчетный расход, м ³ /ч	28 000			
Поверхность охлаждения конденсатора, м ²	14 000			
Структурная формула системы регенерации	3ПВД + + Д + + 5ПНД	3ПВД + + Д + + 4ПНД	3ПВД + + Д + + 5ПНД	2ПВД + + 5ПНД
Расчетная температура питательной воды, °С	265	265	263	265
Максимальный расход сетевой воды, м ³ /ч	8000	8000	16 000	8000

Примечание. На ТЭЦ работают две реконструированные турбины Т-250/300-23,5, которые после реконструкции соответствуют турбинам Т-260/300-23,5-С.

9.2. ТУРБИНЫ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

9.2.1. Турбина Т-180/210-12,8-1

Данные по теплофикационным турбинам ЛМЗ представлены в табл. 9.8.

Турбина Т-180/210-12,8-1 номинальной мощностью 180 МВт рассчитана на параметры свежего пара 12,8 МПа и 540 °С, температуру промпрегрева 540 °С и давление в конденсаторе 8,65 кПа. Частота вращения турбины 50 1/с. Турбина имеет двухступенчатый теплофикационный отбор, обеспечивающий тепловую нагрузку 1089 ГДж/ч.

Важным достоинством турбины является возможность работать с максимальным расходом пара 600 т/ч, обеспечивающим мощность 210 МВт при конденсационном режиме. Это позволяет не только эффективно использовать турбину в начальный период эксплуатации, когда тепловые сети еще не готовы, но и активно привлекать ее к покрытию переменной части графика нагрузки в летний период, когда тепловая нагрузка мала.

Проектирование турбины Т-180/210-12,8-1 велось на основе хорошо проверенной в эксплуатации турбины К-210-12,8-3, чем объясняется большая унификация деталей, узлов и даже цилиндров.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 9.16. Свежий пар проходит ЦВД, промежуточный перегреватель котла и ЦСД. Система регенеративного подогрева питательной воды включает кроме холодильников эжекторов и эжекторов уплотнений четыре ПНД поверхностного типа, деаэратор на 0,7 МПа и три ПВД. Данные по параметрам пара в регенеративных отборах представлены в табл. 9.9.

От котла по двум паропроводам пар подводится к двум стопорным клапанам. Перед ними установлена перемычка для выравнивания давления между паропроводами. Пройдя паровые сита и стопорные клапаны, пар поступает к четырем регулирующим клапанам. За стопорными клапанами также выполнена перемычка, позволяющая проводить поочередную проверку работы стопорных клапанов без прекращения подачи пара в турбину.

Турбина (рис. 9.17) имеет сопловое парораспределение: каждый из четырех регулирующих клапа-

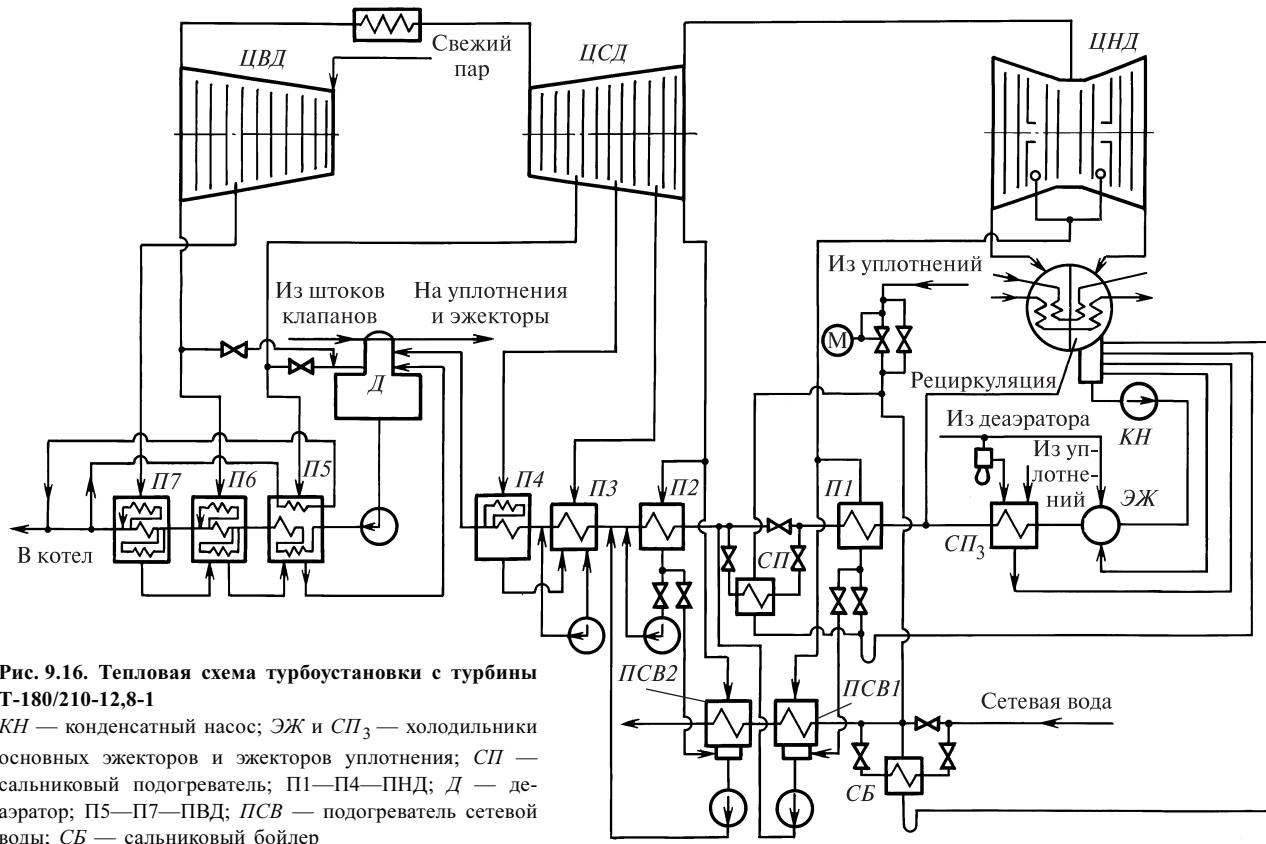


Рис. 9.16. Тепловая схема турбоустановки с турбины Т-180/210-12,8-1

КН — конденсатный насос; ЭЖ и СП₃ — холодильники основных эжекторов и эжекторов уплотнения; СП — сальниковый подогреватель; П1—П4—ПНД; Д — деаэратор; П5—П7—ПВД; ПВСВ — подогреватель сетевой воды; СБ — сальниковый бойлер

Таблица 9.8

Основные параметры теплофикационных турбин ЛМЗ

Показатель	Турбина			
	Т-180/210-12,8-1	Т-180/215-12,8-2	ПТ-80/100-12,8/1,3	ПТ-60/75-12,8/1,3
Мощность МВт:				
номинальная	180	180	80	60
максимальная	210	215	100	75
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50
Начальные параметры пара:				
давление, МПа	12,8	12,8	12,8	12,8
температура, °С	540	540	555	565
Параметры пара после промежуточного перегрева:				
давление, МПа	2,49	2,49	—	—
температура, °С	540	540	—	—
Пределы изменения давления пара в регулируемом отборе, кПа				
верхнем	59—196	59—196	49—245	—
нижнем	49—147	49—147	29—98	70—250
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	1089	1089	284	—
Номинальный расход отбираемого пара, кг/с				
производственный	—	—	51,3	38,9
теплофикационный	128	128	—	—
Число отборов пара на регенерацию	7	7	7	7
Температура питательной воды, °С	248	248	249	247
Давление пара за турбиной, кПа	8,65	6,27	—	—
Расход охлаждающей воды через конденсатор, т/ч	22 000	22 000	8000	—
Расчетная температура охлаждающей воды, °С	27	20	20	—
Максимальный расход свежего пара, кг/с	186	186	130	—
Конструктивная схема турбины	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦНД
Конструктивная схема проточной части:				
ЦВД	1р + 11	1р + 11	+ р + 16	1р + 16
ЦСД (ЧСД)	11	11	1р + 9	1р + 8
ЦНД (ЧНД)	2 × 4	2 × 4	1р + 2	1р + 3
Число выходов пара	2	2	1	1
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	640	755	665	655
Средний диаметр последней ступени, мм	2090	2205	2000	—
Длина турбины, м	20735	20735	14845	—
Удельный расход пара, кг/(кВт · ч)	3,65	3,65	3,6	—
Удельная масса турбины, кг/кВт	2,75	2,75	3,53	—
Удельная масса турбины с конденсатором, кг/кВт	4,07	4,07	4,32	—

Таблица 9.9

Характеристики регенеративных отборов пара

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора				Количество отбираемого пара, т/ч	
	Давление, МПа		Температура, °С			
	Т-180/210-12,8	Т-180/215-12,8	Т-180/210-12,8	Т-180/215-12,8	Т-180/210-12,8	Т-180/215-12,8
ПВД № 7	4,12	4,12	386	386	31,6	31,8
ПВД № 6	2,72	2,72	333	333	49,9	50,3
ПВД № 5 (деаэратор)	1,26	1,26	447	447	17,9—2,9	18,1—3,0
ПНД № 4	0,658	0,658	360	360	28,5	28,7
ПНД № 3	0,259	0,259	249	249	21,8	22,0
ПНД № 2	0,098	0,098	152	152	7,8	8,0
ПНД № 1	0,049	0,049	98	98	1,6	1,9

нов подает пар к одной из сопловых коробок, вваренных в корпус. Сопловые сегменты первой (регулирующей) ступени установлены в сопловых коробках. Пройдя регулирующую ступень и 11 промежуточных, пар по двум паропроводам («холодным» ниткам) направляется в промежуточный перегреватель котла, откуда поступает к двум блокам стопорных клапанов ЦСД. Для выравнивания давления между «горячими» нитками паропровода промежуточного перегрева предусмотрена перемычка.

Пройдя стопорные клапаны, пар по четырем перепускным трубам поступает к четырем регулирующим клапанам ЦСД, работа которых отличается от работы регулирующих клапанов ЦВД: клапаны ЦСД регулируют расход пара через ЦСД только до нагрузки 30 %; их работа особенно важна при резких сбросах нагрузки с отключением электрического генератора от сети, когда без них невозможно удерживать турбину на холостом ходу. При больших нагрузках регулирующие клапаны ЦСД практически полностью открыты и в регулировании мощности ЦСД не участвуют.

После регулирующих клапанов пар поступает в паровую коробку ЦСД и затем проходит 11 ступеней. Из выходного патрубка ЦСД пар по ресиверным трубам направляется в двухпоточный ЦНД и ПСГ-2.

Последняя ступень ЦСД имеет усиленные рабочие лопатки из-за весьма тяжелых условий работы. Дело заключается в том, что из выходного патрубка ЦСД, т.е. за его последней ступенью, осуществляется верхний теплофикационный отбор на II ступень сетевого подогревателя, давление в котором может изменяться в пределах 60—200 кПа. Это обуславливает изменение в широких пределах изгибных напряжений в лопатках последней ступени ЦСД.

ЦНД — двухпоточный, каждый из потоков имеет четыре ступени. Между второй и третьей ступенями выполнена камера, из которой осуществляется нижний теплофикационный отбор на подогрев сетевой воды. Регулирование расхода пара в отборы осуществляется поворотными диафрагмами. Размещение промежуточного отсека (группы ступеней между верхним и нижним теплофикационными отборами) в двухпоточном цилиндре (вместо размещения в однопоточном ЦСД) весьма целесообразно, так как при этом, несмотря на изменение давлений в отсеке в широком диапазоне при изменении отборов на сетевые подогреватели осевое усилие на упорный подшипник практически не меняется. Однако это удваивает число ступеней промежуточных отсеков, удлиняет РНД и удорожает его.

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с роторами. Остальные роторы соединены жесткими насадными муфтами.

Между ЦВД и ЦСД установлен комбинированный опорно-упорный подшипник.

Ротор ЦВД — цельнокованный, из стали Р2МА. В центре ротора для контроля качества поковки и осмотра во время капитальных ремонтов выполнено сверление.

Ротор ЦСД — комбинированный: передняя часть ротора — цельнокованная из стали Р2М, последние четыре диска — насадные, из стали 34ХНЗМ. В зоне паровпуска выполнен разгрузочный диск (думис). Лопатки первых семи ступеней крепятся к дискам Т-образными хвостовиками, остальных четырех ступеней — вильчатыми.

Переднее концевое уплотнение ЦСД аналогично концевым уплотнениям ЦВД. Заднее уплотнение

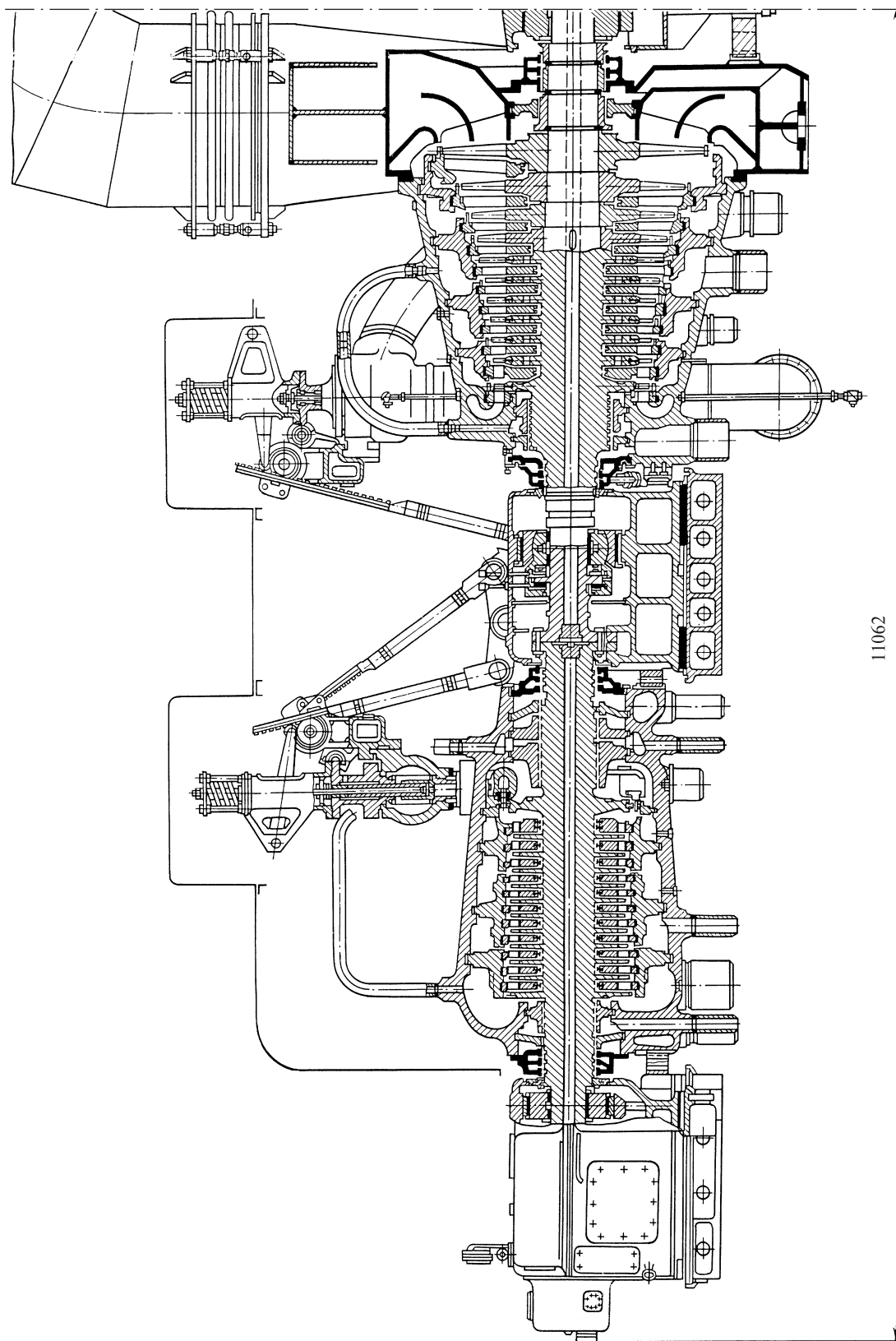


Рис. 9.17. Продольный разрез турбины паровой Т-180/210-12,8

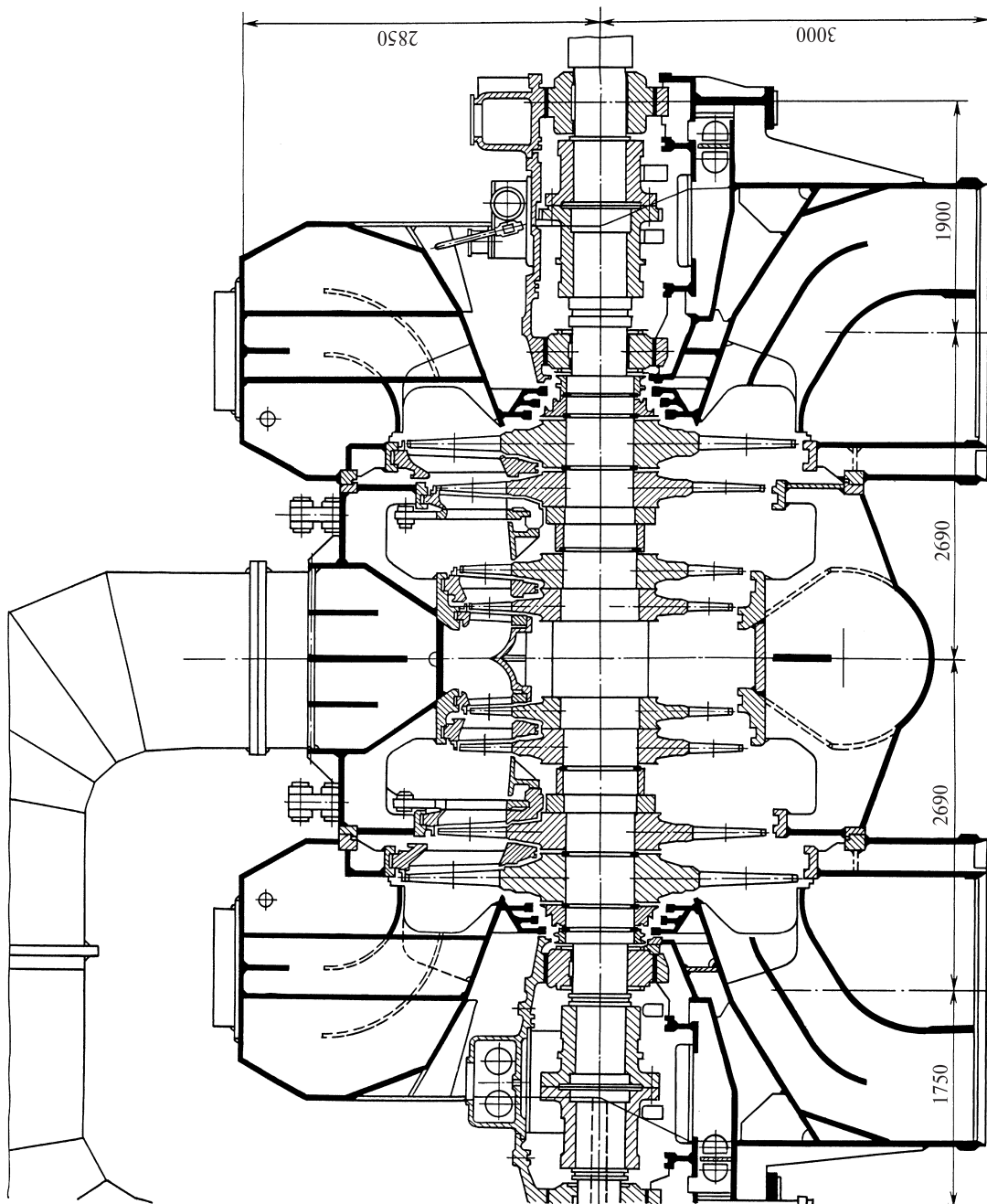


Рис. 9.17 (окончание)

ЦСД сделано на втулках, насаженных на вал в горячем состоянии.

Ротор ЦНД — сборный: на вал из стали Р2М насажены в горячем состоянии диски из стали 34ХНЗМ. Диски не имеют осевых шпонок. Крутящий момент в случае временного ослабления посадки передается на вал через торцевые шпонки, расположенные между дисками, центральной частью вала увеличенного диаметра, шпоночным кольцом и насадными втулками концевых уплотнений. Лопатки последних ступеней имеют стеллитовые напайки на входной кромке в периферийной части для защиты от эрозии. Лопатки закреплены на дисках вильчатыми хвостовиками.

Концевые уплотнения выполнены на насадных втулках аналогично заднему уплотнению ЦСД.

Нижняя половина и крышка корпуса ЦВД отлиты из стали 15Х1МФЛ. Корпус — одностенный, с вваренными сопловыми коробками. Диафрагмы установлены в обоймах. Сегменты всех концевых уплотнений также установлены в обоймах. Диафрагмы — сварной конструкции.

Корпус ЦСД имеет фланцевый горизонтальный и один вертикальный (технологический) разъемы. Передняя часть ЦСД отлита из стали 15Х1М1ФЛ, задняя часть (выходной патрубок) сварена из листовой углеродистой стали.

Регулирующие клапаны ЦСД установлены на корпусе. Сопловые сегменты первой ступени ЦСД расположены непосредственно в расточке корпуса. Диафрагмы размещены в обоймах, между которыми в нижней половине корпуса выполнены патрубки для отборов пара.

Корпус ЦНД — сварной; он состоит из трех частей: средней и двух симметричных выходных.

На рис. 9.7 показана схема тепловых расширений турбины.

Корпус ЦВД опирается на приливы корпусов подшипников и фиксируется по отношению к ним в осевом направлении поперечными шпонками.

Корпус ЦСД подобным же образом опирается на средний подшипник и приваренные горизонтальные площадки на корпусе ЦНД. Корпуса ЦВД и ЦСД сопрягаются со смежными корпусами подшипников посредством вертикальных шпонок (на рис. 9.7 не показаны).

Турбина опирается на фундамент корпусами переднего и среднего подшипников и опорным поясом корпуса ЦНД.

Фикспункт турбины расположен на опорной раме ЦНД. От фикспункта корпуса цилиндров и подшипников могут свободно расширяться в продольном направлении, скользя по горизонтальным шпонкам, установленным на фундаментных рамах.

Из ЦНД пар поступает в однокорпусный конденсатор, разделенный по пару вертикальной перегородкой на две половины. Каждая из них присоединяется своим переходным патрубком к соответствующему потоку ЦНД, имеет своей основной и встроенный теплофикационный пучки для подогрева сетевой или подпиточной воды. Обе половины конденсатора по охлаждающей воде соединены последовательно; таким образом, он является двухсекционным двухходовым конденсатором, обеспечивающим повышение экономичности турбоустановки на 0,15—0,3 % по сравнению с односекционным конденсатором.

9.2.2. Турбина Т-180/215-12,8-2

Турбина Т-180/215-12,8-2 спроектирована на более низкую температуру охлаждающей воды (20 вместо 27 °С у турбины Т-180/210-12,8-1 — см. табл. 9.8). Это позволило увеличить мощность турбины на конденсационном режиме с 210 до 215 МВт, но потребовало увеличить размеры последней ступени: длина ее лопатки составляет 755 мм при среднем диаметре 2,205 м. В остальной конструкции турбины осталась такой же, как и Т-180/210-12,8-1.

Глава десятая

ТУРБИНЫ С ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

10.1. ОСОБЕННОСТИ ТУРБИН С ДВУМЯ ОТБОРАМИ

Турбина с двумя промежуточными отборами пара отличается от турбины с одним регулируемым отбором пара наличием второго регулируемого отбора. Обычно такие турбины выполняются с конденсацией, отбор низкого давления используется для нагрева сетевой воды, а отбор высокого давления — для промышленных целей.

Конструктивно турбина с двумя отборами пара состоит из ЧВД, ЧСД и ЧНД. Регулирующие клапаны ЧВД задают общий расход пара на турбину. Регулирующие клапаны ЧСД (или регулирующая диафрагма) распределяют поток пара между потребителем пара высокого давления и ЧСД, а регулирующие клапаны ЧНД (или регулирующая диафрагма) — между потребителем пара низкого давления и ЧНД. Пар, поступающий в ЧНД, в дальнейшем направляется в конденсатор.

Система регулирования турбин с двумя отборами пара выполняется связанной и позволяет незави-

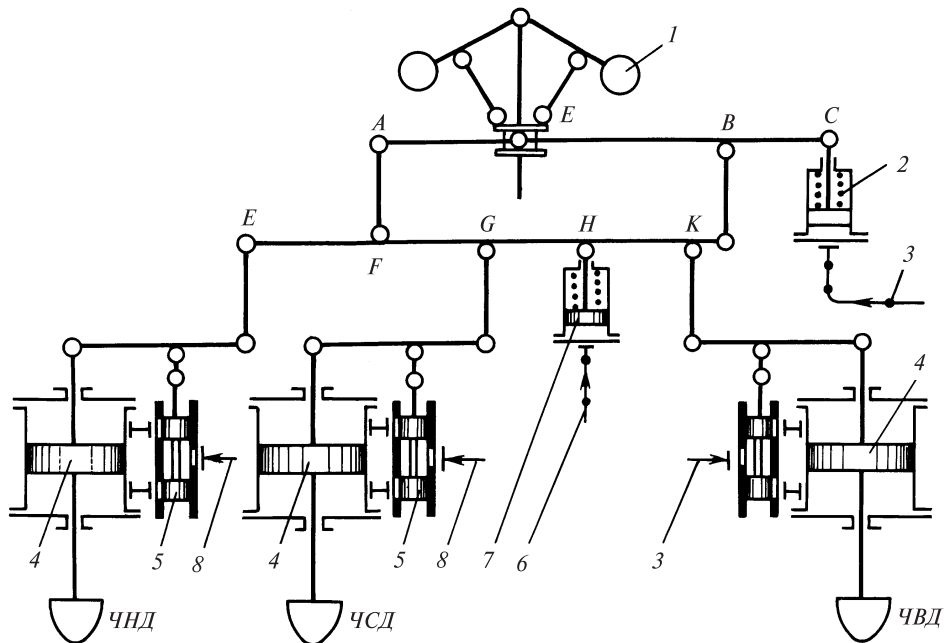
симо регулировать давление в двух отборах и мощность турбины. Принцип работы такой системы регулирования показан на рис. 10.1.

Прежде всего, система регулирования поддерживает постоянной (в пределах степени неравномерности) частоту вращения, изменяя электрическую нагрузку без изменения давлений в отборах (в пределах степени неравномерности), т.е. поддерживая расходы пара в отбор постоянными. Например, при увеличении частоты вращения точки *C* и *H* остаются неподвижными, а точка *E* рычага *AC* поднимается, и рычаги *BH* и *FN* поворачиваются вокруг точки *H*. Это приведет к частичному закрытию клапанов ЧВД, ЧСД и ЧНД, и при соответствующем подборе размеров рычагов расходы пара в отбор не изменяются.

Наоборот, при изменении какого-либо из отборов, например, при увеличении промышленного отбора, точка *C* рычага *AC* будет смещаться вниз, а точки *E* и *H* останутся неподвижными. Это ведет к открытию клапанов ЧВД и прикрытию клапанов ЧСД и ЧНД и позволяет увеличить расход пара в промышленный

Рис. 10.1. Принципиальная схема регулирования турбины с двумя регулируемыми отборами

1 — регулятор частоты вращения; 2 — регулятор давления промышленного отбора; 3 — пар из патрубка промышленного отбора; 4 — сервомоторы; 5 — золотники; 6 — пар из патрубка теплофикационного отбора; 7 — регулятор давления теплофикационного отбора; 8 — масло под давлением от насоса



отбор, сохранив расход пара и теплофикационный отбор и электрическую мощность машины.

Аналогичным образом работает система регулирования и при изменении давления в теплофикационном отборе: рычаг *АС* поворачиваться не будет, а перемещение клапанов будет вызываться смещением точки *Н*.

Турбина с двумя отборами может выполняться без конденсатора, а с противодавлением. Турбины этого типа строятся для возможности получения пара двух различных давлений, например 1 и 0,1 МПа, при одновременной выработке электрической энергии. В турбинах с промежуточным давлением пара и противодавлением из трех параметров (мощности, давлений в отборе и в выходном патрубке) можно независимо регулировать два из них. Если турбина работает параллельно с турбоагрегатами другого типа, например, с конденсационными турбинами, то последние обеспечивают выработку необходимой электрической мощности, а турбина с отбором пара и противодавлением работает только по тепловому графику: она обеспечивает отпуск пара двух заданных давлений; при этом электрическая мощность турбины не регулируется. Можно также потребовать от турбины вполне определенной мощности, но тогда возможно регулирование давления пара либо в промежуточном отборе, либо в выходном патрубке.

10.2. ТУРБИНЫ ТУРБОМОТОРНОГО ЗАВОДА

10.2.1. Турбина ПТ-50/60-12,8/0,7

Турбина ПТ-50/60-12,8/0,7 мощностью 50 МВт на начальные параметры пара 12,75 МПа и 565 °С и частоту вращения 50 1/с (см. табл. 9.1) предназначена для выработки электроэнергии и отпуска пара при давлении 0,5—1,0 МПа (промышленный отбор) и для отопления (теплофикационный отбор). Последний выполнен двухступенчатым: давление в верхнем отопительном отборе составляет 60—250 кПа, а в нижнем 50—200 кПа. Расход пара через стопорный клапан равен 76,1 кг/с, номинальный производственный отбор составляет 32,8 кг/с.

На рис. 10.2 приведена тепловая схема турбоустановки, а на рис. 10.3 (см. с. 286, 287) продольный разрез турбины.

Турбина состоит из двух цилиндров. Свежий пар поступает в ЦВД, полностью унифицированный с ЦВД турбины Т-100-12,8 ТМЗ. Из выходного патрубка ЦВД пар направляется в ЧСД ЦНД, в которой расположено семь ступеней. Конструкция ЧСД ЦНД унифицирована с передней частью ЦНД турбины Т-50-12,8.

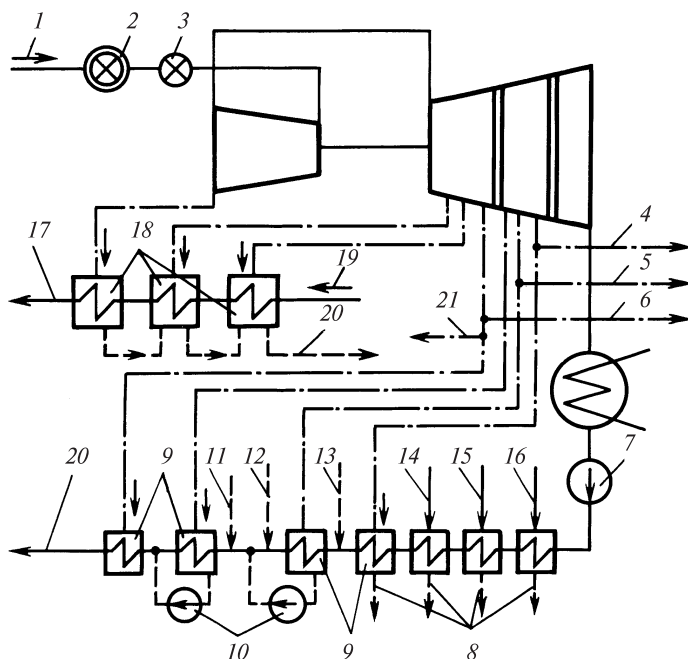


Рис. 10.2. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-50-12,8 ТМЗ

1 — свежий пар; 2 — стопорный клапан; 3 — регулирующие клапаны (4 шт.); 4, 5 — пар на нижний и верхний сетевые подогреватели; 6 — пар промышленному потребителю; 7 — конденсатный насос; 8 — конденсат греющего пара в конденсатор; 9 — ПВД; 10 — сливные насосы; 11, 12, 13 — конденсат греющего пара соответственно из верхнего сетевого подогревателя, от промышленного потребителя и нижнего сетевого подогревателя; 14 — пар из уплотнений; 15, 16 — выхлопной пар эжектора уплотнений и основного эжектора; 17 — питательная вода в котел; 18 — ПВД; 19 — питательная вода из питательного насоса; 20 — конденсат в деаэратор; 21 — пар на деаэратор

За седьмой ступенью ЧСД расположена регулирующая поворотная диафрагма, перед которой производится промышленный отбор. ЧСД состоит из регулирующей ступени, трех ступеней, после которых выполняется верхний теплофикационный отбор, и двух ступеней, за которыми расположен нижний теплофикационный отбор. Часть низкого давления ЦНД турбины полностью унифицирована с ЧНД ЦНД турбины Т-50-12,8.

Регенеративная система турбоустановки включает четыре ПНД, деаэрактор и три ПВД. Температура подогрева питательной воды 230 °С.

Системы маслоснабжения и смазки не имеют принципиальных отличий от аналогичных систем турбины Т-50-12,8 ТМЗ.

10.2.2. Турбины типа ПТ-140/165-12,8/1,5

Сначала ТМЗ выпустил турбину ПТ-135/165-12,8/1,5 с номинальной мощностью 135 МВт, на начальные параметры пара 12,8 МПа и 555 °С, частоту вращения 50 1/с. Турбина имеет три регулируемых отбора пара.

В настоящее время завод выпускает две модификации турбин ПТ-140/165-12,8/1,5, основные параметры которых представлены в табл. 9.1 и 10.1.

Турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2 и ПТ-140/165-12,8/1,5-3 спроектированы на одинаковый расход охлаждающей воды 13 500 м³/ч, но на разную расчетную температуру соответственно 20 и 27 °С. Поэтому длины лопаток последней ступени у этих турбин различны: соответственно 830 и 650 мм. Разным является и число ступеней в ЧНД (за нижним теплофикационным отбором): три у турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2 и две у турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-3.

Тепловая схема у обеих модификаций одинакова и показана на рис. 10.4.

Регенеративная система турбоустановки включает подогреватели, утилизирующие теплоту пара из уплотнений и эжекторов, четыре ПНД, деаэрактор и три ПВД. Подогреватели низкого давления питаются греющим паром из ЦНД турбины, а ПВД и деаэрактор — из ЦВД. Параметры пара в камерах отборов приведены в табл. 10.2.

В сетевой установке используются горизонтальные сетевые подогреватели типа ПСГ-1300-3-8-II (см. рис. 6.4).

На рис. 10.5 (см. с. 290, 291) показан продольный разрез турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2.

Из паропровода пар поступает к двум стопорным клапанам, от которых направляется к четырем регулирующим клапанам, установленным на корпусе ЦВД, который полностью унифицирован с турбиной Р-100-12,8/1,5 ТМЗ. Производственный отбор пара осуществляется из выходного патрубка ЦВД. Из перепускных труб пар поступает к четырем регулирующим клапанам ЧСД на входе во второй цилиндр. Пройдя одновенечную регулирующую и шесть нерегулируемых ступеней ЧСД, пар поступает в камеру, из которой производится первый отопительный отбор; расход в него регулируется поворотной диафрагмой с дроссельным парораспределением. Далее пар расширяется в двух ступенях, за которыми осуществляется второй отопительный отбор; расход в него определяется открытием второй регулирующей диафрагмы, установленной перед ЧНД.

Следует подчеркнуть, что термины «первый» и «второй» отопительный отборы в данном случае являются несколько условными: при раздельном регулировании расхода пара в названные отопительные отборы первый отбор по существу может рассматриваться как производственный. Отключение регулирования давления в любом из отопительных отборов позволяет осуществлять двухступенчатый подогрев сетевой воды.

Каждый из роторов валопровода лежит в двух опорных подшипниках. Задний подшипник ЦВД — комбинированный опорно-упорный, с симметричными упорными сегментами. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами; полумуфты роторов турбины откованы заодно с валами.

Ротор ЦНД — комбинированный: диски первых шести ступеней откованы заодно с валом, остальные диски — насадные. Для уменьшения осевого усилия на валу в области переднего концевого уплотнения ЦНД выполнен ступенчатый разгрузочный диск больших размеров.

Корпус ЦНД кроме горизонтального имеет два технологических разъема. Передняя и средняя части — литые, задняя — сварная. Все диафрагмы установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

С учетом работы в области значительной влажности из-за отсутствия промежуточного перегрева пара лопатка последней ступени выполнена умеренной длины (830 мм для температуры охлаждающей

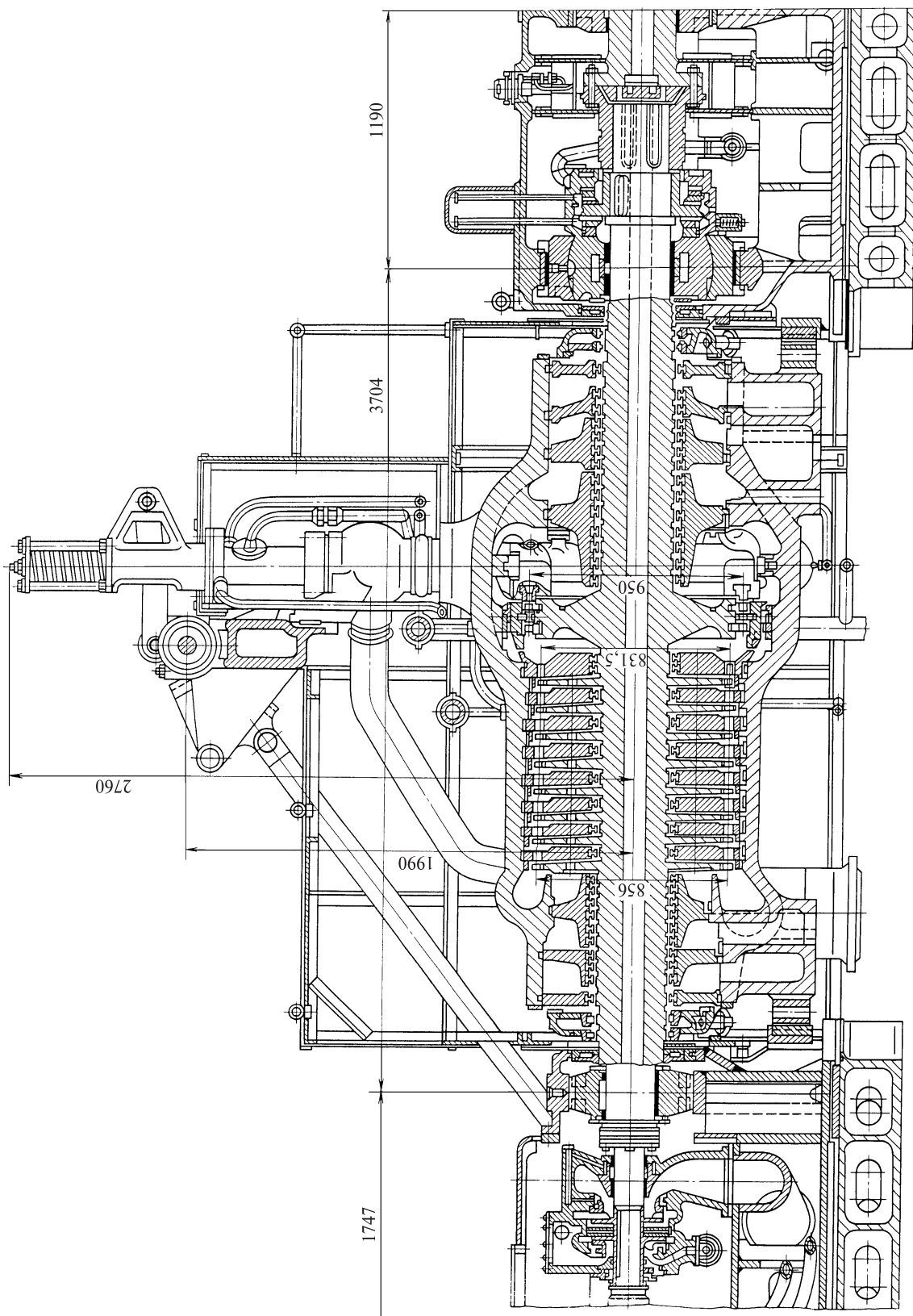


Рис. 10.3. Турбина ПТ-50/60-12,8/0,7 ТМЗ

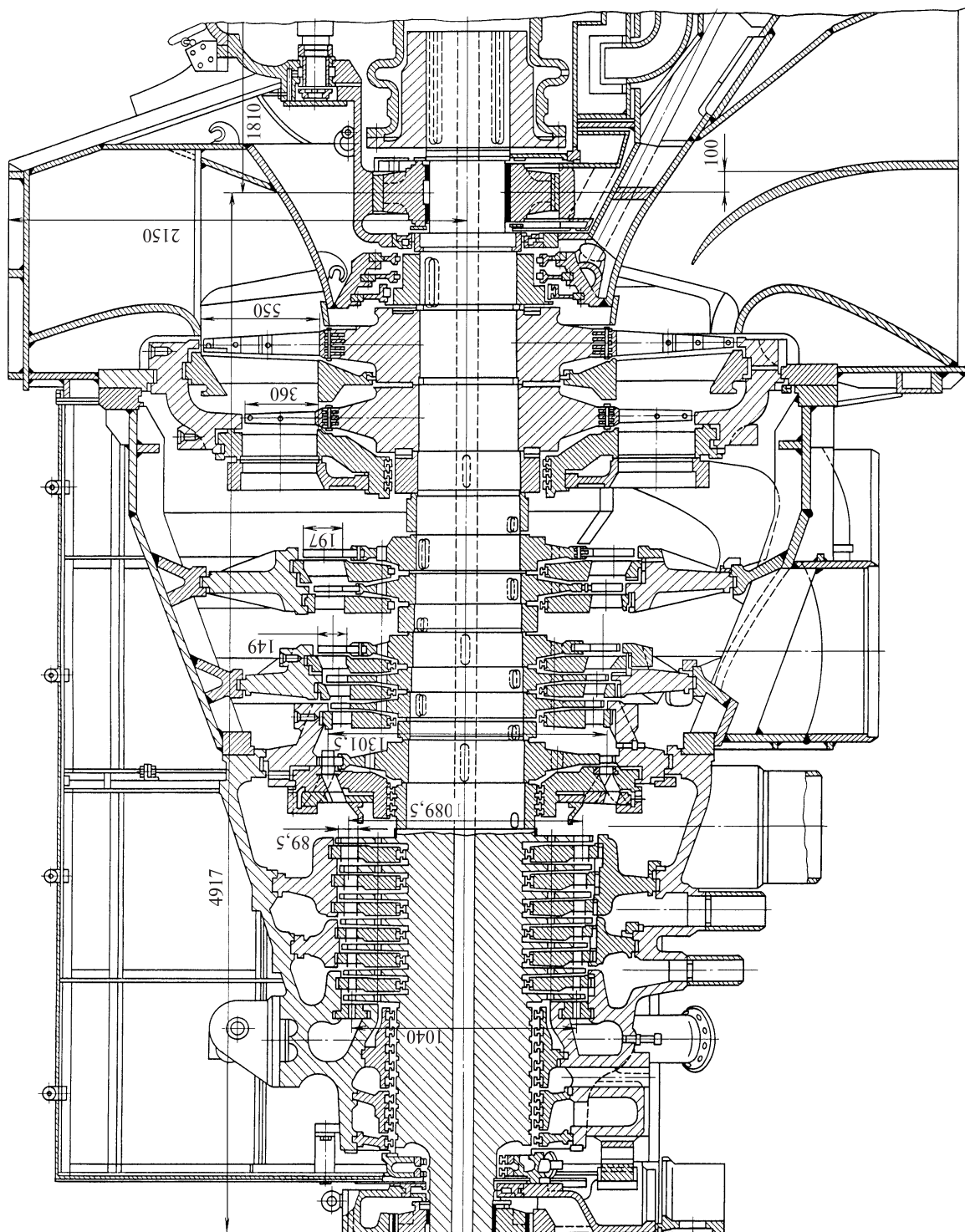


Рис. 10.3 (окончание)

Таблица 10.1

Основные показатели модификаций турбин ПТ-140/165-12,8/1,5

Показатель	Модификация	
	ПТ-140/165-12,8/1,45-2	ПТ 140/165-12,8/1,45-3
Мощность, МВт:		
номинальная	142	143
максимальная	167	167
на конденсационном режиме	120	120
Расход свежего пара, т/ч:		
номинальный	788	788
максимальный	810	810
Параметры свежего пара:		
давление, МПа	12,8	12,8
температура, °С	555	555
Тепловая нагрузка:		
производственная, т/ч:		
номинальная	335	335
максимальная	500	500
отопительная, Гкал/ч:		
номинальная	115	120
максимальная	140	140
Пределы изменения давления в регулируемых отборах, МПа:		
производственном	1,2—2,1	
верхнем отопительном	0,06—0,25*	
нижнем отопительном	0,04—0,12	
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	830	660
Число ступеней:		
ЦВД	13	13
ЦНД	12	11
Давление в конденсаторе, кПа	6,3	8,8
Охлаждающая вода:		
расчетная температура, °С	20	27
расчетный расход, м ³ /ч	13 500	13 500
Поверхность охлаждения конденсатора, м ³	6000	6000
Структурная формула системы регенерации	3ПВД + Д + 4ПНД	3ПВД + Д + 4ПНД
Расчетная температура питательной воды, °С	232	232

* При независимом регулировании давления в обоих отопительных отборах давление в верхнем отопительном отборе может измениться в пределах 0,09—0,25 МПа.

воды 20 °С), что обеспечивает ее надежность против эрозионного износа.

Опираение корпуса турбины на подшипники и фундаментные рамы и система тепловых расширений аналогичны таковым для турбины Т-50-12,8 ТМЗ.

Система регулирования турбины выполнена электрогидравлической. Ее гидравлическая часть не имеет принципиальных отличий от системы регулирования турбины Т-50-12,8 ТМЗ, однако следует иметь ввиду, что рассматриваемая турбина имеет четыре регулируемых параметра (давление в трех отборах и электрическую мощность).

Система регулирования обеспечивает все режимы, важные для турбины с отборами пара. В частности, эта турбина может работать как турбина с двумя отборами, если диафрагма верхнего отопительного отбора открыта полностью, а соответствующий регулятор давления отключен. Полное закрытие диафрагмы ЧНД позволяет осуществить режим работы с противодавлением: при этом тепло пара, пропускаемого через ЧНД для вентиляции, используется для подогрева сетевой или подпиточной воды. В этом случае, конечно, турбина не будет участвовать в регулировании частоты сети.

Электрическая часть системы регулирования обеспечивает хорошее качество регулирования мощности и давления в отборах и ускоряет срабатывание системы защиты в аварийных ситуациях.

На рис. 10.6 (см. с. 292) показан конденсатор турбины. Его трубная система состоит из основного и встроенного теплофикационного пучков со своими подводами и отводами охлаждающей воды и отсосами паровоздушной смеси.

Таблица 10.2

Параметры пара в регенеративных отборах турбины ПТ-140/165-12,8/1,45

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД № 7	3,36	375	36,4
ПВД № 6	2,28	325	36,4
ПВД № 5	1,47	275	35,3 + 4,8*
Деаэратор	1,47	275	11,2
ПНД № 4	0,53	183	32,1
ПНД № 3	0,25	127	32,7
ПНД № 2	0,08	—	8,4
ПНД № 1	0,02	—	—

* 4,8 — пар из уплотненной трубы.

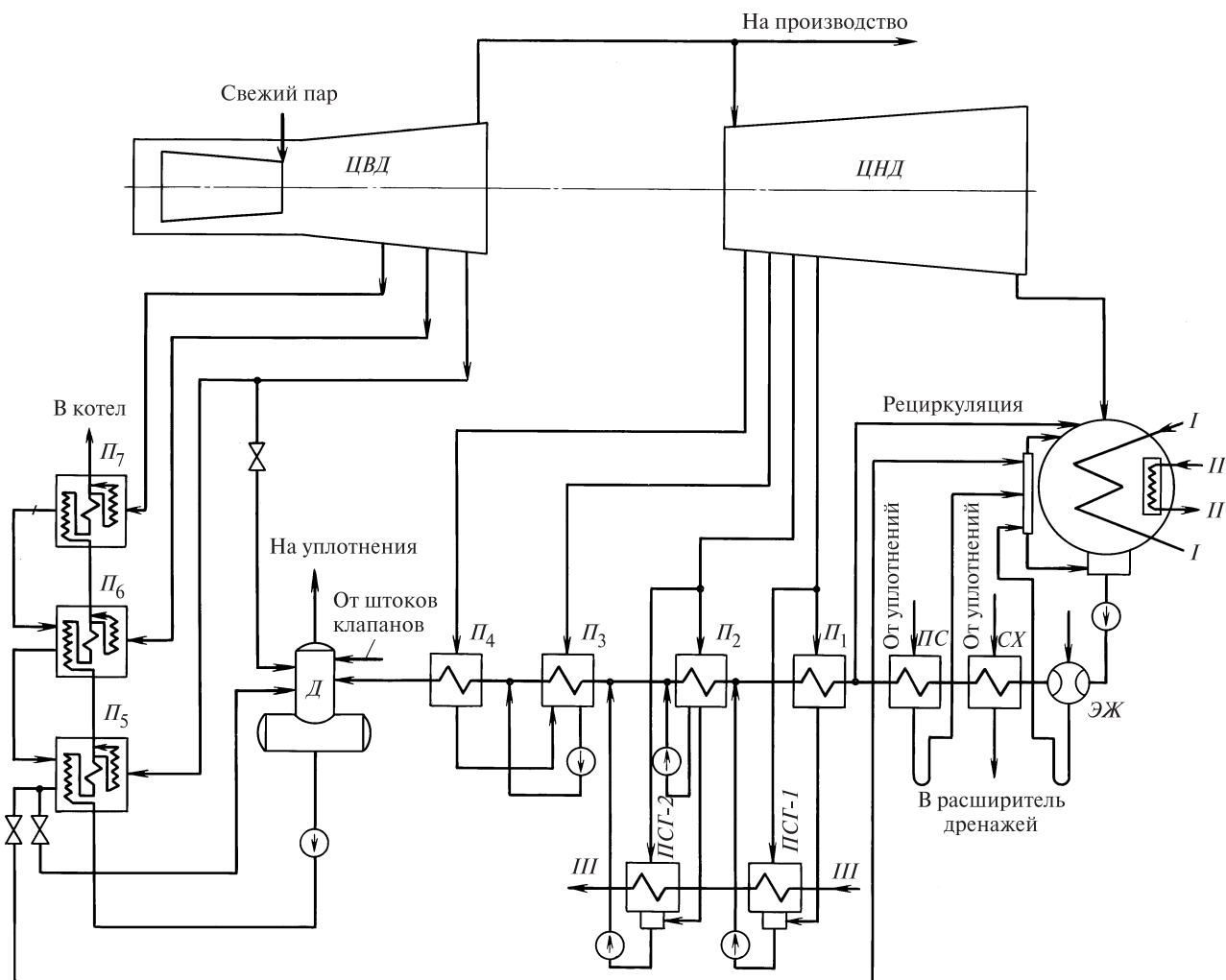


Рис. 10.4. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-140/165-12,8/1,5-2

СХ — сальниковый холодильник; ПС — подогреватель сальниковый; ЭЖ — эжектор; П₁—П₄ — ПНД; Д — деаэрактор; П₅—П₇ — ПВД; I—I — циркуляционная вода; II—II — подпиточная вода теплосети; III—III — сетевая вода

10.3. ТУРБИНЫ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

10.3.1. Турбина ПТ-60/75-12,8/1,3

Турбина ПТ-60/75-12,8/1,3 номинальной мощностью 60 МВт, с двумя отборами пара спроектирована на начальные параметры пара 12,8 МПа и 565 °С и частоту вращения 50 1/с. При номинальной мощности и нулевом отопительном отборе производственный отбор можно увеличить до 69,4 кг/с (см. табл. 9.8). Наоборот, при нулевом производственном отборе и номинальной мощности отопительный отбор можно увеличить до 33,3 кг/с.

На рис. 10.7 показана тепловая схема турбоустановки. Регенеративная система турбины имеет четыре ПНД, деаэрактор и три ПВД, за которыми температура питательной воды при номинальном режиме составляет 247 °С. Типы и количество подогревателей сетевой воды выбираются при проектировании ТЭЦ. Нагрев сетевой воды — одноступенчатый.

От стопорного клапана пар подводится к четырем регулирующим клапанам, установленным на корпусе ЦВД турбины (рис. 10.8). Турбина имеет комбинированное парораспределение: при нормальных расходах пара через ЦВД пар подводится последовательно через четыре группы сопел к регулирующей ступени, а для перегрузки обводной

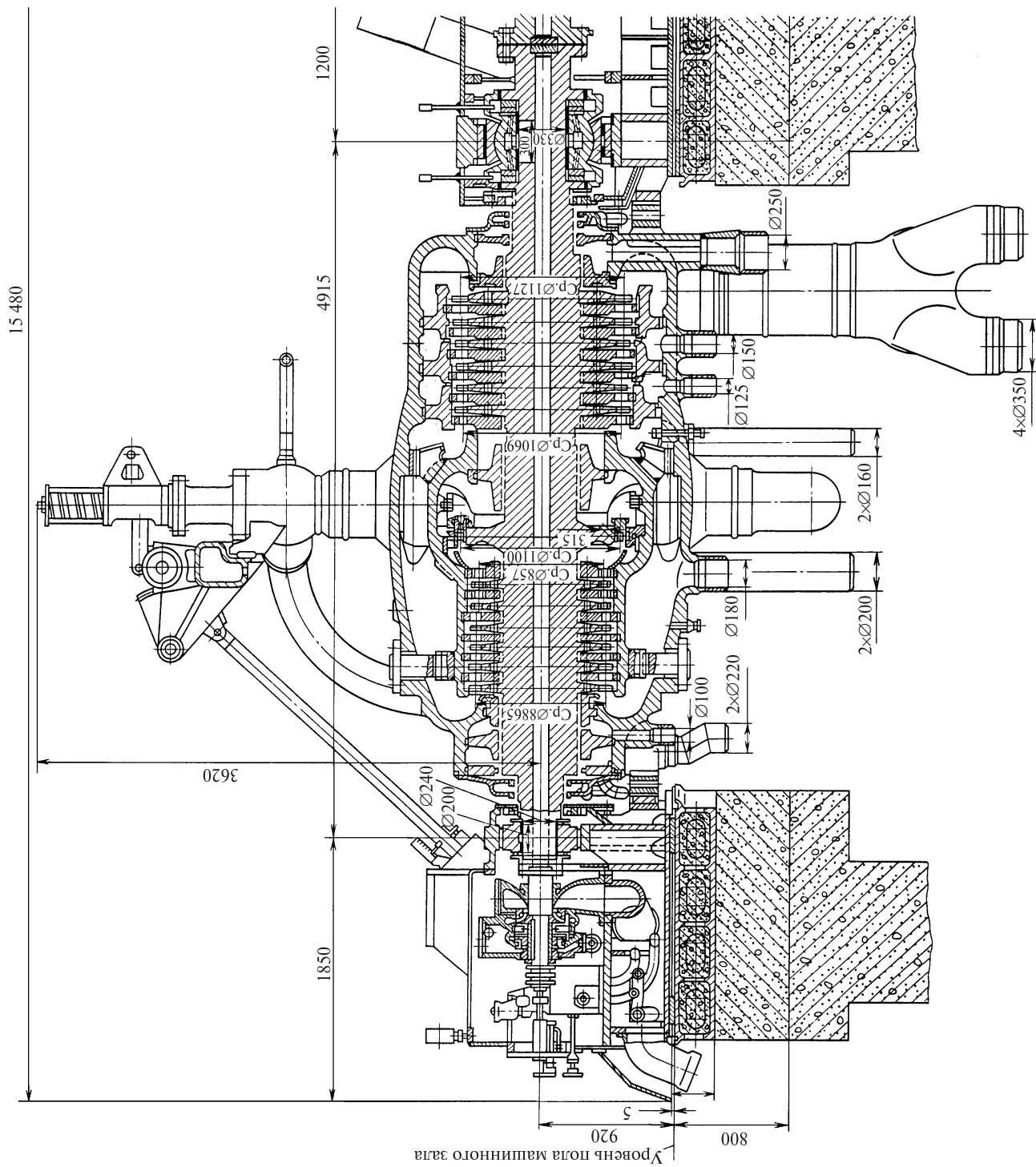


Рис. 10.5. Продольный разрез турбины паровой ПТ-140/165-12,8/1,5-2

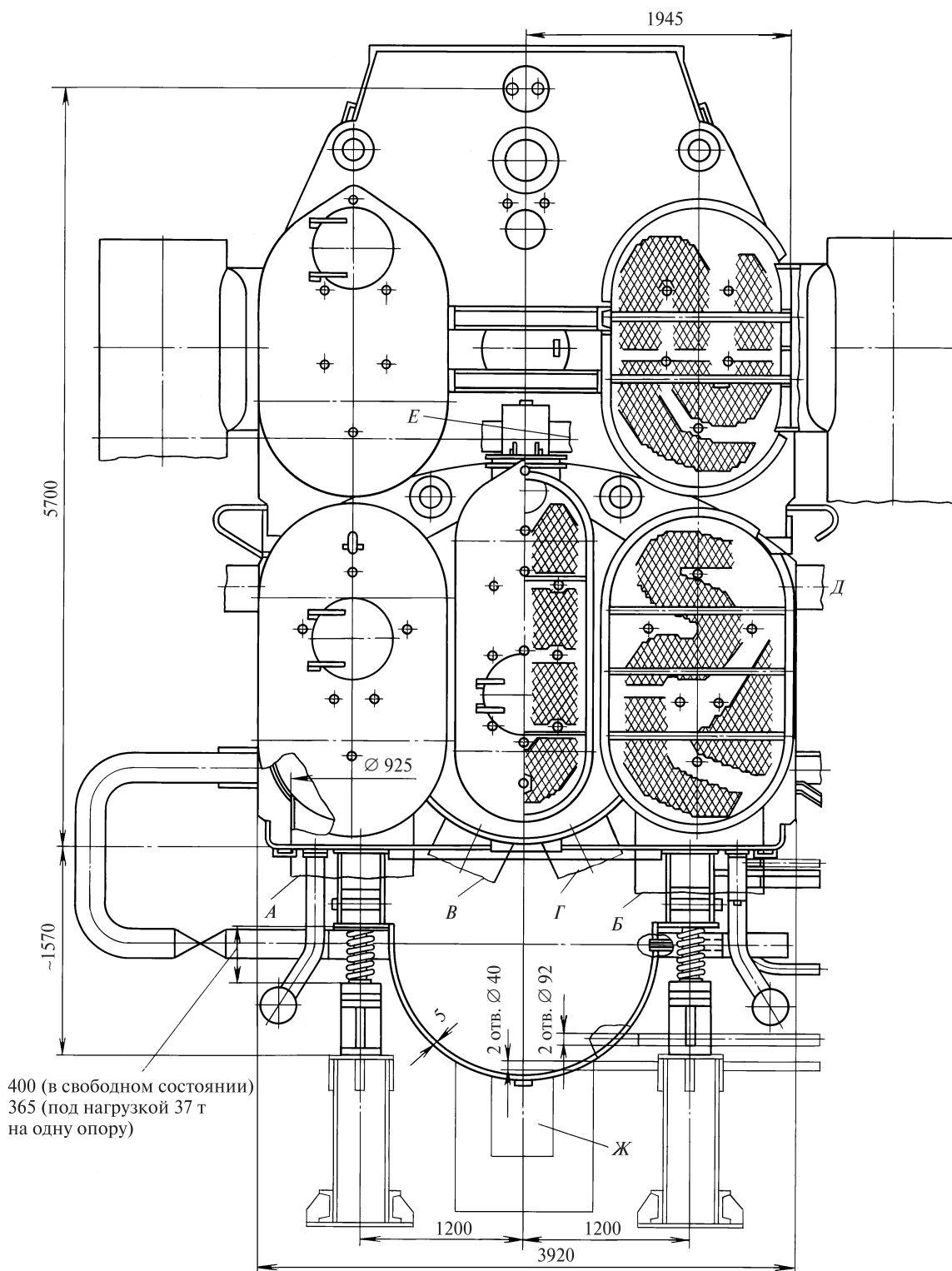
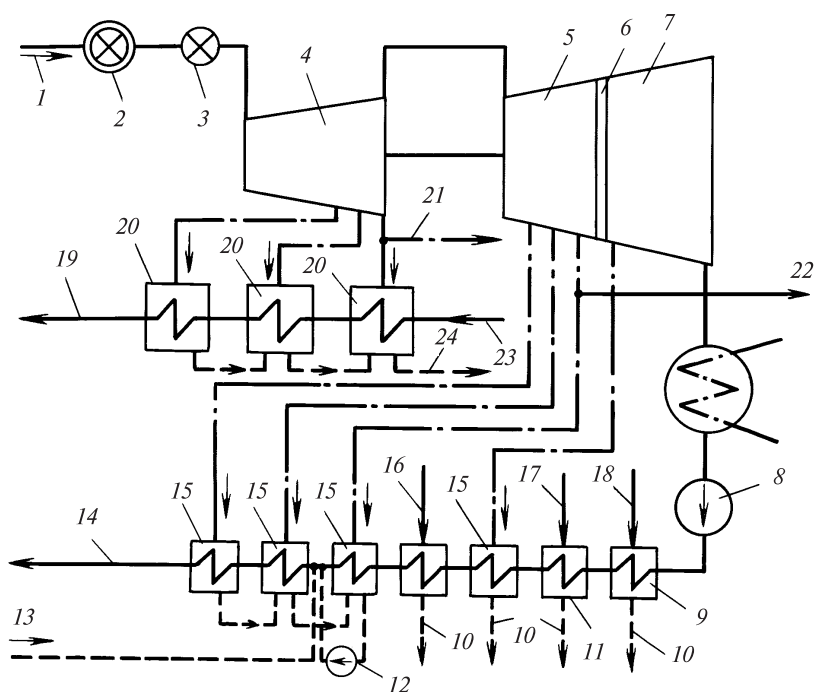


Рис. 10.6. Конденсатор турбины ПТ-135/165/-12,8/1,5

A — 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

Рис. 10.7. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-60/75-12,8/1,5 ЛМЗ

1 — свежий пар; 2 — стопорный клапан; 3 — регулирующие клапаны (4 шт.); 4 — ЦВД; 5 — ЧСД ЦНД; 6 — регулирующая диафрагма; 7 — ЧНД и ЦНД; 8 — конденсатный насос; 9 — холодильник эжектора; 10 — конденсат греющего пара в конденсатор; 11 — холодильник эжектора уплотнений; 12 — сливной насос; 13 — конденсат с производства; 14 — конденсат в деаэрактор; 15 — ПНД; 16, 17 — пар из уплотнений; 18 — выхлопной пар эжектора; 19 — питательная вода в деаэрактор; 20 — ПВД; 21 — производственный отбор и отбор на деаэрактор; 22 — теплофикационный отбор; 23 — питательная вода от питательного насоса; 24 — в деаэрактор



внутренний клапан увеличивает расход через последние 13 ступеней ЦВД и остальные ступени.

Пар из ЦВД подводится по четырем трубам к регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе ЦНД. Парораспределение ЦНД (вернее ЧСД ЦНД) — сопловое. Проточная часть ЧСД состоит из регулирующей ступени, к которой подается пар из четырех сопловых коробок, и восьми нерегулируемых ступеней.

Поддержание давления пара в отопительном отборе осуществляется поворотной двухъярусной диафрагмой. Часть низкого давления включает четыре ступени.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД, ЦНД и генератора. Каждый из роторов турбины опирается на свои подшипники, причем передний подшипник каждого из них является комбинированным опорно-упорным, а задний — опорным. Таким образом, валопровод имеет два упорных подшипника. Поэтому ротор турбины соединяется гибкой муфтой. Роторы генератора и турбины соединяются полугибкой муфтой.

Ротор ЦВД — цельнокованый; конструкция — типичная для турбин ЛМЗ.

Корпус ЦВД отлит из хромомолибденовой стали. На его крышке расположен перегрузочный обводной (внутренний) клапан. Из нижней части ЦВД

предусмотрено два отбора на ПВД (третий отбор производится из паропровода за ЦВД).

Ротор ЦНД — комбинированный: диски ЧСД откованы заодно с валом, а диски ЧНД — насадные. Для разгрузки подшипников от осевого усилия в передней части выполнен разгрузочный диск.

Корпус ЦНД, кроме горизонтального, имеет вертикальный разъем: передняя часть — литая, задняя — сварная. Диафрагмы всех ступеней ЦВД и ЦНД установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

Схема регулирования, защиты и маслоснабжения турбины приведена на рис. 10.9 (см. вкладку), система смазки — типичная для ЛМЗ (см. рис. 4.1).

Датчиками системы регулирования служат регулятор частоты вращения, расположенный на валу турбины, и два регулятора давления в отборах (промышленного и теплофикационного). Все эти датчики подают сигналы на блок суммирующих золотников, который вырабатывает соответствующие сигналы для работы отсечных золотников трех сервомоторов: ЦВД, ЧСД и ЧНД.

Пример 10.1. Пусть вследствие роста отопительной нагрузки и увеличения расхода пара на сетевой подогреватель начинает снижаться давление в теплофикационном отборе. В этом случае сильфон регулятора давления, расположенный над золотником 13 (см. рис. 10.9), будет сжиматься, увеличивая расход масла из полости над ним. Золотник сместится вверх, вследствие чего произойдет

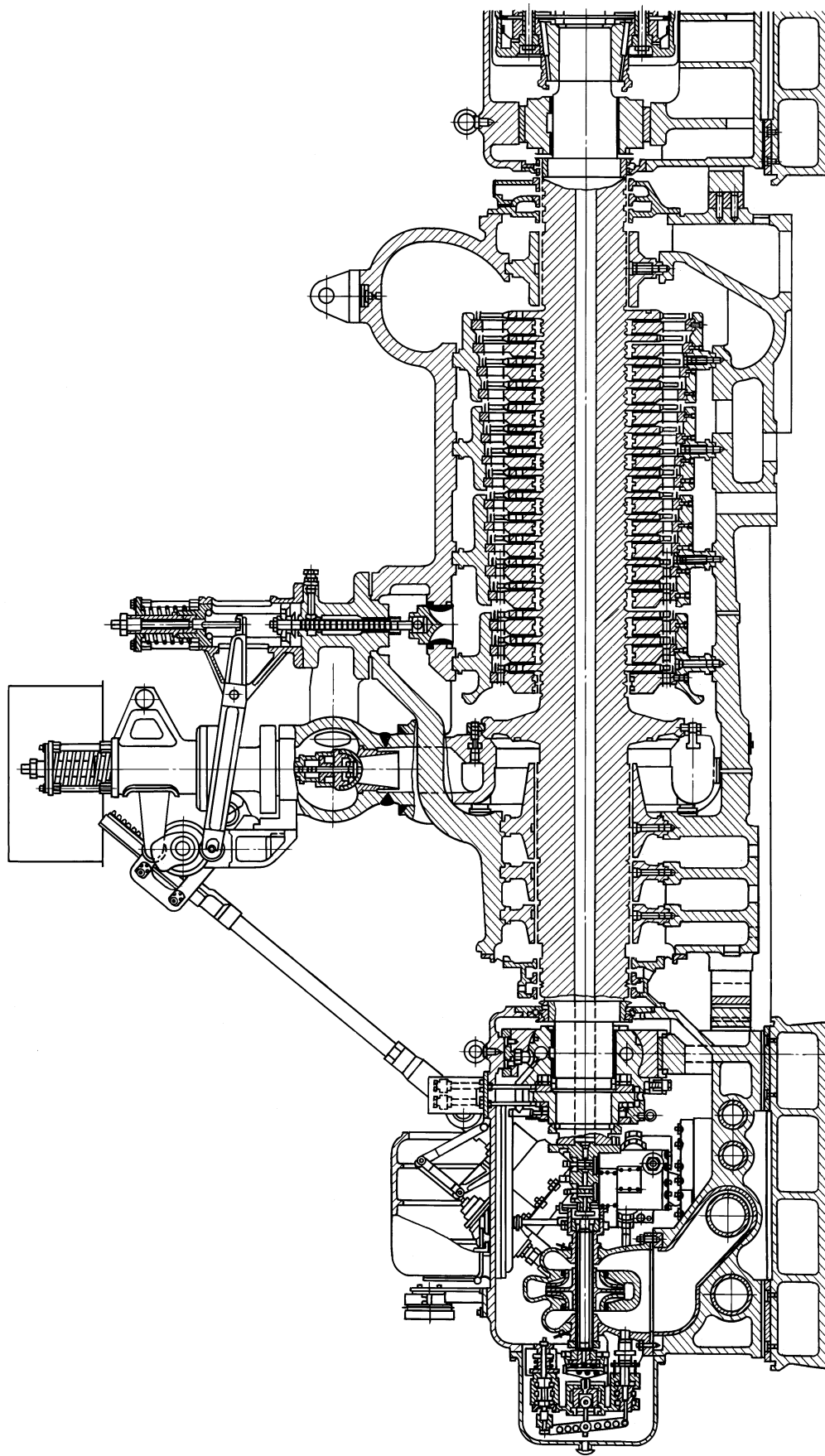


Рис. 10.8. Турбина ПТ-60/75-12,8/1,5 ЛМЗ

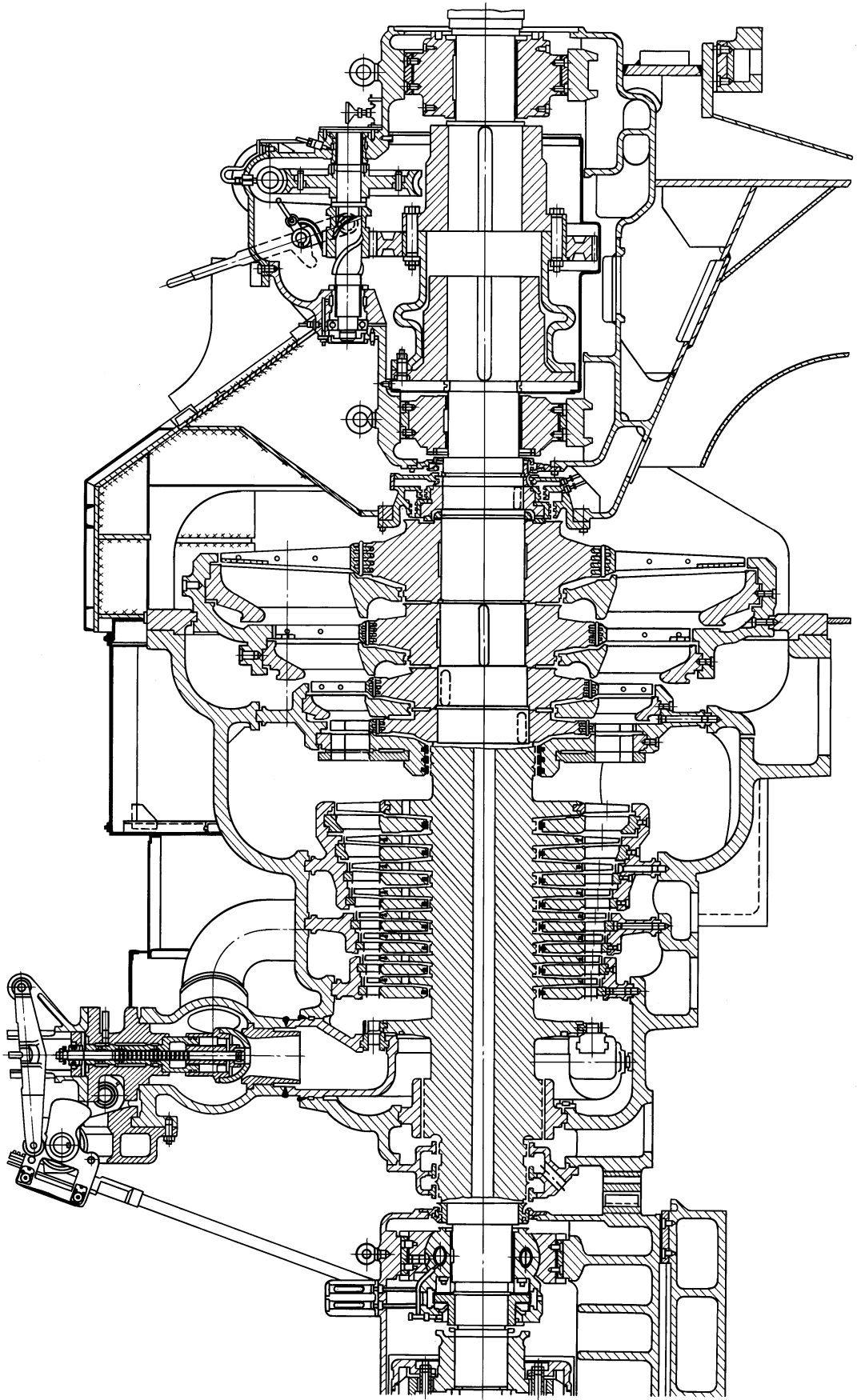


Рис. 10.8 (окончание)

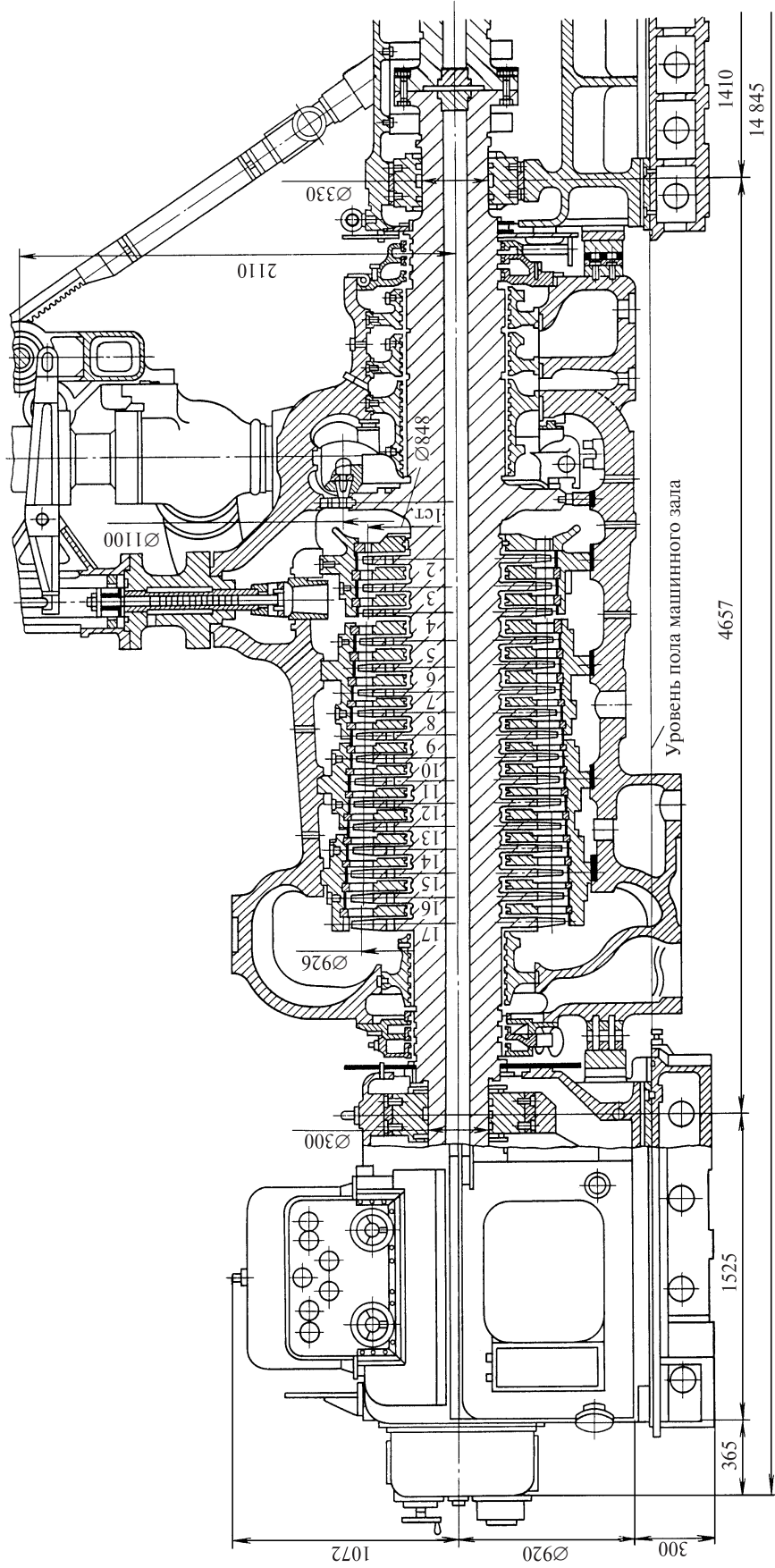


Рис. 10.10. Продольный разрез паровой турбины ПТ-80/100-12,8/1,5

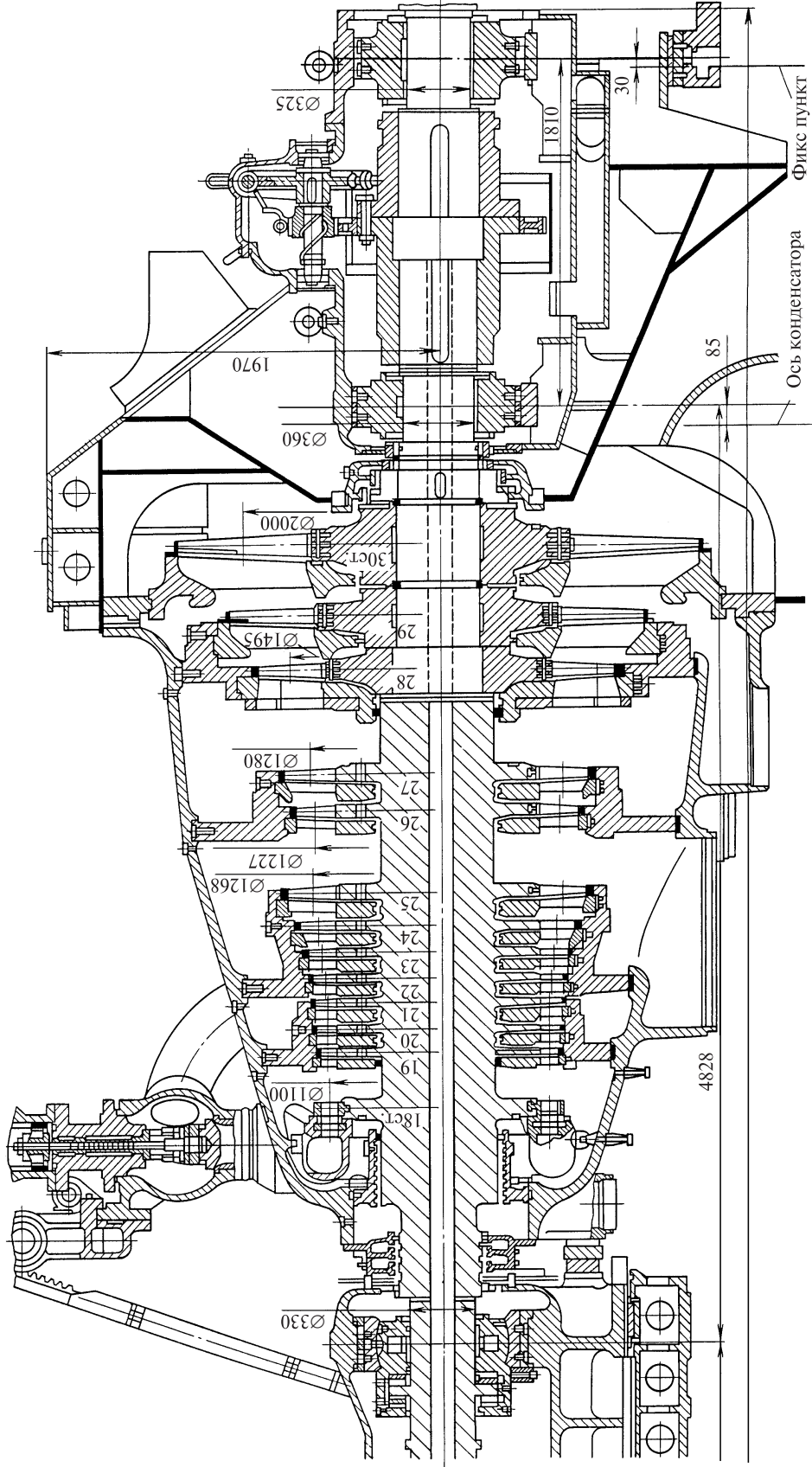


Рис. 10.10 (окончание)

изменение сечения окон, управляющих давлением под золотником сервомоторов: давление под золотниками 14 и 16 возрастет, а под золотником 18 упадет. Поэтому сервомотор 19 уменьшит сечение для прохода пара в ЦНД, а сервомоторы 15 и 17 откроют регулирующие клапаны ЦВД и ЧСД: это позволяет увеличить отбор и восстановить давление в патрубке отбора на теплофикацию, сохранив значение промышленного отбора (так как клапаны ЧСД приоткрылись) и мощности (так как уменьшение мощности, развиваемой ЧНД будет скомпенсировано повышением мощности ЦВД и ЧСД).

На рис. 10.9 также показана схема регулирования концевых уплотнений турбины. Пар из деаэратора подается в коллектор 27, из которого подводится ко всем предпоследним камерам концевых уплотнений и на эжектор 28, создающий небольшое разрежение в эжекторном холодильнике 29, пространство которого связано с последними камерами концевых уплотнений. Система включает два сильфонных датчика, один из которых управляет давлением пара в коллекторе, а второй — в эжекторном холодильнике. При отклонении давлений от заданных значений сильфоны изменяют расход масла из верхних плоскостей над золотниками 26, которые с помощью сервомоторов переставляют клапаны, регулирующие подачу пара из деаэратора в коллектор на эжектор холодильника. В настоящее время для регулирования уплотнений ЛМЗ использует электронные регуляторы.

Система защиты турбины от разгона включает сдвоенный бойковый автомат безопасности 20 и его золотники 21, подающие импульс на закрытие регулирующих органов и стопорного клапана 24, который выдает сигнал на принудительное закрытие обратных клапанов на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов.

10.3.2. Турбина ПТ-80/100-12,8/1,3

Турбину ПТ-80/100-12,8/1,3 (рис. 10.10, см. с. 296, 297) можно рассматривать как модернизированную турбину ПТ-60/75-12,8/1,3, однако модернизация ее столь значительна, что по существу это новая турбина.

Турбина спроектирована на номинальную мощность 80 МВт, начальные параметры пара 12,8 МПа и 555 °С, с производственным отбором при 1,3 МПа и отопительным отбором (см. табл. 9.8).

Основное отличие тепловой схемы этой турбоустановки от тепловой схемы турбоустановки ПТ-60/75-12,8/1,3 (рис. 10.11) состоит в использовании двухступенчатого подогрева сетевой воды.

Верхний отопительный отбор производится при давлении 0,05—0,25 МПа, а нижний — при 0,03—0,1 МПа. При нагреве сетевой воды в двух сетевых подогревателях регулятор давления поддерживает постоянство давления в верхнем отопительном отборе, а расход пара в нижний отопительный отбор — нерегулируемый. При работе только одного сетевого подогревателя давление поддерживается в нижнем отопительном отборе.

В табл. 10.3 представлены параметры пара, отбираемого на регенеративный подогрев питательной воды.

Конденсатор турбины имеет встроенный теплофикационный пучок, утилизирующий теплоту вентиляционного пропуска пара при работе турбины в режиме с противодавлением. Охлаждающим агентом пучка является сетевая вода. Развитая регенеративная система подогрева питательной воды обеспечивает на выходе ее температуру 249 °С.

Коренной переделке подвергся валопровод турбины. Вместо двух опорно-упорных подшипников для каждого ротора установлен только один. Естественно, что при этом гибкую муфту, допускающую смещение, пришлось заменить жесткой. Ее полу-муфты откованы заодно с валами. Для уменьшения осевого усилия на колодки упорного подшипника в нерасчетных режимах направления потока пара в ЦВД и ЦНД выполнены противоположными.

Конструктивные различия турбин ПТ-60/75-12,8/1,3 и ПТ-80/12,8/1,3 имеются и в ЦНД. Две последние ступени ЧСД (промежуточный отсек) отделены от остальной проточной части большими камерами, первая из которых используется для верхнего теплофикационного отбора, а вторая — для нижнего.

Ротор ЦНД является комбинированным, однако в отличие от турбины ПТ-60/75-12,8/1,3 насадными

Таблица 10.3

Параметры пара в регенеративных отборах турбины
ПТ-140/165-12,8/1,45

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч	Номер ступени, за которой производится отбор
	Давление, МПа	Температура, °С		
ПВД № 7	4,570	421	26,3 + 3,0	9-я
ПВД № 6	2,660	352	33,0	13-я
ПВД № 5	1,270	267	10,5 + 5,1	17-я
Деаэратор	1,270	267	13,9 + 1,7	17-я
ПНД № 4	0,410	169	28,4	21-я
ПНД № 3	0,088	—	—	25-я
ПНД № 2	0,034	—	—	27-я
ПНД № 1	0,003	—	—	29-я

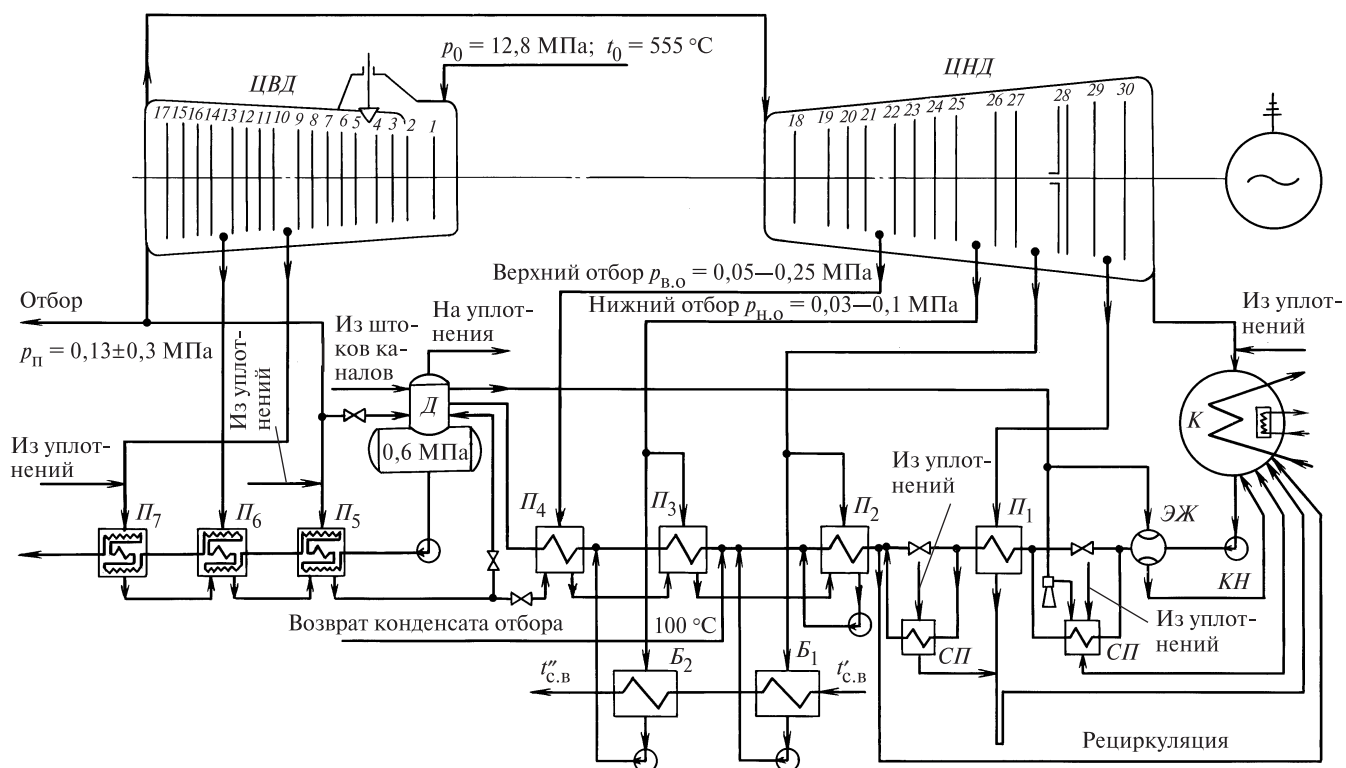


Рис. 10.11. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-80/100-12,8/1,5
 К — конденсатор; ЭЖ — эжектор; СП — сальниковый подогреватель; Б₁, Б₂ — подогреватели сетевой воды; П₁—П₄ — ПНД; Д — деаэрагор; П₅—П₇ — ПВД

выполнены только диски ЧНД. Размеры последних ступеней сравниваемых турбин совпадают.

Система регулирования турбины включает в себя электрогидравлический преобразователь, повышающий быстродействие и улучшающий качество регулирования.

10.4. ТУРБИНЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ ПАРА И ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

В качестве примера турбины такого типа рассмотрим турбину ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ.

Турбина ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ номинальной мощностью 25 МВт спроектирована на начальное давление 8,8 МПа и температуру 535 °С с номинальным противодавлением 90 кПа и регулируемым промышленным отбором пара при 0,98 МПа. Частота вращения равна 50 1/с. Из 44 кг/с пара, поступающего через стопорный клапан в турбину, 17 кг/с направляется в производственный отбор. Регулирование давления производственного отбора может осуществляться в диапазоне 0,8—1,3 МПа, а противодействия в пределах 50—250 кПа.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 10.12.

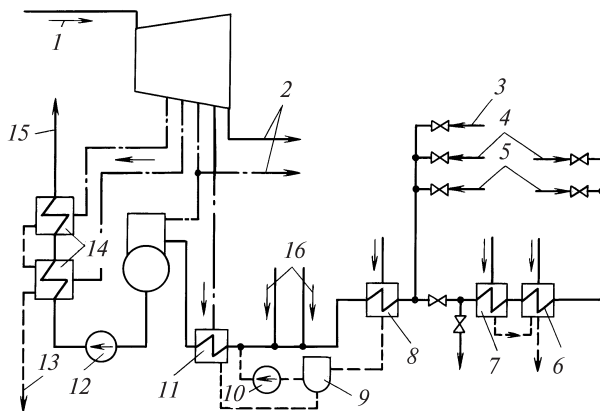


Рис. 10.12. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ

1 — свежий пар; 2 — пар на производство; 3 — сетевая вода; 4 — циркуляционная вода; 5 — химически очищенная вода; 6 — эжектор сальникового подогревателя; 7 — эжектор уплотнений; 8 — сальниковый подогреватель; 9 — конденсаторосборник; 10 — сливной насос; 11 — ПНД; 12 — питательный насос; 13 — конденсат в деаэрагор; 14 — ПВД; 15 — питательная вода в котел; 16 — конденсат с производства

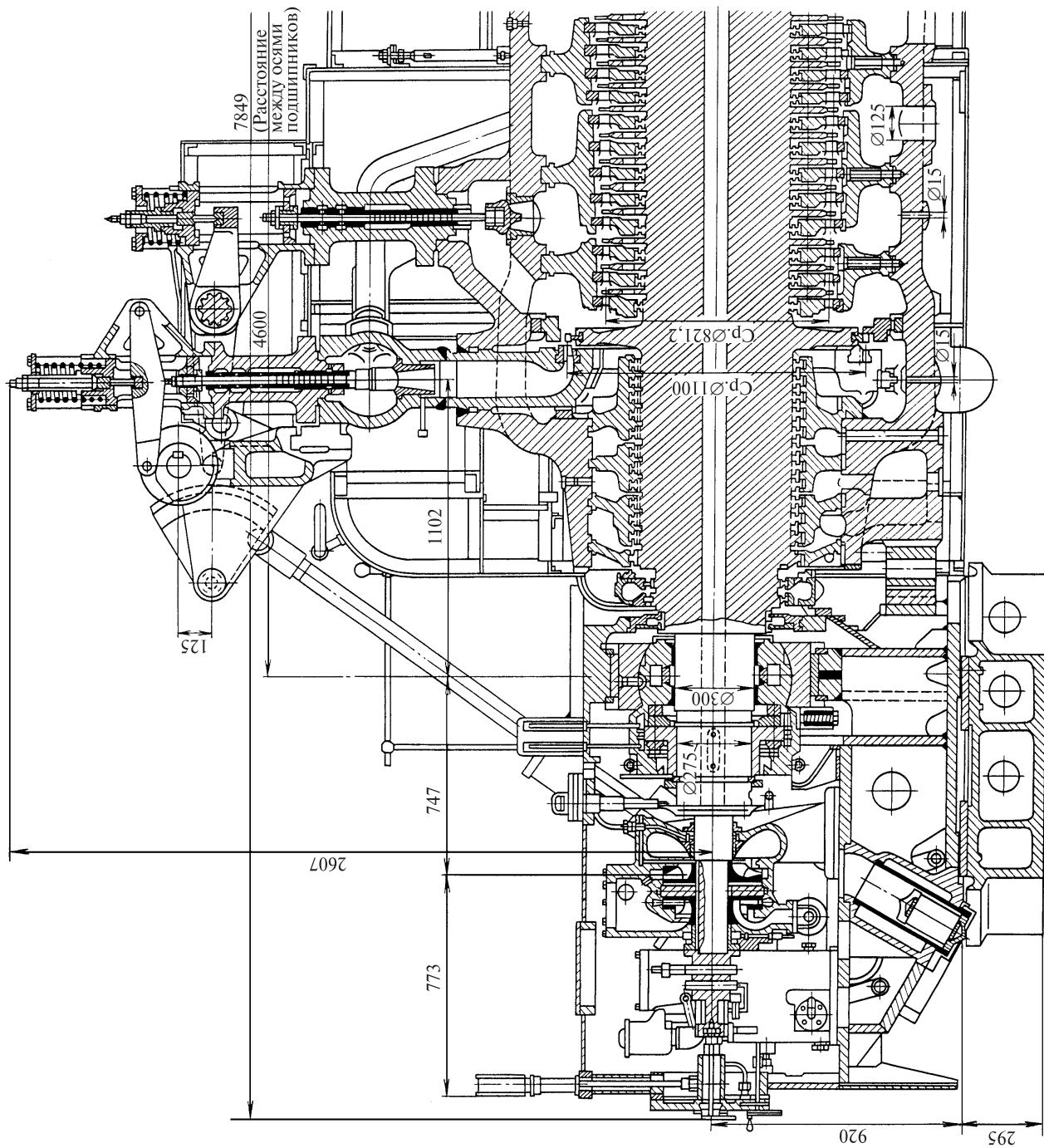


Рис. 10.13. Турбина ПР-25-8-8/1/0,09 ТМЗ

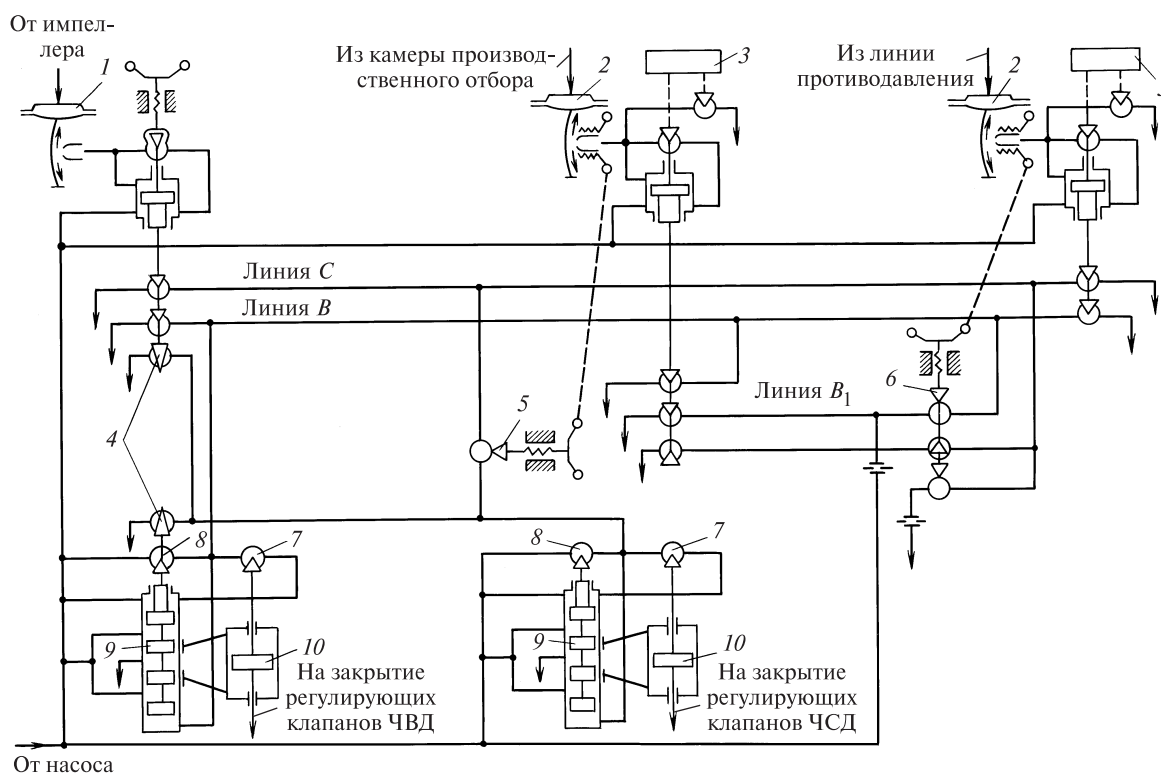


Рис. 10.14. Принципиальная схема регулирования турбины ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ

1, 2 — регуляторы частоты вращения и давления; 3 — изодромы; 4 — элементы воздействия на сервомотор ЧСД при сбросах нагрузки; 5 — выключатель сервомотора ЧСД; 6 — дроссели устройства для перевода турбины на режим с противодавлением; 7 — дроссели обратной связи главных сервомоторов; 8 — дроссели обратной связи промежуточных сервомоторов; 9 — золотники главных сервомоторов с сервомоторами промежуточных усилий; 10 — главные сервомоторы

Свежий пар через стопорный и четыре регулирующих клапана направляется в турбину, имеющую четыре отбора пара. Первые два отбора по ходу пара используются для ПВД. Третий отбор — регулируемый: пар направляется для нужд производства при давлении примерно 1 МПа. От этого же отбора питается деаэратор. Четвертый отбор питает ПВД. Из выходного патрубка турбины пар с давлением 0,09 МПа также направляется в общественный коллектор для нужд производства.

Первые три клапана открываются последовательно, обеспечивая сопловое парораспределение, а четвертый клапан открывается одновременно с перегрузочным, осуществляющим обвод из камеры регулирующей ступени к IV нерегулируемой ступени. Проточная часть ЧВД (рис. 10.13) состоит из одновенечной регулирующей ступени и 15 нерегулируемых ступеней.

ЧНД турбины включает регулирующую ступень с двухклапанным сопловым парораспределением в виде поворотной диафрагмы и семь нерегулируе-

мых ступеней. Рабочие диски ступеней ЧНД насажены на вал с натягом. Корпус ЧНД, присоединяемый к ЧВД вертикальным фланцевым соединением, выполнен сварным. В нем расположены две обоймы, между которыми осуществляется отбор пара в регенеративный подогреватель.

Турбина опирается на корпуса подшипника обычным образом с помощью лап. Фиксупункт турбины расположен на пересечении осей продольных и поперечных шпонок, установленных на фундаментной раме заднего подшипника.

На рис. 10.14 показана принципиальная схема регулирования турбины ПР-25-90. Система имеет три датчика: регулятор частоты вращения, регулятор давления пара промышленного отбора и регулятор давления пара в выходном патрубке. Однако, как уже отмечалось, одновременно могут работать только два регулятора из трех, поскольку регулирующие клапаны ЧВД и регулирующая диафрагма ЧНД могут обеспечить поддержание постоянными только двух параметров из трех.