

Часть третья

ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Глава одиннадцатая

РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

11.1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ — ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В эксплуатации ПТУ и паровых турбин к ним предъявляются два основных связанных между собой требования: надежность и экономичность. Под надежностью ПТУ понимают ее способность к выработке предусмотренных мощности и тепла при заданных условиях и режимах эксплуатации. Надежность ПТУ как сложной системы определяется прежде всего надежностью ее оборудования: турбины, теплофикационной и конденсационной установок, питательных и конденсационных насосов, деаэраторов, подогревателей и т.д. Чем выше надежность элементов ПТУ, тем выше ее надежность в целом.

Событие, заключающееся в нарушении работоспособности ПТУ, называется отказом. Отказы могут иметь самый различный характер. Отказ, после возникновения которого ПТУ становится полностью неработоспособной, называется полным. Примером полного отказа может служить выход из строя турбины питательного насоса при отсутствии резерва. Если же отказ приводит только к частичной потере работоспособности (например, необходимости ограничения нагрузки из-за повышенных присосов воздуха в конденсатор или выхода из строя части регенеративных подогревателей), то такой отказ называется частичным. Отказ может быть внезапным (например, из-за потери герметичности ЦНД вследствие отрыва рабочей лопатки) и постепенным (например, из-за износа уплотнений или заноса проточной части солями).

Свойство ПТУ или турбины непрерывно сохранять работоспособность называется безотказностью. Безотказность не может быть абсолютной, поскольку из-за наличия дефектов, естественного износа, ошибок изготовления и эксплуатации раньше или позже произойдет отказ работоспособности. Количественной мерой безотказности в работе является наработка на отказ — средняя суммар-

ная (без учета перерывов) продолжительность работы между отказами. Государственный стандарт требует, чтобы мощные турбины при соблюдении правил технической эксплуатации имели наработку на отказ не менее 6250 ч. К сожалению, именно из-за несоблюдения правил технической эксплуатации наработка на отказ часто оказывается существенно меньше.

Для суждения о безопасности работы оборудования используют параметр потока отказов ω — среднее число отказов на одну турбину рассматриваемой серии за 1 ч; хорошо освоенные турбины имеют $\omega = (0,15—0,3)10^{-3}$, т.е. один отказ происходит в среднем через 3—6 тыс. ч работы.

Свойство ПТУ или турбины, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения их отказов, предупреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания, называется ремонтпригодностью. Например, турбина, хорошо оснащенная приборами, особенно записывающими, обладает большей ремонтпригодностью, чем турбина, не имеющая их. Чем проще вскрытие турбины, совершеннее диагностика повреждений и их ликвидация, тем выше ее ремонтпригодность.

Процесс обнаружения и устранения отказа (повреждения) ПТУ или турбины с целью восстановления работоспособности (исправности) называется восстановлением, а время этого процесса — временем восстановления.

Для поддержания высокой надежности оборудование проходит техническое обслуживание, текущий, средний или капитальный ремонты. При текущем или среднем ремонтах заменяются или восстанавливаются поврежденные детали и узлы, контролируются исправность и техническое состояние других узлов, предусмотренные нормативно-технической документацией. При капитальном ремонте проводится почти полное восстановление работоспо-

собности и ресурса оборудования с заменой, если требуется, любых его частей. Капитальный ремонт мощных турбин энергоблоков по нормам происходит в течение 50—60 дней. Время между капитальными ремонтами называется межремонтным периодом. Государственный стандарт требует, чтобы межремонтный период составлял не менее 6 лет.

Ясно, что показатели безотказности и ремонтнопригодности тесно связаны: оборудование, работающее с частыми отказами даже с малым временем восстановления (например, из-за ложного срабатывания защит) или с редкими отказами, но с большими временами восстановления (например, из-за повреждений проточной части), одинаково ненадежно. Для комплексной оценки надежности используют коэффициент готовности — отношение наработки на отказ к сумме времен наработки на отказ и восстановление. У освоенных турбин коэффициент готовности равен 98—99 %, а у осваиваемых может составить 60—65 %. Государственный стандарт требует, чтобы коэффициент готовности турбин был не ниже 0,98.

В число показателей надежности входят также безопасность и долговечность. Под безопасностью понимают свойство не допускать ситуаций, опасных для обслуживающего персонала и окружающей среды. Под долговечностью оборудования понимают его свойство сохранять работоспособность в течение определенной предельной наработки (ресурс) или календарного времени (срок службы). Стандарт требует, чтобы срок службы турбины был не менее 40 лет.

Следует подчеркнуть, что *требования надежности и экономичности тесно связаны. Ненадежная установка не может быть экономичной.* Кажущаяся сиюминутная выгода, заключающаяся в уменьшении расхода топлива за счет снижения надежности (например, за счет чрезмерного ускорения времени пуска), обязательно будет перекрыта расходами на последующий ремонт поврежденного оборудования. Кроме того, нужно обязательно учитывать, что убыток, связанный с ненадежной работой оборудования, необходимо оценивать не только по дополнительным затратам на ремонт, но и по количеству невыработанной продукции в различных отраслях экономики, которые используют электрическую или тепловую энергию ТЭЦ.

Конечно, все это не означает, что экономичность является чем-то второстепенным. *Задача эксплуатации как раз и состоит в том, чтобы обеспечить наивысшую экономичность при высокой надежно-*

сти. Грамотная эксплуатация оборудования, основанная на четком понимании тепловых и механических процессов, протекающих в турбине, на понимании связи турбоагрегата с другим оборудованием, играет исключительно важную роль в обеспечении надежности и экономичности.

Паровая турбина и ее вспомогательное оборудование содержат большое количество узлов и деталей, которые требуют точного соблюдения технологии изготовления, высокой точности сборки и монтажа, а также ремонта. Несмотря на все меры контроля, осуществляемые на этапах, предшествующих вводу турбоагрегата в эксплуатацию, возможность возникновения неполадок на начальном этапе эксплуатации, к сожалению, не исключается. Четкое понимание процессов, происходящих в турбине и других элементах ПТУ, помогает быстро обнаружить и устранить эти неполадки, а главное, их причины. Наоборот, отсутствие необходимых представлений приводит в лучшем случае к временному устранению самих неполадок, а не их причин, в худшем — к серьезным авариям и разрушениям турбины, а также смежных с ней агрегатов и аппаратов.

Значительное количество случаев вынужденных простоев оборудования происходит из-за неграмотной эксплуатации оборудования персоналом станции. В то же время на многих электростанциях, где эксплуатационный персонал обладает достаточными знаниями и опытом, количество вынужденных остановов по вине эксплуатации ничтожно или вообще сведено к нулю.

Кроме того, необходимо иметь в виду еще одну очень важную роль эксплуатации. Хотя современная наука о турбинах достигла достаточно высокого уровня развития, она все же не может ответить сегодня в полной мере на все вопросы, выдвигаемые практикой. К таким вопросам относятся, например, надежность работы лопаточного аппарата при некоторых режимах, поведение длинных многопролетных валопроводов при вращении на масляной пленке подшипников, прочность деталей турбин и других элементов энергоблока в условиях нестационарных тепловых режимов. Вдумчивое отношение эксплуатационного персонала к возникающим явлениям и неполадкам, тщательная фиксация всех, даже самых мелких, неполадок и сопутствующих им обстоятельств являются неоценимым вкладом в решение задачи повышения качества и самих установок, и их эксплуатации.

11.2. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Для теплофикационных турбин, обеспечивающих выработку электрической и тепловой энергии, характерно очень большое число возможных режимов работы. Оно настолько велико, что их классификация весьма затруднительна и потому условна.

1. По **составу работающего оборудования** турбоустановки режимы работы можно разделить на две большие группы: конденсационные и теплофикационные.

Конденсационные режимы — это режимы, при которых нет тепловой нагрузки (промышленные и теплофикационные отборы отключены). Пар, поступающий на турбину, проходит всю ее проточную часть (часть пара, естественно, уходит в систему регенерации) и поступает в конденсатор. Иными словами, эти режимы работы ничем не отличаются от режимов работы конденсационной турбины. В таких режимах теплофикационная турбина работает летом, когда небольшая тепловая нагрузка (чаще всего, горячее водоснабжение) обеспечивается одним или несколькими турбоагрегатами ТЭЦ, а остальные работают в конденсационном режиме.

Теплофикационные режимы — это режимы, при которых через отборы турбины осуществляется отпуск тепла для целей промышленного потребления или нагрева сетевой воды. В свою очередь, теплофикационные режимы можно разделить на две подгруппы: режимы работы по тепловому графику и режимы работы по электрическому графику.

При работе *по тепловому графику* теплофикационная турбина работает как турбина с противодавлением: она обеспечивает выработку тепла в заданном количестве и с заданными параметрами теплоносителя, попутно вырабатывая количество электроэнергии, определяемое расходом и параметрами свежего и отработавшего пара. При изменении машинистом или системой регулирования тепловой нагрузки автоматически изменяется и электрическая нагрузка. Режим работы по тепловому графику часто называют просто «теплофикационным режимом», «режимом работы с противодавлением» или «режимом работы с закрытой диафрагмой» (имеется в виду регулирующая диафрагма ЧНД).

При режимах работы по теплофикационному графику в работе находится и конденсатор турбины, в трубную систему которого (в основной и встроенные пучки) поступает охлаждающая вода (циркуляционная, сетевая, подпиточная и т.д.). Работа кон-

денсатора обеспечивает конденсацию небольшого количества пара, поступившего в ЧНД через неплотности регулирующих органов (диафрагмы).

Теплофикационный режим, особенно при нагреве сетевой или подпиточной воды во встроенном пучке конденсатора, является самым экономичным режимом главным образом из-за малых потерь тепла конденсации в конденсаторе (или их отсутствия вообще). Правда, при этом не может быть получена электрическая мощность больше той, которая определяется максимально возможной теплофикационной нагрузкой турбоагрегата. Чаще всего турбоагрегат работает по тепловому графику зимой, когда требуется большое количество тепла для отопления.

Режимы работы *по электрическому графику* — это режимы, при которых тепловая и электрическая нагрузки регулируются независимо (правильнее поэтому сказать, что это режимы работы по двум графикам — электрическому и тепловому). При этом режиме в конденсатор поступает охлаждающая вода и через турбину протекает два потока пара: теплофикационный и конденсационный. Первый из них обеспечивает использование тепла с наивысшей, а второй — с наименьшей экономичностью. Поэтому экономичность работы по электрическому графику зависит от соотношения расходов этих потоков: чем больше доля теплофикационного потока, тем более экономичной будет работа турбоустановки.

Заметим, что при работе по электрическому графику в теплофикационной установке может работать разное число сетевых подогревателей. Например, типичный летний режим — это работа по электрическому графику с подключенным к нижнему теплофикационному отбору сетевому подогревателю и закрытому верхнему теплофикационному отбору.

2. По **тепловому состоянию турбины** режимы работы можно разделить на стационарные и переходные.

Стационарный режим — это режим, при котором параметры пара внутри турбины (температура, давление, влажность, скорости пара) и состояние ее деталей (температура, деформация) не изменяются во времени. Строго говоря, стационарных режимов не существует, поскольку всегда имеются некоторые пульсации параметров. Однако при стационарных режимах их уровень мал на фоне средних значений, а сами средние значения остаются неизменными во времени. Постоянные значения параметров внутри турбины достаточно длительное время определяют практически постоянную напряженность ее деталей и неизменяющееся взаимное поло-

жение вращающихся и неподвижных элементов. Это предопределяет относительно высокую надежность работы при стационарных режимах.

Переходный, или **нестационарный режим** работы — это процесс перехода от одного стационарного режима к другому. Поскольку параметры пара и температурное состояние деталей на различных стационарных режимах разные, то в процессе переходного периода параметры пара и температурное состояние деталей изменяются, что приводит к ряду новых явлений. Несмотря на то, что каждый из стационарных режимов не представляет для турбины непосредственной опасности, сам *переходный процесс может быть очень опасным, провоцируя в некоторых случаях аварийную ситуацию*. Особую опасность при переходных режимах вызывает изменение внутри турбины температуры: неодинаковость во времени температурных расширений вращающихся и неподвижных деталей вызывает опасность задеваний с тяжелой аварией; возникающие температурные напряжения, не приводя к каким-либо опасным ситуациям в текущий момент, при циклическом повторении, часто спустя годы, приводят к появлению трещин малоциклового усталости (см. гл. 17).

Стационарные режимы паровых турбин можно разделить на две большие группы: ординарные и специфические.

Ординарные стационарные режимы — это режимы нормальной эксплуатации турбины. Они предусмотрены при проектировании турбины заводами-изготовителями и не имеют ограничений по длительности работы. Ординарные режимы в свою очередь можно разделить на три вида:

- 1) режим номинальной нагрузки;
- 2) режим частичной нагрузки;
- 3) режим максимальной нагрузки.

Режим номинальной нагрузки для теплофикационной турбины — это режим, при котором достигается мощность, указываемая в технических условиях на поставку, т.е. наибольшая мощность, которую может длительно развивать турбоагрегат на зажимах генератора при номинальных значениях тепловых отборов всех основных параметров (свежего пара, промежуточного перегрева, в отборах и конденсаторе) и при использовании нерегулируемых отборов пара для постоянных собственных нужд энергоблока и при полностью открытых регулируемых клапанах.

Режим номинальной нагрузки — это некоторый гипотетический режим, на котором теплофикацион-

ная турбина будет работать максимальное время. Это основной расчетный режим, для которого оптимизируются параметры, решетки проточной части и система регенерации.

Несмотря на то, что номинальный режим при проектировании рассчитывается наиболее тщательно, явления, возникающие при его реализации, представляют для турбины определенную опасность. Как правило, *номинальные режимы — это длительные режимы, при которых происходит накопление повреждений в деталях*. Вследствие ползучести вырабатывается ресурс длительной прочности на расточках высокотемпературных роторов и ослабление затяжки фланцевых соединений. В вибрирующих рабочих лопатках накапливаются повреждения от усталости. В рабочих лопатках ЦНД, особенно в зоне фазового перехода, возникает коррозионная усталость. Диски ступеней, расположенных в зоне фазового перехода, подвержены коррозионному растрескиванию. Этот перечень можно продолжить: для теплофикационной турбины, у которой регулируемые параметрами являются электрическая мощность и давления в регулируемых отборах, диапазон режимов частичной нагрузки существенно больше.

Режимы частичной нагрузки могут относиться и к электрической мощности, и к отборам тепла, которые независимы в рамках диаграммы режимов турбины.

При частичных нагрузках условия работы некоторых элементов турбины облегчаются (например, рабочих лопаток последних ступеней), а части элементов усложняются (например, рабочих лопаток регулирующей ступени). Большое разнообразие частичных нагрузок теплофикационных турбин (электрической и тепловой) приводит к необходимости каждый раз конкретно анализировать изменение параметров пара, проходящего через ее отдельные отсеки, и решать вопрос об изменении условий ее работы. Например, конденсационный режим работы теплофикационной турбины, когда тепловая нагрузка равна нулю, может оказаться самым опасным для рабочих лопаток последних ступеней.

Реализация режимов частичной нагрузки турбины зависит от типа парораспределения турбины и способа согласования работы турбины и котла. При поддержании давления перед стопорными клапанами турбины неизменным режим частичной нагрузки в турбине с дроссельным или сопловым парораспределением обеспечивается установкой между стопорными клапанами и проточной частью

турбины дополнительной системы дросселей, какими являются регулирующие клапаны. В ряде случаев режим частичной нагрузки осуществляют изменением давления (и соответственно расхода) перед турбиной с помощью котла при полностью открытых регулирующих клапанах и постоянной температуре перед турбиной. Такой способ называют режимом скользящего давления. Иногда с целью возможности быстрого подхвата мощности турбиной при возрастании нагрузки в сети регулирующие клапаны устанавливают в несколько закрытом состоянии.

Режим максимальной мощности теплофикационной турбины — это режим, при котором мощность, которую турбина должна длительно развивать на зажимах генератора на конденсационном режиме или при определенных соотношениях расходов отбираемого пара (в соответствии с диаграммой режимов) и давлений пара в отборах или противодавления, при номинальных значениях других основных параметров. В частности, для турбины с противодавлением максимальная мощность развивается при полном расходе пара и минимальном противодавлении.

Специфические стационарные режимы — это режимы, при которых условия работы турбины таковы, что необходимы ограничения их длительности, изменения состава работающего оборудования и т.д. Условно к ним можно отнести:

1) режимы с отклонениями частоты вращения, начальных, конечных и промежуточных параметров пара;

2) режимы холостого хода;

3) режимы с отключенными регенеративными подогревателями;

4) беспаровые и малорасходные режимы;

5) моторный режим.

В соответствии с правилами технической эксплуатации отклонения частоты сети, а следовательно, и частоты вращения турбины не должны превышать 0,1 Гц, т.е. 0,2 %. Однако в реальных условиях из-за дефицита мощности в энергосистеме в часы пикового потребления или избытка ее в ночное время частота сети может отклоняться в значительно больших пределах. *Отклонения частоты вращения турбины прежде всего опасны для рабочих лопаток, которые могут на таких режимах попасть в резонанс и быстро разрушиться* (см. гл. 16). Поэтому завод-изготовитель турбины гарантирует длительную надежную работу турбины только в достаточно узком диапазоне частоты сети (49—50,5 Гц) и соответ-

ственно частоты вращения. При существенном отклонении частоты сети может происходить быстрое накопление повреждений от усталости, поэтому длительность таких режимов ограничивается.

Отклонения начальных параметров пара, параметров пара промежуточного перегрева и за турбиной приводит к изменению состояния пара внутри турбины, расхода пара через ее проточную часть и, как следствие, к изменению напряженности рабочих лопаток, стенок корпусов, диафрагм фланцевых соединений, осевого усилия, воспринимаемого колдками упорного подшипника, к ускоренному исчерпанию ресурса ряда деталей, появлению вибрации и другим явлениям. Отклонение какого-либо из параметров обычно имеет комплексное воздействие на турбину, подвергая опасности целый ряд его элементов. Например, повышение давления пара перед турбиной при полностью открытых регулирующих клапанах приводит к увеличению расхода пара через турбину, следствием чего является возрастание напряжений изгиба в рабочих лопатках, особенно последней ступени, увеличение осевого усилия на сегменты упорного подшипника, увеличение прогиба диафрагм, напряжений в шпильках фланцевого соединения, корпусе турбины, сопловых коробках и подводных паропроводах.

Поэтому отклонения параметров пара допускаются лишь в определенных сравнительно узких пределах, оговоренных инструкциями по эксплуатации.

Для теплофикационных турбин особенно опасными являются отклонения параметров пара сверх допустимых в камерах отборов. Например, чрезмерное уменьшение давления в камере отбора приводит к недопустимой перегрузке рабочих лопаток последней ступени отсека, расположенного перед отбором.

Малорасходные режимы — это режимы с малым расходом пара через турбину, ее отдельные цилиндры или отсеки. К ним относятся беспаровой режим, холостой ход, режим нагрузки собственных нужд, моторный режим. При определенном соотношении параметров в малорасходный режим может попасть промежуточный отсек теплофикационной турбины. При работе по тепловому графику в малорасходном режиме работает ЦНД.

Беспаровым режимом называется режим работы при отсутствии расхода пара через цилиндр. Он возникает, например, в ЦНД при полном закрытии регулирующей диафрагмы. *Главная опасность малорасходных и беспаровых режимов — выделение большого количества тепла в «отсеченном»*

цилиндре и чрезмерный разогрев рабочих лопаток и корпуса турбины.

Холостым ходом называется работа турбины при номинальной частоте вращения с мощностью на зажимах генератора, равной нулю. *Главная опасность при холостом ходе — сильный разогрев выходной части турбины и появление сильной вибрации из-за вертикального смещения нагретых корпусов встроенных подшипников и нарушения линии валопровода.* Определенную опасность представляют и вибрационные напряжения в лопатках последних ступеней, увеличивающиеся при малых объемах расхода пара.

Режим нагрузки собственных нужд реализуется при расходе пара, обеспечивающем мощность, достаточную для электроснабжения всего оборудования энергоблока и общестанционного оборудования, необходимого для работы энергоблока; электрическая энергия в сеть при этом режиме не отпускается. Расход пара при нагрузке собственных нужд несколько больше, чем при холостом ходе, однако опасности практически такие же, как и при холостом ходе.

Моторный режим — это режим, при котором вращение ротора турбины осуществляется генератором при номинальной частоте вращения. При этом режиме пар в переднюю часть турбины не подается, в конденсаторе турбины поддерживается давление, близкое к номинальному, а охлаждение проточной части, нагреваемой за счет трения, осуществляется паром сниженной температуры от постороннего источника, подаваемым в ресивер ЦНД или в один из отборов ЦСД.

Переходные, или нестационарные режимы можно условно разделить на три вида: изменения нагрузки, пуски и остановки.

В свою очередь *изменения нагрузки* можно разделить на две категории: автоматические и плановые. Автоматические изменения нагрузки обрабатываются системой регулирования турбины с очень большой скоростью с целью поддержания неизменной частоты сети путем открытия или закрытия регулирующих клапанов в рамках регулировочного диапазона турбины или энергоблока. При этом в проточной части очень быстро изменяются давления и температуры и, как следствие, начинается переходный процесс от старого к новому состоянию. Как правило, вследствие малой мощности отдельных турбоагрегатов по сравнению с мощностью энергосистемы, изменения параметров не бывают

очень глубокими, однако их число за срок эксплуатации может быть очень большим.

Плановые изменения нагрузки осуществляются машинистом турбины или энергоблока по требованию диспетчерской службы энергосистемы либо с целью обеспечения оптимальной выработки электроэнергии, либо с целью изменения мощности энергосистемы в соответствии с потребностями графика нагрузки. Плановые изменения мощности, как правило, более глубокие, чем автоматические, однако число их за срок службы гораздо меньше.

Пуском турбоагрегата называется процесс его подготовки к развороту, толчка ротора и разворота до синхронной частоты вращения, синхронизации и нагружения до требуемой мощности.

Пуски турбин различаются либо по времени простоя, либо по температуре металла перед пуском. Чаще всего пуск после нескольких часов простоя называют пуском из горячего резерва, после ночного простоя — пуском из горячего состояния, после простоя в воскресенье или в субботу и воскресенье — пуском из неостывшего состояния, при большей длительности простоя — пуском из холодного состояния. Однако температурное состояние у разных турбин даже одного типа, не говоря уже о турбинах разного типа, после простоя одной и той же длительности будет различным. Поэтому реально режим пуска определяется конкретным значением температуры корпуса турбины перед пуском.

Главная особенность пусковых режимов в общем случае состоит в значительном изменении температур и давлений пара внутри турбины вследствие изменения через нее расхода пара и температуры пара перед ней. Изменение температуры пара внутри турбины приводит к изменению температур деталей и их неравномерному прогреву, что, в свою очередь, приводит к опасности задеваний вращающихся деталей о неподвижные и необходимости учета возникающих температурных напряжений.

Остановкой турбоагрегата называется процесс его разгрузки с прекращением подачи пара в турбину, отключения генератора от сети и выбега вплоть до момента включения валоповоротного устройства. Различают три вида остановок: в резерв, с расхолаживанием и аварийные.

Остановку в резерв ведут с учетом последующего пуска через относительно короткое время (после ночного простоя или после простоя в субботу и воскресенье). Поэтому ее ведут так, чтобы по возможности сохранить температуру оборудования, что облегчает последующий пуск.

Наоборот, остановку с расхолаживанием используют при последующем выводе оборудования в ремонт, для начала которого необходимо ее охлаждение до достаточно низкой температуры.

Аварийная остановка осуществляется при возникновении аварийных ситуаций, угрожающих аварией в настоящее время или в будущем, или при авариях. Авария — это событие, заключающееся в переходе турбины с высокого уровня работоспособности на существенно более низкий с крупным нарушением режима работы. Авария может привести к частичному или полному разрушению турбины, созданию опасных условий для человека и окружающей среды. Признаки аварийных ситуаций и аварий указаны в инструкциях по эксплуатации, и будут рассмотрены ниже.

При остановках турбины возникают такие же явления, как и при пуске, однако проявляются они более специфично и часто более опасно, чем при пусках.

11.3. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ПРОПУСКЕ ПАРА

11.3.1. Некоторые выводы из теории переменного режима

При рассмотрении любых режимов работы, в том числе и при переменном пропуске пара, необходимо ответить на два основных вопроса: как изменяется надежность работы отдельных узлов и деталей турбины и как изменяется ее мощность и экономичность.

Наиболее напряженными деталями турбины являются рабочие лопатки, особенно лопатки регулирующей ступени, ступеней, примыкающих к камерам отборов, последних ступеней. Поэтому в первую очередь необходимо знать, как изменяется напряженность рабочих лопаток при изменении режима. Вторым узким местом в турбине является ее упорный подшипник, надежность работы которого при нормальной эксплуатации определяется осевыми усилиями, приложенными к ротору. При отдельных режимах слабыми могут оказаться и другие детали турбоустановки, например, диафрагмы, валопровод, подшипники, паропроводы.

Снижение экономичности турбоустановки и турбины при переходе на частичный режим работы является, как правило, неизбежным, и вопрос стоит только в том, как необходимо осуществлять частичные режимы, с тем, чтобы потеря в экономичности была минимальной.

Для понимания того, в какой степени изменится состояние пара в проточной части при изменении пропуска пара, необходимо знать несколько главных положений, которые следуют из теории переменного режима паровых турбин.

При переменном пропуске пара через отсек турбины изменение давления и температуры перегретого пара перед и за ним приближенно подчиняется формуле Флюгеля-Стодолы:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_{00}^2 - p_{z0}^2}}, \quad (11.1)$$

где p_{00} , T_{00} — давление и температура перед отсеком; p_{z0} — давление за отсеком при некотором, например, номинальном пропуске пара G_0 ; p_{01} , T_{01} , p_{z1} — те же величины для расхода пара G на измененном режиме.

Поскольку параметры пара G_0 , p_{00} , T_{00} , p_{z0} для номинального режима известны и могут рассматриваться как постоянные, то видно, что соотношение (11.1) связывает четыре величины для измененного режима: расход пара G , давление p_{01} , температуру T_{01} перед отсеком и давление за отсеком p_{z1} . Три из этих величин могут быть заданы, а четвертая определится соотношением (11.1). Если изменились параметры перед отсеком и давление за ним, то этот отсек может пропустить вполне определенный массовый расход пара (кг/с). Наоборот, изменить расход пара через отсек можно либо изменением параметров перед ним (например, для увеличения расхода пара можно повысить давление перед отсеком), либо за ним (снизить давление для рассматриваемого случая), либо и тем и другим одновременно.

Соотношение (11.1) справедливо для отдельных отсеков турбины и даже для всей турбины в целом при одном, однако, условии: при двух сравниваемых режимах рассматриваемые отсеки (или вся турбина) должны иметь одни и те же проходные сечения. В частности, например, нельзя с помощью формулы (11.1) определять давление перед соплами регулирующей ступени, так как она имеет переменную парциальность, однако ее с успехом можно использовать для определения давления в отсеке, объединяющем все нерегулируемые ступени, в том числе для определения давления в камере регулирующей ступени. Нельзя применять эту формулу и для случая, когда в отсеке имеется отбор пара, включенный при одном и выключенный при другом режиме.

Во многих случаях отношение абсолютных температур в проточной части изменяется мало, поэтому $T_{00} \approx T_{01}$ и формула (11.1) может быть упрощена. Для конденсационного режима для всех отсеков, начиная с регулирующей ступени, $p_2^2 \ll p_0^2$, и тогда приближенно верно соотношение:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{P_{01}}{P_{00}}, \quad (11.2)$$

т.е. в проточной части турбины при конденсационном режиме давления пара в ступенях пропорциональны расходу пара. Можно сказать по-другому: если уменьшать расход пара через турбину, то давления в ее проточной части, начиная с регулирующей ступени, будут изменяться пропорционально расходу.

Для турбин с противодавлением отклонения от пропорциональности тем больше, чем выше противодавление и чем ближе рассматриваемая ступень к концу турбины.

На рис. 11.1 в качестве примера показано изменение давления в первых пяти отборах турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при конденсационном ре-

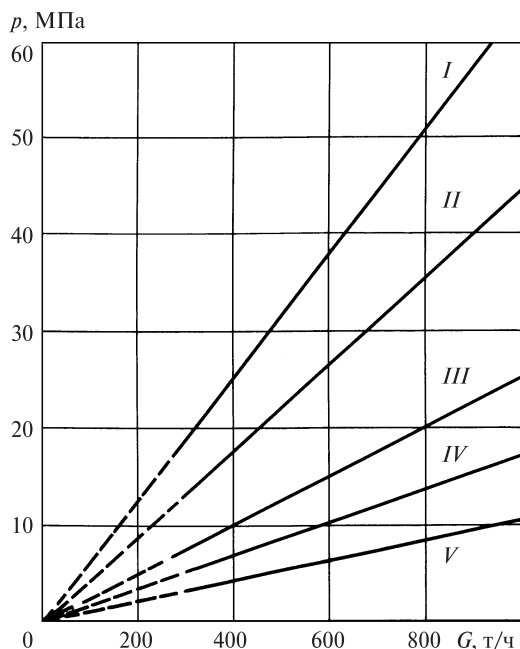


Рис. 11.1. Изменение давлений в камерах первых пяти отборов турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ в зависимости от расхода пара на турбину при конденсационном режиме и номинальных параметрах пара и питательной воды (римские цифры — номера отборов из турбины)

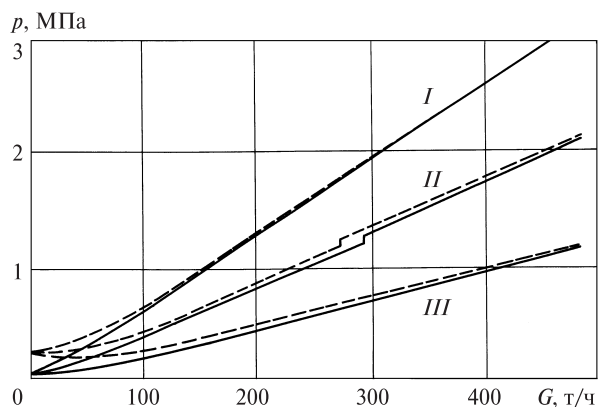


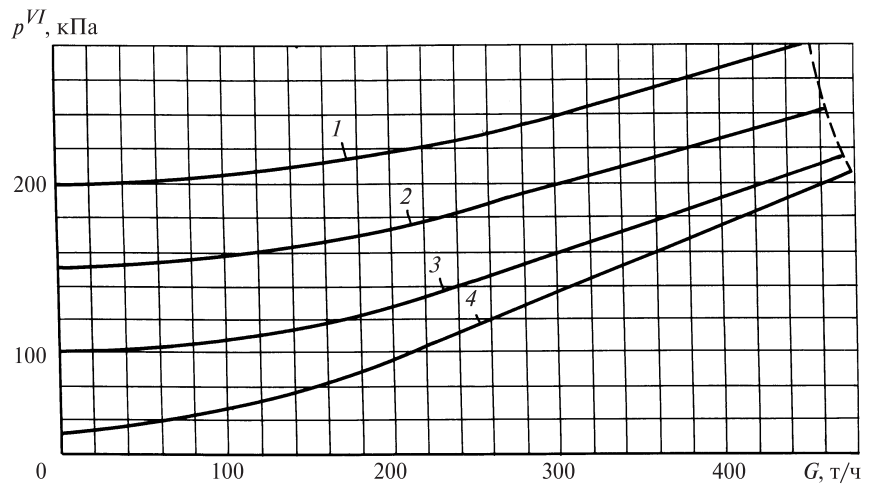
Рис. 11.2. Изменение давлений в турбине Т-100/120-12,8-3 ТМЗ в зависимости от расхода пара в камерах первых трех отборов (номера на кривых) при теплофикационном режиме работы (сплошные линии — давление в верхнем теплофикационном отборе 0,25 МПа, штриховые — 0,06 МПа). Излом на кривых — переключение деаэратора на питание со II на III отбор

жиме, иллюстрирующее пропорциональность расхода и давлений в ступенях.

При работе турбины в теплофикационном режиме пропорциональность давлений в ступенях и расходе пара на турбину нарушается в тем большей степени, чем ближе ступень расположена к регулируемому отбору пара и чем выше давление в отборе. Это хорошо видно из сравнения рис. 11.2 и 11.3.

Таким образом, при изменении пропуска пара через турбину изменяются параметры пара перед и за ступенью, что в общем случае приводит к изменению теплоперепада ступени; это влечет за собой изменение треугольников скоростей, отклонение отношения скоростей x_{ϕ} от оптимального и снижение КПД ступени. Действительно, если, например, теплоперепад ступени уменьшился, то на выходе из сопловой решетки пар будет иметь скорость $c_{11} < c_1$ (рис. 11.4), направленную под прежним углом α_1 . Поскольку окружная скорость u осталась прежней, если частота вращения не изменилась, то пар будет входить в рабочую решетку с относительной скоростью w_{11} , отличной и по значению, и по направлению от скорости w_1 . Аналогичным образом изменится и выходной треугольник скоростей. Обтекание рабочей решетки ступени (и сопловой решетки следующей ступени) будет отличным от принятого при проектировании, и в решетке возникнут повышенные потери. Аналогичный результат можно получить при рассмотрении треугольников скоростей

Рис. 11.3. Изменение давления в камере VI отбора турбины Т-100/120-12,8-3 в зависимости от расхода пара на турбину при различных давлениях в нижнем теплофикационном отборе (одноступенчатый нагрев сетевой воды)
1, 2, 3, 4 — давления в нижнем теплофикационном отборе соответственно 200, 150, 100 и 50 кПа



для увеличенного по сравнению с расчетным (проектным) теплоперепада ступени.

Если рассмотреть некоторый отсек, то путем рассуждений легко убедиться, что при изменении через него расхода пара теплоперепады отдельных ступеней изменяются неодинаково. Действительно, поскольку в ступенях при расширении пара происходят процессы, близкие к изоэнтропическим, то их теплоперепад определяется отношением давлений p_0/p_2 перед и за ступенью. Как видно из рис. 10.2, отношение давлений для многих отсеков (и, следовательно, их ступеней) остается постоянным, и поэтому остаются постоянными и их теплоперепады. Однако для последних ступеней отсека пропорциональность отношения давлений нарушается и соответственно изменяются их теплоперепады. Таким образом, при изменении расхода пара через группу ступеней изменяются их теплоперепады, однако в основном это относится к последней или нескольким последним ступеням группы. Все предыдущие

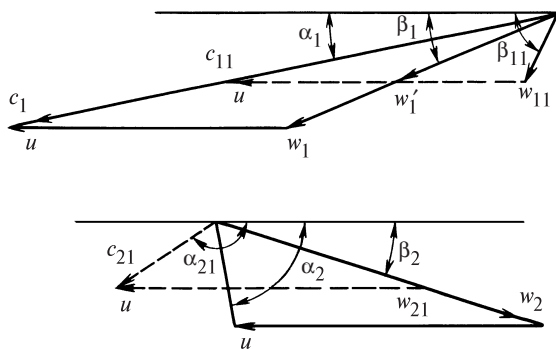


Рис. 11.4. Изменение треугольников скоростей в ступени при уменьшении ее теплоперепада

ступени работают практически с неизменными теплоперепадами. На рис. 11.5 показано, как изменяются теплоперепады каждой из ступеней группы, состоящей из пяти ступеней. Видно, что если пропуск пара уменьшить вдвое, то практически вдвое уменьшится и теплоперепад последней ступени, в то время как теплоперепад I, II, III ступеней изменится не более чем на 20 %.

Таким образом, для всех ступеней отсека, кроме нескольких последних, при изменении пропуска пара отношение x_ϕ остается практически постоянным, и поэтому их КПД не изменяется.

Отсюда также следует ряд важных выводов, определяющих надежность работы теплофикационной турбины.

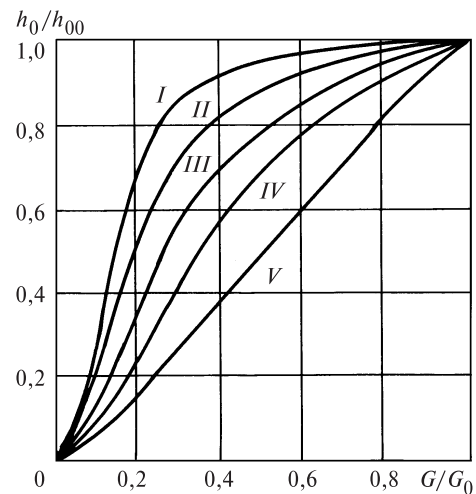


Рис. 11.5. Изменение располагаемых теплоперепадов отдельных ступеней в отсеке из пяти ступеней (римские цифры — номера ступеней в отсеке)

Если теплофикационная турбина работает на конденсационном режиме и расход через ЦНД увеличится сверх расчетного (например, из-за отключения ПВД), то теплоперепад последней ступени возрастет в наибольшей степени, и она окажется перегруженной.

Если теплофикационная турбина работает по тепловому графику и одноступенчатом нагреве сетевой воды, то при увеличении тепловой нагрузки расход пара через промежуточный отсек увеличивается, и теплоперепад его последней ступени (ее часто называют «предотборной») увеличится в наибольшей степени.

Особенно сложно изменяются теплоперепады ступеней промежуточного отсека при двухступенчатом нагреве сетевой воды, когда изменение давлений перед отсеком и за ним зависит от многих факторов, в частности, от расхода и температуры обратной сетевой воды.

Другой важный вывод, который следует из анализа треугольников скоростей, состоит в том, что *при изменении отношения скоростей x_{ϕ} изменяется реактивность ρ* . Действительно, в рассмотренном выше случае уменьшения теплоперепада ступени при изменении расхода пара этот расход при неизменном давлении перед рабочей решеткой можно было бы пропустить через нее только при относительной скорости входа w'_1 , направленной под углом β_1 . Если же относительная скорость входа равна w_{11} , то для пропуска того же расхода пара через то же сечение потребуется большее давление пара перед рабочей решеткой, следовательно, реактивность возрастет. *Увеличение реактивности при том же давлении за ступенью приводит к увеличению осевого давления на диск соответствующей ступени.*

При уменьшении отношения скоростей x_{ϕ} , вызванном увеличением теплоперепада ступени и $p_2 = \text{const}$, осевое давление на диск уменьшается.

Таким образом, *при изменении расхода пара через группу ступеней осевое усилие, действующее на рабочие диски и рабочие лопатки этой группы, изменяется пропорционально расходу пара.*

Приведенные положения теории переменного режима позволяют рассмотреть работу теплофикационных турбин различного типа при переменном пропуске пара.

11.3.2. Работа турбины при переменном режиме с постоянным начальным давлением

Рассмотрим переменный режим турбин, у которых при изменении нагрузки начальные параметры пара остаются неизменными. Рассмотрим сначала работу турбины, не имеющей отборов пара на регенеративные подогреватели в конденсационном режиме. В такой турбине из-за малого давления в конденсаторе давления в ступенях будут прямо пропорциональны расходу свежего пара. Таким образом, давление в камере регулирующей ступени будет изменяться пропорционально расходу пара, что, однако, приведет к существенному изменению теплоперепада только последней или нескольких последних ступеней.

При увеличении расхода пара давление в камере регулирующей ступени повышается, суммарный теплоперепад всех нерегулируемых ступеней также увеличивается, однако это произойдет в основном за счет увеличения теплоперепада последней ступени. Поскольку давление в камере регулирующей ступени возросло, теплоперепад регулирующей ступени уменьшился. Таким образом, оказывается, что почти все нерегулируемые ступени, кроме последней, выработают дополнительную мощность в соответствии с возросшим расходом пара, а последняя — в соответствии с возросшим расходом пара и теплоперепадом. Такое увеличение мощности возможно только за счет увеличения окружной силы, вращающей колесо турбины. Таким образом, окружная сила, изгибающая рабочую лопатку в плоскости колеса, с ростом расхода пара увеличивается.

В результате оказывается, что *при увеличении расхода пара через турбину рабочие лопатки последней ступени перегружаются и за счет увеличения расхода, и за счет увеличения теплоперепада.* Поскольку рабочие лопатки последней ступени и так работают почти на пределе своей механической прочности, то даже небольшое увеличение расхода пара угрожает их надежности. Кроме того, увеличение расхода пара приводит к пропорциональному росту осевого усилия и увеличению нагрузки на колodки упорного подшипника.

Поэтому увеличение мощности теплофикационной турбины сверх номинальной при работе в конденсационном режиме может производиться эксплуатационным персоналом строго в рамках допустимых пределов. Эти пределы указаны в инструкциях по обслуживанию.

Приведенный анализ справедлив, конечно, и при учете отборов пара на регенеративный подогрев питательной воды. Определяется это тем, что расходы пара на регенеративные подогреватели прямо пропорциональны давлениям пара в камерах отборов, т.е. в проточной части. Можно сказать даже больше: полученный вывод о перегрузке рабочих лопаток с увеличением расхода пара справедлив для любого отсека проточной части турбины с неизменяющимся вдоль него расходом пара. Поэтому даже при постоянном общем количестве пара, поступающего в турбину, при изменении расхода через отдельные ее отсеки напряжения в рабочих лопатках последних ступеней этих отсеков будут также изменяться.

Например, при сознательном или аварийном отключении группы ПВД от питания паром из отборов турбины, даже при неизменном расходе пара, поступающего в турбину, расход пара через отсеки, расположенные за камерами отбора, возрастает, что приводит к перегрузке изгибными напряжениями рабочих лопаток последней ступени. При этом одновременно возрастает и осевое усилие на упорный подшипник. Поэтому завод-изготовитель турбины, учитывая возможность таких режимов в условиях эксплуатации, либо закладывает определенный запас в конструкцию рабочих лопаток последней ступени и в упорный подшипник и допускает работу без ограничений, либо требует от эксплуатационного персонала таких действий, которые поддержали бы расход пара через последние ступени неизменным. Проще всего это осуществить уменьшением нагрузки турбины, т.е. расходом пара, поступающего в нее.

Если, например, на турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ с максимальным расходом пара на турбину 980 т/ч произойдет отключение группы ПВД, то инструкция по эксплуатации требует от персонала снижения расхода пара до 795 т/ч. Практически это осуществляется снижением давления в камере регулирующей ступени с 19,1 МПа (режим максимального пропуска пара) до 15,9 МПа, т.е. примерно на 17%. Если этого не сделать, то при работе в конденсационном режиме перегрузится последняя ступень, при работе по тепловому графику с одним ПСГ-1 — последняя ступень ЦСД-2, при работе по тепловому графику с двумя ПСГ — предотборная ступень перед камерой верхнего теплофикационного отбора.

Все изложенное легко видоизменить, чтобы провести анализ работы отсека турбины при уменьшении расхода пара: разгрузка турбины происходит в большей степени за счет разгрузки последней ступени, которая при этом попадает в более благоприятные условия работы.

Рассмотрим теперь работу первой ступени турбины. Если турбина имеет дроссельное парораспреде-

ление, то первую ступень турбины нужно рассматривать вместе с остальными, т.е. можно включать в группу ступеней, и все полученные выше выводы сохраняются. Но этого нельзя делать при сопловом парораспределении, когда парциальность регулирующей ступени изменяется при изменении расхода пара.

Особенность работы регулирующей ступени состоит в том, что в общем случае изменяется давление и за ней (в камере регулирующей ступени), и перед ней (вследствие дросселирования пара в регулирующем клапане), несмотря на то, что давление пара перед регулирующими клапанами можно считать постоянным.

На рис. 11.6 показаны диаграммы изменений расхода пара через отдельные группы сопел и изме-

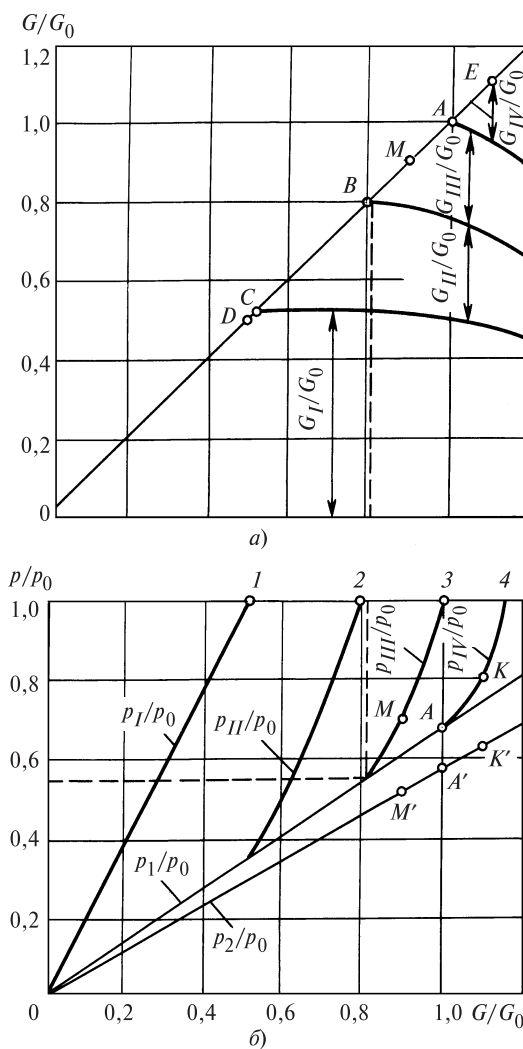


Рис. 11.6. Распределение потока пара между сопловыми сегментами (а) и давлений (б) за регулирующими клапанами в турбине с сопловым парораспределением

нения давлений в регулирующей ступени для турбины с четырьмя регулирующими клапанами при изменении расхода через турбину.

Диаграмма на рис. 11.6, *а* позволяет определить, в каком положении находятся регулирующие клапаны при выбранном расходе пара. Например, расход пара, равный половине номинального (точка *D*), обеспечивается одним не полностью открытым клапаном; номинальный режим (точка *A*) обеспечивается при полном открытии трех клапанов, а открытием четвертого регулирующего клапана можно осуществить перегрузку турбины в допустимых пределах.

Диаграмма на рис. 11.6, *б* позволяет определить, как изменяются давления. При номинальном режиме, если пренебречь дросселированием в первых трех регулирующих клапанах, т.е. если считать, что давление перед соответствующими группами сопел совпадает с давлением свежего пара (точки 1, 2 и 3), давление в зазоре между рабочей и сопловой решетками изображается точкой *A*, а за ступенью — точкой *A'*. При этом (рис 11.6, *а*) первый клапан обеспечивает 50 % расхода, второй — 26 %, а третий — 24 %.

Посмотрим, как изменяются условия работы при увеличении расхода пара, например на 10 % (точка *E*). В этом случае давление пара в камере регулирующей ступени увеличится также на 10 % (точка *K'*), а теплоперепад, относящийся к потокам пара, проходящим через первые три регулирующих клапана, уменьшится. Но этого мало. Уменьшится и расход пара через эти клапаны, как видно из рис. 11.6, *а* (хотя суммарный расход за счет открытия четвертого клапана увеличится). Поэтому, когда рабочие лопатки при своем вращении будут проходить перед первой, второй и третьей сопловыми группами, на них будет действовать меньшее усилие при расходе пара 110 %, чем при расходе пара 100 %. Конечно, эти усилия будут еще меньше при прохождении лопаток перед перегрузочной группой сопел. Таким образом, *увеличение расхода пара через ЦВД турбины сверх номинального приводит к уменьшению напряжений в лопатках регулирующей ступени.*

Рассмотрим теперь случай, когда расход пара снижается на 10 % посредством частичного закрытия третьего клапана. В этом случае давление в камере регулирующей ступени упадет также на 10 % (точка *M'*), а поскольку первый клапан остался по-прежнему полностью открытым, теплоперепад ре-

гулирующей ступени по первому потоку возрастет. Расход пара через этот клапан, как видно из рис. 11.6, *а*, также возрастает, так как течение в нем было докритическим. Ясно, что уменьшение расхода через турбину приведет к увеличению напряжений изгиба в рабочих лопатках регулирующей ступени. *Наибольших значений напряжения достигнут тогда, когда в работе останется только один полностью открытый клапан.* На этом режиме при давлении перед соплами, равном давлению свежего пара, давление в камере регулирующей ступени достигнет самого низкого значения. В регулирующей ступени будет срабатываться максимальный перепад, а расход пара через эту группу сопел будет максимальным.

При дальнейшем уменьшении расхода пара при открытии единственного клапана напряжения будут уменьшаться из-за дросселирования пара в клапане.

Изменение напряжений изгиба в лопатках регулирующей ступени при изменении пропуска пара приводит к тому, что «классическая» система парораспределения со строго поочередным открытием регулирующих клапанов почти никогда не используется.

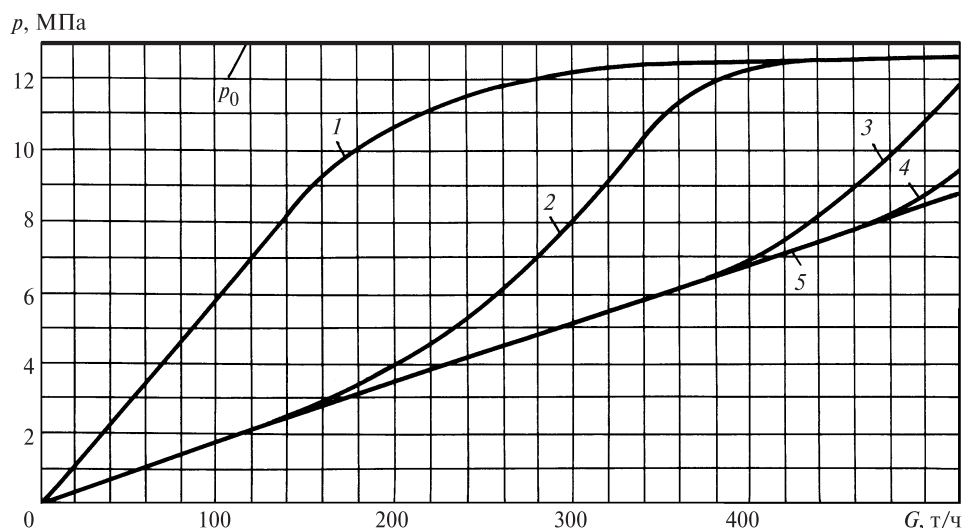
Пример 11.1. На рис. 11.7 показана диаграмма парораспределения турбины Т-100/120-12,8-3 ТМЗ. Регулирующие клапаны открываются с перекрышей: клапан РК № 2 начинает открываться при расходе пара $G_0 = 160$ т/ч и в дальнейшем клапаны РК № 1 и РК № 2 открываются одновременно вплоть до расхода 340 т/ч. Аналогичным образом регулирующий клапан РК № 3 начинает открываться при расходе пара $G_0 = 370$ т/ч при неполностью открытом клапане РК № 2. Подключение следующего регулирующего клапана с перекрышей приводит к тому, что пар, поступающий к еще неполностью открытому клапану, дросселируется, чем уменьшается теплоперепад потока пара и снижаются напряжения в рабочих лопатках регулирующей ступени.

Таким образом, в системе парораспределения реальной паровой турбины при работе в режимах с постоянным начальным давлением всегда имеется потеря давления в неполностью открытых клапанах.

Пример 11.2. На рис. 11.8 показана схема подвода пара к сопловым коробкам турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, а на рис 11.9 — диаграмма парораспределения. Турбина имеет четыре сопловых коробки, пар к которым подводится из двух блоков стопорно-регулирующих клапанов (см. рис. 4.31), в каждом из которых размещено по три регулирующих клапана. До расхода пара $G_0 \approx 730$ т/ч первые четыре клапана открываются одновременно и

Рис. 11.7. Диаграмма парораспределения турбины Т-100/120-12,8 ТМЗ

1, 2, 3, 4 — давления за регулирующими клапанами РК № 1 — РК № 4; 5 — давление в камере регулирующей ступени; p_0 — давление перед турбиной



подводят пар к I и II сопловым коробкам, расположенным в верхней и нижней половинах корпуса. Таким образом, при работе с постоянным начальным давлением вплоть до расхода через ЦВД 730 т/ч, как хорошо видно из рис. 11.9, реализуется дроссельное парораспределение. Пятый клапан РК № 5 открывается с перекрышей, подает пар в сопловую коробку III. При пяти полностью открытых клапанах достигается номинальная мощность турбины, а клапан РК № 6 является перегрузочным и используется при сниженных параметрах свежего пара.

Принятый порядок открытия регулирующих клапанов обеспечивает невысокие напряжения изгиба в рабочих

лопатках регулирующей ступени. С другой стороны, работа турбины при расходе пара менее 730 т/ч при фактически дроссельном парораспределении является неэкономичной, и поэтому при разгрузке турбины на длительное время переходят на регулирование нагрузки скользящим давлением.

Изменение пропуска пара через турбину с сопловым парораспределением приводит не только к изменению напряжений в рабочих лопатках регулирующей ступени, но и к изменению температуры в ее камере: с увеличением нагрузки температура растет, а с уменьшением падает.

Пример 11.3. Определим параметры пара в камере регулирующей ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при номинальном расходе пара $G_0 = 980$ т/ч и при режиме открытых четырех клапанов, подводящих пар к левой верхней и правой нижней сопловым коробкам (см. рис. 11.8) при расходе пара 200 т/ч. (Заметим, что здесь мы не рассматриваем, как этот режим осуществить.) Примем, что вследствие дросселирования в стопорном клапане параметры пара перед регулирующими клапанами равны: $p_0 = 23$ МПа, $t'_0 = 538$ °С. Для простоты расчета будем считать, что относительные внутренние КПД регулирующей ступени для двух рассматриваемых режимов известны и составляют 0,755 и 0,639.

Выполним сначала расчет для номинального режима. По параметрам p_0 и t_0 , пользуясь h, s -диаграммой, определим начальную энтальпию пара: $h_0 = 3323$ кДж/кг. Давление в камере регулирующей ступени найдем с помощью диаграммы парораспределения турбины, показанной на рис. 11.9. При заданном расходе пара оно составит $p_{20} = 18,47$ МПа. Нанося изоэнтропийный процесс расширения пара в регулирующей ступени в h, s -диаграмме (рис. 11.10), получим энтальпию в конце процесса рас-

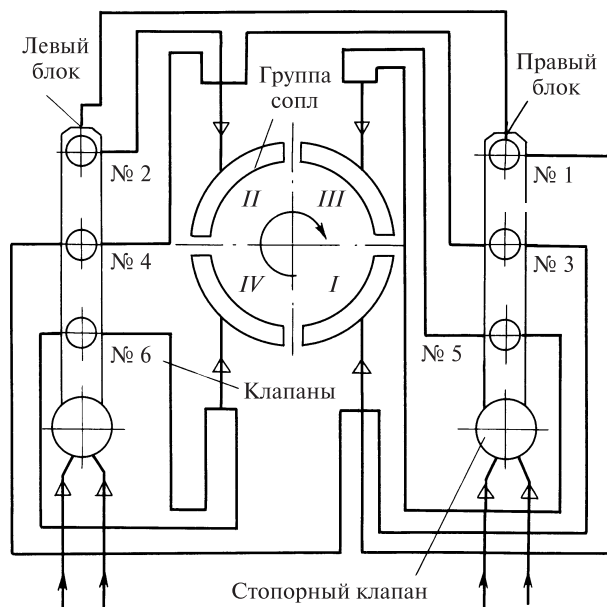


Рис. 11.8. Схема подвода пара от стопорно-регулирующих клапанов турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ к сопловым коробкам

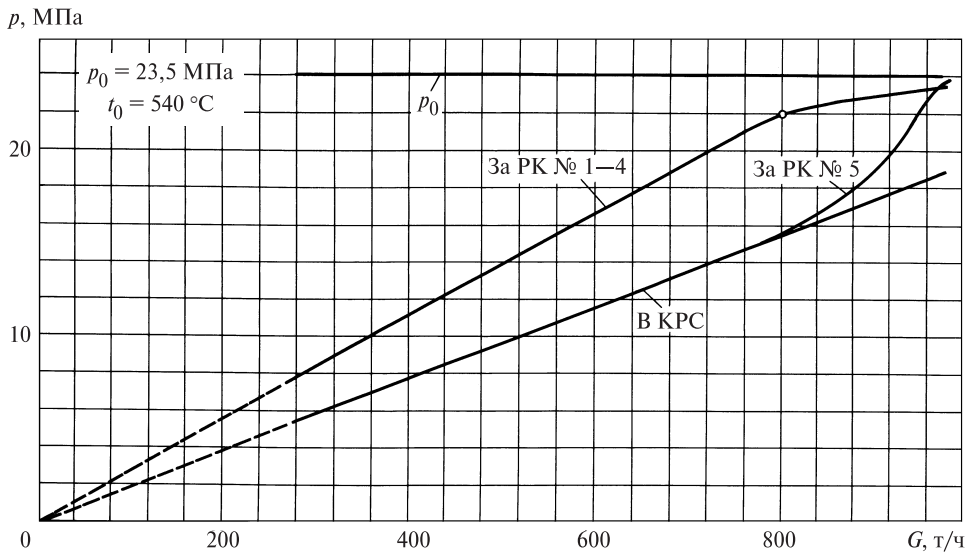


Рис. 11.9. Диаграмма парораспределения турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ
КРС — камера регулирующей ступени

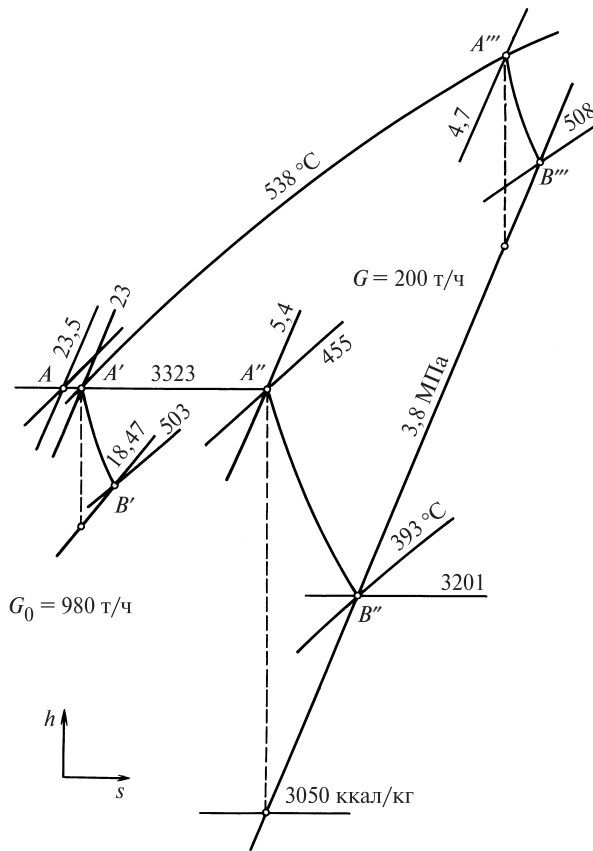


Рис. 11.10. Процессы расширения пара в регулирующей ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при расходах пара 200 и 980 т/ч

ширения: $h_{2t} = 3272$ кДж/кг. Следовательно, использованный теплоперепад ступени турбины составит $H_i = (h_0 - h_{2t}) \eta_{0i} = (3323 - 3272) \cdot 0,755 = 51$ кДж/кг.

Определив на h, s -диаграмме точку B' , соответствующую энтальпии $h_2 = h_0 - H_i = 3323 - 51 = 3272$ кДж/кг и давлению $p_{20} = 18,47$ МПа, получим температуру в камере регулирующей ступени: $t_{20} = 503$ °С.

Теперь выполним расчет для режима частичной нагрузки. Пользуясь рис. 11.9, получим, что при $G_1 = 200$ т/ч, давление за клапанами 5,4 МПа, а давление в камере регулирующей ступени $p_{21} = 3,8$ МПа. Расчет этого режима можно выполнить совершенно аналогично и получить использованный теплоперепад регулирующей ступени для рассматриваемого режима $H_i = 122,5$ кДж/кг. Таким образом, из сравнения режимов следует, что уменьшение расхода пара до 20 % привело к увеличению теплоперепада регулирующей ступени почти вдвое. Точке B'' конца процесса будут отвечать энтальпия $h'_2 = 3201$ кДж/кг и температура $t_{21} = 393$ °С. Следовательно, при уменьшении расхода пара до 20 % температура в камере регулирующей ступени уменьшилась на 110 °С.

При сопловом парораспределении при режимах частичной нагрузки КПД турбины уменьшается. Это связано с дросселированием пара в частично открытых клапанах и увеличением теплоперепада регулирующей ступени, экономичность которой всегда ниже, чем последующих ступеней. В неблагоприятных условиях находятся мощные турбины, спроектированные для работы в узком диапазоне нагрузок, близких к номинальным. Из рис. 11.9 видно, что до 80 % нагрузки парораспределение турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ является дроссельным, а

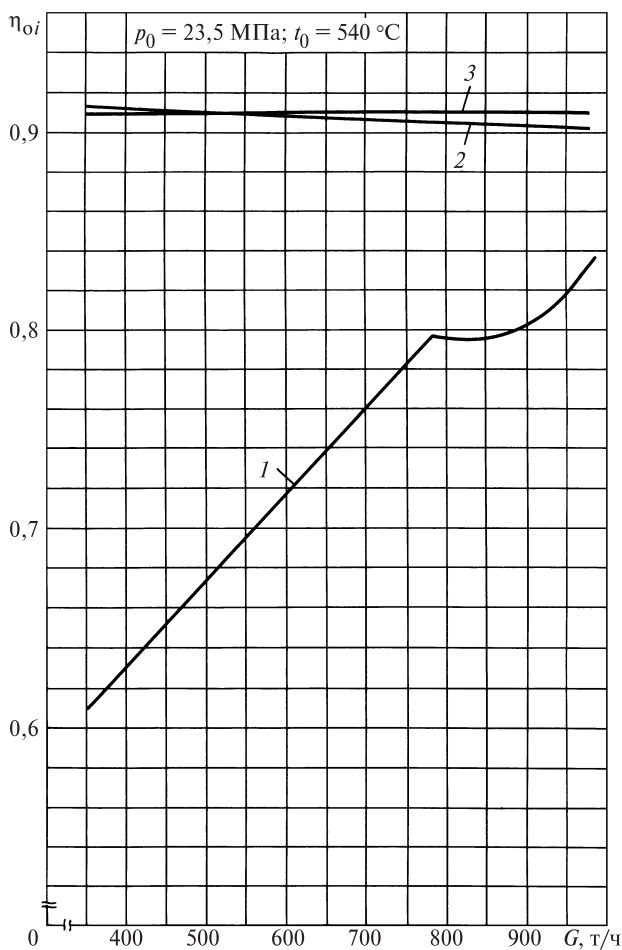


Рис. 11.11. Изменение относительного внутреннего КПД ЦВД (кривая 1), ЦСД-1 (кривая 2), ЦСД-2 (кривая 3) турбины Т-250/300-23,4 ТМЗ

с 80 % — сопловым. На рис. 11.11 кривая 1 изображает изменение КПД ЦВД этой турбины в зависимости от расхода пара. Она полностью подтверждает приведенные выше соображения: как только турбина переходит на дроссельное парораспределение, с уменьшением расхода пара ее КПД начинает резко падать. На этом же рисунке хорошо видно, что КПД ЦСД-1 и ЦСД-2 изменяется очень мало, так как теплорезервы и, следовательно, КПД их ступеней остаются неизменными при снижении нагрузки.

Поэтому обычно все турбины, работающие при переменных нагрузках, снабжают большим числом регулирующих клапанов (в частности, турбины с противодавлением и с отборами, особенно чувствительными к дросселированию пара в клапанах).

11.3.4. Работа турбины при переменном режиме со скользящим начальным давлением

Для блочных турбин можно применить другой способ регулирования нагрузки, принципиально отличный от рассматриваемых соплового и дроссельного. При блочной компоновке котла и турбины можно просто понизить начальное давление, уменьшая расходы топлива и питательной воды в котел. При этом его режимы можно вести так, чтобы температура пара перед турбиной не изменялась и оставалась номинальной. Такой метод регулирования нагрузки называют режимом скользящего давления. Регулирующие клапаны (все или их часть) при его осуществлении полностью или почти полностью открыты, а расход пара через турбину, пропорциональный начальному давлению, регулируется котлом.

Преимущества использования скользящего давления для турбины при снижении нагрузки можно увидеть на рис. 11.10. При номинальной нагрузке турбины процесс расширения пара, как показано в примере 11.3, идет в h, s -диаграмме по линии $AA'B'$. При снижении нагрузки с помощью регулирующих клапанов до 200 т/ч процесс расширения пара в регулирующей ступени изображается линией $AA''B''$. В этом случае температура пара в камере регулирующей ступени снизится на 110 °C.

Если при работе со скользящим давлением необходимо снизить расход пара с 980 до 200 т/ч, то давление перед проточной частью турбины следует уменьшить в отношении 200/980, т.е. до 4,7 МПа. Оставляя прежней температуру пара перед турбиной и двигаясь вдоль изотермы $t_0 = 538$ °C до изобары 4,7 МПа, можно прийти в точку A''' с большей энтальпией, чем в точке A' . Линия $A'''B'''$ изображает процесс расширения пара для режима скользящего давления. При этом режиме температура в камере регулирующей ступени даже возрастает на 5 °C по сравнению с номинальным режимом. Таким образом, при скользящем давлении во всем диапазоне изменения нагрузки температура пара в первой ступени, т.е. в камере регулирующей ступени, остается практически неизменной и поэтому температурные расширения и напряжения в деталях турбины не ограничивают скорости изменения нагрузки (см. § 11.8). Скорость изменения нагрузки при этом будет определяться мобильностью котла. Однако его инерция весьма значительна, поэтому энергоблок, нагрузка которого изменяется скользя-

нием давления, не может участвовать в регулировании частоты сети, когда требуется изменить мощность в течение нескольких секунд.

Для того, чтобы исключить этот недостаток, можно перейти на так называемое комбинированное или гибридное парораспределение. Начальное снижение нагрузки производят одним из клапанов (например, в турбине Т-250/300-23,5 пятым клапаном), а скольжение производить при оставшихся полностью открытых регулирующих клапанах.

Пример 11.4. На рис. 11.12 показано, как в турбине Т-250/300-23,5 изменяются температура пара за регулируемыми клапанами (линии AB и AC) и температура пара в камере регулирующей ступени $t_{\text{КРС}}$ при снижении нагрузки при постоянном давлении. Линия DE определяет уменьшение температуры в камере регулирующей ступени при закрытии РК № 5 при постоянном начальном давлении, а линия EL — при скольжении при четырех полностью открытых клапанах. Видно, что и в этом случае температура в камере регулирующей ступени изменяется существенно меньше, чем при регулировании нагрузки клапанами при постоянном начальном давлении.

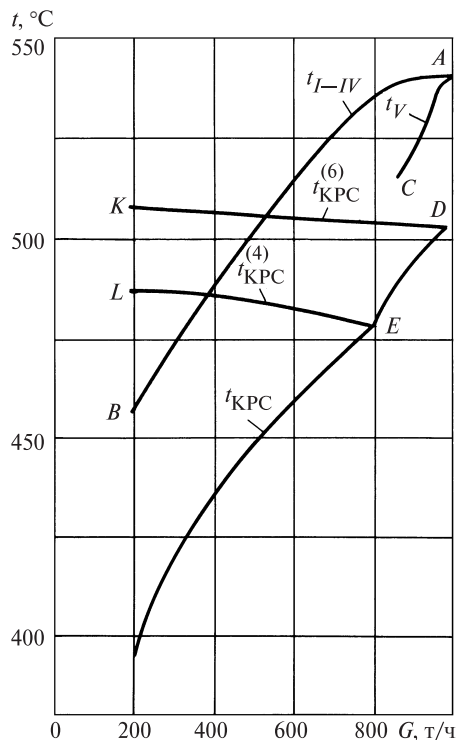


Рис. 11.12. Изменение температур пара за регулируемыми клапанами и в камере регулирующей ступени от расхода свежего пара при регулировании расхода пара клапанами и скольжением при полностью открытых всех и четырех открытых клапанах

При работе на скользящем давлении регулирующая ступень становится почти обычной ступенью турбины (с небольшой потерей от парциальности и потерей с выходной скоростью). Ее КПД изменяется очень мало, так как отношение давлений перед ступенью и за ней и, следовательно, $x_{\text{ф}}$ изменяются мало. Поэтому и КПД всего ЦВД при снижении нагрузки изменяется мало.

Далее, при снижении нагрузки процесс расширения заканчивается при более высокой энтальпии не только для регулирующей ступени, но и для всего ЦВД в целом. Поэтому для нагрева пара в промежуточном перегревателе для обеспечения требуемых параметров перед ЦСД, которые не зависят от того, каким образом изменяется расход пара, требуется меньше тепла, возникает экономия топлива и облегчается поддержание температуры пара перед ЦСД.

Особенно большие преимущества имеет регулирование нагрузки скользящим давлением для энергоблоков сверхкритического давления при возможности надежной работы котла со скользящим давлением в его тракте. Действительно, до сих пор не говорилось о том, каким образом получить пар сниженных параметров перед турбиной. Нормальная работа прямоточного котла очень часто возможна только при полном давлении рабочей среды до встроенной задвижки котла (см. § 13.4). В этом случае питательный насос создает полное давление, а встроенная задвижка дросселирует его до уровня необходимого для работы турбины. Конечно, такой режим работы не является экономичным, однако даже в этом случае использование скользящего давления обычно оказывается целесообразным.

В последнее время все большее число котлов энергоблоков, спроектированных на сверхкритические параметры пара, приспособливают к работе со сниженным давлением рабочей среды — вплоть до режима с докритическим давлением питательной воды. В этом случае можно снизить мощность питательного насоса (а она пропорциональна давлению, развиваемому насосом) и получить за счет этого дополнительную выгоду.

Сниженная мощность турбопитательного насоса позволяет при разгрузке турбины дольше пользоваться паром из более низкого отбора. Последнее обстоятельство особенно важно для турбины с комбинацией ТПН и ПЭН и не имеющих переключения питания ТПН на пар отбора более высокого давления. В частности, это относится к турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ. При работе на постоянном

начальном давлении с использованием ТПН турбины можно разгрузить до расхода пара $G_0 = 500—550$ т/ч, так как при меньших расходах из-за снижающегося давления в отборе пара на ТПН мощность приводной турбины становится недостаточной для привода питательного насоса, сжимающего питательную воду до 32—35 МПа. При использовании скользящего давления потребная мощность уменьшится пропорционально давлению за насосом, и энергии пара, поступающего в приводную турбину насоса, достаточно для разгрузки до расхода $G_0 \approx 380$ т/ч. Таким образом, переход на скользящее давление позволяет сэкономить 1—2 % топлива и обеспечить глубокую разгрузку энергоблока на ночное время без перехода с ТПН на ПЭН, что представляет достаточно ответственную операцию для эксплуатационного персонала.

11.4. ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Режим работы турбоагрегата — это совокупность показателей, однозначно определяющих его состояние и экономические характеристики. В общем случае режим работы турбоагрегата определяется бесконечным числом параметров: расходом пара на турбину, внутренней и электрической мощностью турбоагрегата, отпуском тепла из отборов, начальными параметрами, параметрами в отборах, конечными параметрами, состояниями регенеративных и сетевых подогревателей (температурные напоры), составом работающего оборудования (включенными или невключенными ПВД, числом работающих сетевых подогревателей) и т.д. Ясно, что этот список можно продолжить и дальше, и поэтому кажется, что для получения данных по режиму требуется всякий раз проводить весьма сложные расчеты тепловой схемы и проточной части турбины со сведением материальных и энергетических балансов. Выполнение таких расчетов под силу только заводским конструкторским бюро и высококвалифицированным наладочным организациям.

Вместе с тем поставленная задача не так безнадежна. Во-первых, из бесконечного числа параметров, определяющих работу турбоагрегата, некоторые являются абсолютно важными (например, электрическая мощность, теплофикационная нагрузка, температура прямой сетевой воды), а другие менее важными, например, температура свежего пара, изменяющаяся в узких пределах. Во вторых, машинисту турбины (или энергоблока) в первую очередь

необходимо оценить саму возможность (или невозможность) выработки электроэнергии и тепла в требуемом соотношении.

Для этих целей служит диаграмма режимов — графическая связь основных параметров работы турбины, позволяющая быстро и достаточно точно оценить показатели режима. Диаграмма режимов, строго говоря, это совокупность графиков: основного (который обычно и называют диаграммой) и дополнительных графиков («поправок»), позволяющих учесть влияние других менее значимых факторов.

Часто полученные графические зависимости (диаграмму режимов) описывают аналитическими выражениями, которые называют энергетическими характеристиками. Их использование в расчетах тепловых и материальных балансов очень удобно, но не наглядно для эксплуатационного персонала, главной задачей которого, в первую очередь, является обеспечение требуемой тепловой и электрической нагрузки при полной гарантии надежности работы турбоустановки.

Диаграммы режимов и энергетические характеристики могут быть получены расчетным или экспериментальным путем. При расчетах предполагается, что весь пар, поступающий на турбину, условно разделяется на несколько потоков. Например, в турбине ПТ-80/100-12,8/1,3 (см. рис. 10.10) первый поток — это поток пара промышленного отбора, второй — поток пара в верхний сетевой подогреватель, третий — в нижний сетевой подогреватель, четвертый — идущий в конденсатор турбины. Значения расходов пара этих потоков вполне определены: они должны быть такими, чтобы параметры промышленного отбора и сетевой воды были требуемыми и чтобы выполнялся материальный и энергетический баланс (обеспечивались требуемые значения отборов, расходы сетевой воды, заданной мощности).

Другим методом получения диаграмм режимов являются тепловые испытания турбоагрегата, выполняемые специализированной организацией, обычно отделениями ОРГРЭС.

Расчеты и экспериментальные исследования часто дополняют друг друга и после согласования полученных результатов обычно выпускают типовую энергетическую характеристику (ТЭХ) турбоагрегата — сборник нормативных (осредненных по турбоагрегатам) диаграмм режимов, поправок к ним, энергетических характеристик и множество других графиков с инструкциями по их использованию, позволяющих рассчитать и оценить любой режим работы турбоагрегата.

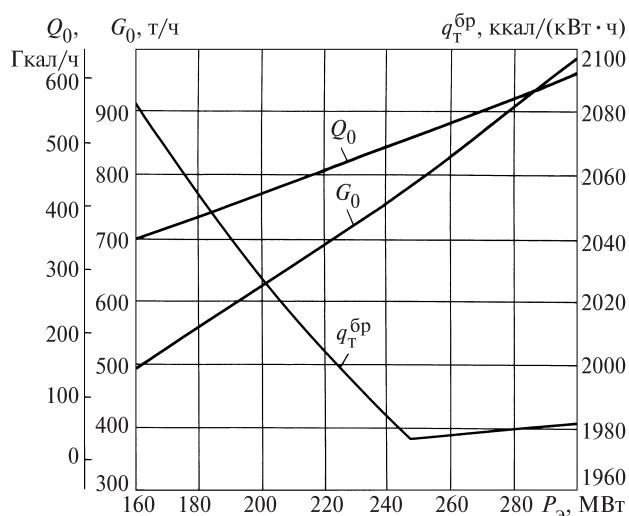


Рис. 11.13. Диаграмма режимов турбины Т-250/300-23,5 для конденсационного режима и номинальных условий работы

В общем случае теплофикационный турбоагрегат имеет несколько диаграмм режимов, отличающихся составом работающего оборудования и конкретным исполнением турбоагрегата. Если исключить турбины с противодавлением, то самой простой диаграммой режимов будет диаграмма для конденсационного режима.

На рис. 11.13 показана диаграмма режимов, отражающая зависимость необходимого расхода пара на турбину G_0 , расхода тепла Q_0 на турбоустановку и удельного расхода тепла брутто $q_T^{\text{бр}}$ на выработанный киловатт-час электроэнергии от мощности турбины. При этом неотъемлемой частью диаграммы являются условия ее получения: вполне определенная тепловая схема, давление свежего пара, температура свежего и вторично перегретого пара, давление в конденсаторе, давление в деаэраторе, повышение энтальпии в питательном насосе, зависимость его внутренней мощности от расхода свежего пара. Если эти условия не выполняются, то необходимо вводить поправки к расходу свежего пара на турбину, приведенные в ТЭХ.

Строго говоря, собственно диаграммой в рассматриваемом случае является однозначная связь расхода пара на турбину G_0 и ее электрической мощности $P_э$, поскольку и полный Q_0 и удельный q_T расходы тепла являются производными от расхода и мощности.

Диаграмма режимов турбины с противодавлением связывает уже не два параметра (расход и мощ-

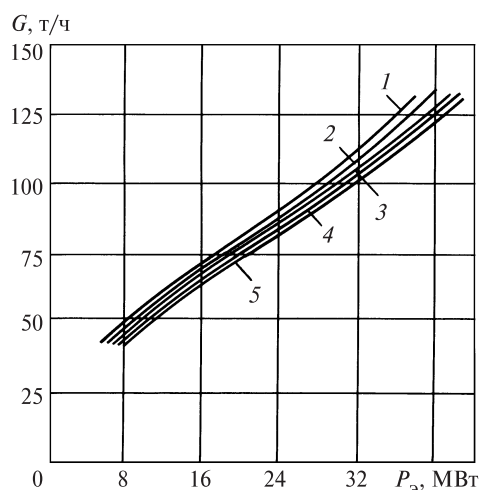


Рис. 11.14. Диаграмма режимов турбины P-40-12,8/3,1 ТМЗ
1, 2, 3, 4, 5 — противодействие соответственно 3,6; 3,4; 3,2; 3,1 и 3 МПа

ность), а три, так как добавляется противодействие p_2 . В качестве примера на рис. 11.14 приведена диаграмма режимов турбины P-40-12,8/3 ТМЗ.

Еще более сложный вид имеет диаграмма режимов турбины с регулируемым отбором пара, связывающая также три параметра: расход свежего пара G , электрическую мощность $P_э$ и отбор G_T . Пример упрощенной (учебной) диаграммы режимов для турбины с отбором показан на рис. 11.15. Она соответствует работе турбины с одним (нижним) сетевым подогревателем.

При построении диаграммы по оси абсцисс обычно откладывают электрическую мощность, отмечая ее номинальное $P_{э0}$ и максимальное $P_{э, \text{макс}}$ значения. По оси ординат откладывают расход свежего пара G , отмечая максимально допустимое значение $G_{\text{макс}}$. Значения $P_{э0}$, $P_{э, \text{макс}}$ и $G_{\text{макс}}$ определяются заданием на проектирование, условиями надежной работы (например, предельно допустимым осевым усилием или прочностью рабочих лопаток) или возможностями другого оборудования (например, предельной мощностью электрического генератора). Таким образом, возможные режимы работы лежат в прямоугольнике, ограниченном осями координат и прямыми $G = G_{\text{макс}}$ и $P_э = P_{э, \text{макс}}$.

Для простоты рассмотрим турбину без регенеративных отборов. Построим характеристику ab работы турбины на конденсационном режиме ($G_T = 0$) в предположении полностью открытых регулирующих клапанов ЧНД и максимально допустимого по

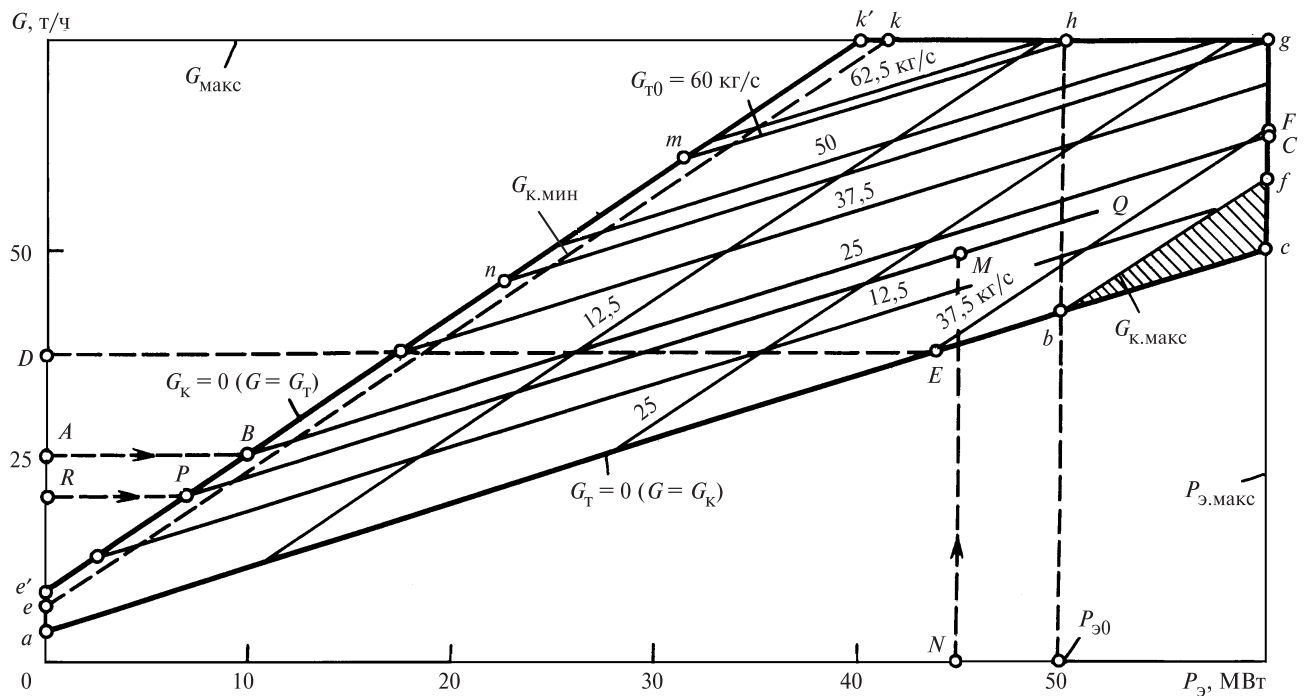


Рис. 11.15. Упрощенная диаграмма режимов турбины с регулируемым отбором пара

условиям регулируемого отбора давления перед ЧНД. (Иными словами, расход пара в точке b — это режим с максимально возможным расходом через ЧНД при предельно допустимом давлении перед ЧНД. Таким образом, на конденсационном режиме максимальная мощность совпадает с номинальной.)

Аналогичным образом можно было бы построить характеристику работы турбины в чисто теплофикационном режиме (режиме работы с противодавлением), когда $G = G_T$ а $G_K = 0$ (линия $e'k'$), на практике, однако, такой режим недопустим, так как теплота, выделяющаяся в ЧНД за счет трения, должна отбираться протекающим паром. Поэтому даже при чисто теплофикационном режиме через ЧНД проходит небольшой (5—10 %) вентиляционный пропуск пара $G_{K.мин}$. Линия ek на рис. 11.15 дает геометрическое место режимов минимального пропуска пара в конденсатор.

На диаграмму обычно наносят линии постоянного расхода пара в отбор ($G_T = \text{const}$). В первом приближении — это прямые, параллельные линии $G_T = 0$, т.е. линии ab . Например, для построения линии постоянного отбора $G_T = 25$ кг/с следует на оси ординат найти точку A , соответствующую значению 25 кг/с, провести горизонталь AB до пересечения

с линией $G_K = 0$ и из точки B провести прямую BC , отвечающую расходу в отбор $G_T = 25$ кг/с.

Аналогичным образом на диаграмму можно нанести линии постоянного расхода пара в ЧНД ($G_K = \text{const}$). Эти линии примерно параллельны линии $G_K = 0$, т.е. линии $e'k'$. Например, для построения линии $G_K = 37,5$ кг/с необходимо провести горизонталь DE , отвечающую расходу $G = 37,5$ кг/с, и затем наклонную линию EF , параллельную линии $e'k'$. Это и будет линия $G_K = 37,5$ кг/с.

Линия bf соответствует некоторому максимальному пропуску пара в ЧНД, получаемому при номинальном давлении регулируемого отбора между ЧВД и ЧНД. Перегрузку ЧНД можно осуществить увеличением давления перед ЧНД, если такие режимы допускаются заводом-изготовителем турбины. Заштрихованный треугольник bcf на рис. 11.15 изображает эту область перегрузки — так называемую зону естественного повышения давления.

Таким образом, область внутри фигуры $aekgfba$ дает область возможных режимов работы турбины с регулируемым отбором пара. Пользуясь диаграммой режимов, можно установить возможность работы турбины на тех или иных режимах и значения расходов свежего пара и отборов, а также мощность

турбины. Рассмотрим пользование диаграммой режимов (рис. 11.15) на примерах.

Пример 11.5. Определить параметры работы турбины на номинальном режиме.

Номинальному режиму отвечает точка h , в которой $P_3 = P_{30} = 50$ МВт и $G = G_{\text{макс}} = 75$ кг/с. Для определения значения отбора проведем линию hm , параллельную ab до пересечения с линией $e'k'$. Точка m лежит на горизонтали $G = 60$ кг/с. Следовательно, расход пара в отбор равен $G_{T0} = 60$ кг/с, а в ЦНД — 15 кг/с.

Пример 11.6. Определить максимально возможный расход пара в отбор при максимальной мощности и максимальную мощность при максимально возможном отборе.

Первому режиму отвечает точка g . Проводя линию gp параллельно прямой ab , получаем, что $G_T = 46$ кг/с. Таким образом, максимальной мощности соответствует меньшее значение отбора, чем номинальной мощности.

Максимальному значению отбора соответствует точка k , в которой $G_T = 72,5$ кг/с (при $G = 75$ кг/с); при этом мощность турбины равна всего 41,3 МВт.

Пример 11.7. Определить расход свежего пара, если при мощности $P_3 = 45$ МВт необходимо отпустить в отбор пар в количестве $G_T = 20$ кг/с.

Построим на диаграмме (см. рис. 11.15) линию PQ , отвечающую 20 кг/с. Для этого проведем горизонталь RP , отвечающую расходу пара 20 кг/с, а затем линию PQ параллельную прямой ab . Проводя вертикаль MN , соответствующую мощности 45 МВт, получаем точку M , в которой расход свежего пара равен $G = 49$ кг/с.

Следует подчеркнуть, что для использования диаграммы в области малых расходов пара требуется более точная (возможно, нелинейная) аппроксимация диаграммы.

На рис. 11.16 показана реальная диаграмма режимов для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при одноступенчатом подогреве сетевой воды, температура которой однозначно определяется давлением в нижнем теплофикационном отборе $p_{\text{НТО}}$, изменяющейся от 60 кПа (температура прямой сетевой воды примерно $t_{\text{с.в}} = 35$ °С) до 140 кПа ($t_{\text{с.в}} \approx 53$ °С). Давление $p_{\text{НТО}}$ органично входит в число важных параметров.

Диаграмма режимов, показанная на рис. 11.16, строится для вполне определенного расхода пара в ЦНД (например, конкретно диаграмма на рис. 11.16 соответствует расходу пара $G_{\text{ЦНД}} = 80$ т/ч). Поэтому строят несколько диаграмм для разных $G_{\text{ЦНД}}$ и необходимо при расчетах использовать подходящую.

Сама диаграмма построена в двух квадрантах: верхнем и нижнем. Общей осью для них является ось мощности турбины P_3 . По оси ординат верхне-

го квадранта отложен расход свежего пара G_0 , нижнего квадранта — тепловая нагрузка Q_T .

Диаграмма режимов, показанная на рис. 11.16, прежде всего отражает теплофикационные режимы работы, поскольку мощность турбины вырабатывается только теплофикационным потоком пара (хотя при построении диаграммы, как указывалось, учитывается и поток пара в ЦНД).

Пример 11.8. Определить с помощью диаграммы режимов (рис. 11.16) расход пара на турбину, если тепловая нагрузка $Q_T = 210$ Гкал/ч, а сетевая вода подогревается до $t_{\text{с.в}} = 100$ °С.

Проведем горизонтальную линию AB , соответствующую $Q_T = 210$ Гкал/ч до пересечения с кривой, отвечающей $p_{\text{НТО}} = 100$ кПа. Точке B соответствует мощность турбины 154 МВт. Проводя верхнюю линию BC до пересечения с кривой, соответствующей $p_{\text{НТО}} = 0,1$ МПа, найдем расход пара на турбину 620 т/ч. Таким образом, если турбина работает по тепловому графику и от нее требуется тепловая нагрузка 210 Гкал/ч и температура сетевой воды 100 °С, то она требует расхода свежего пара 620 т/ч и выработает мощность 154 МВт. Изменить мощность турбины при этом нельзя без изменения тепловой нагрузки. Если все-таки это необходимо, то следует перейти на работу по электрическому графику с независимым регулированием мощности и тепловой нагрузки.

Пример 11.9. Определить с помощью диаграммы режимов (рис. 11.16) расход свежего пара на турбину, если необходимая тепловая нагрузка $Q_T = 250$ Гкал/ч, давление $p_{\text{НТО}} = 0,12$ МПа, а требуемая электрическая мощность 232,5 МВт.

Заданным мощности и тепловой нагрузки соответствует точка B' и, поскольку она не лежит на кривой с $p_{\text{НТО}} = 0,12$ МПа, то такой режим неосуществим при работе по тепловому графику. Для расчетов режимов работы по электрическому графику дополнительно используются наклонные тонкие линии (см. рис. 11.16). Если из точки B' провести линию $B'C'$ параллельно наклонным линиям до пересечения с линией $p_{\text{НТО}} = 0,12$ МПа и затем вертикальную линию $C'D'$, то требуемый расход пара на турбину составит 908 т/ч.

Видно, что пользование диаграммой режимов достаточно простое и не вызывает труда, а список указанных действий станет яснее, если рассмотреть результат. Если на турбину подавать 908 т/ч пара, потребовать давление $p_{\text{НТО}} = 0,12$ МПа и работать по тепловому графику, то двигаясь вдоль линий $E'D'C'$ найдем, что турбина вырабатывает электрическую мощность 222,5 МВт и тепловую 310 Гкал/ч. Следовательно, имеется избыток тепловой и недостаток электрической мощности. Для сведения баланса часть потока пара, несущего тепло, соответствующее разности $\Delta Q_T = (310 - 250) = 60$ Гкал/ч, следует не

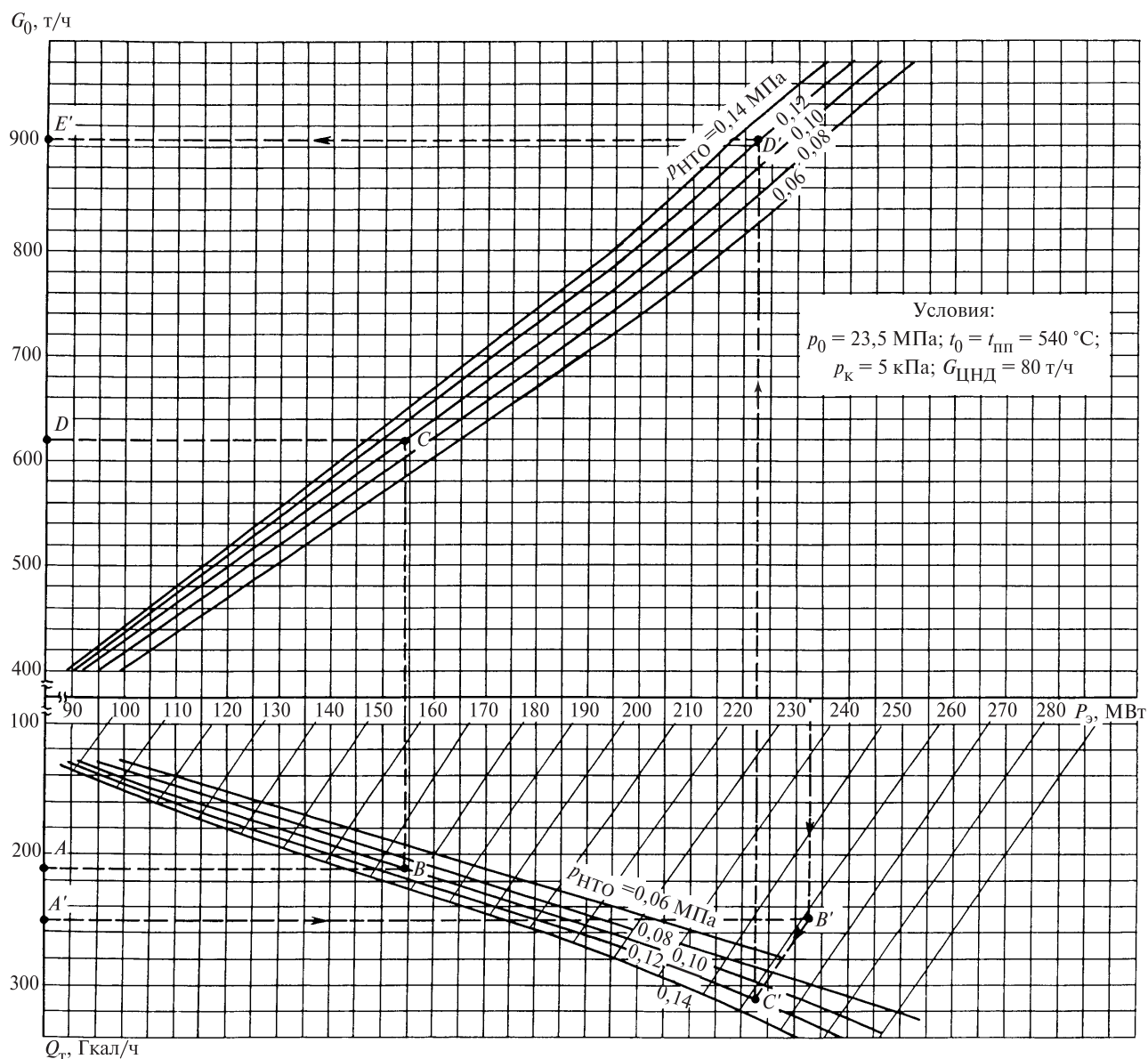


Рис. 11.16. Диаграмма режимов турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при одноступенчатом подогреве сетевой воды при расходе пара в ЦНД 80 т/ч (p_{HTO} — давление в нижнем теплофикационном отборе)

направлять в отбор, а подать в ЦНД для выработки недостающей мощности. Эффективность преобразования тепла в электрическую мощность в ЦНД определяется наклоном тонких линий. Поэтому если из точки C' двигаться параллельно им до горизонтали с $Q_r = 250 \text{ Гкал/ч}$, то получим дополнительную конденсационную мощность $\Delta P_3 = 10 \text{ МВт}$. Сложив ее с мощностью теплофикационного потока (222,5 МВт), получим полную мощность 323,5 МВт, в точности соответствующую заданной.

Аналогичным образом (см. рис. 11.16) выглядит и диаграмма режимов при двухступенчатом

нагреве сетевой воды. Разница состоит только в том, что параметром, определяющим температуру сетевой воды будет давление в верхнем теплофикационном отборе $p_{\text{ВТО}}$.

Диаграмма режимов работы турбины с двумя регулируемыми отборами пара должна связывать четыре величины: мощность, расход свежего пара, расходы в производственный и теплофикационный отборы. Построение этих диаграмм и способы пользования аналогичны приведенным выше.

11.5. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ОТКЛОНЕНИИ ПАРАМЕТРОВ СВЕЖЕГО ПАРА И ПАРА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ОТ НОМИНАЛЬНЫХ

Всякая ПТУ рассчитывается на определенный оптимальный режим работы, при котором обеспечивается ее расчетный срок службы при максимально возможной экономичности. Важнейшими параметрами, определяющими надежность и экономичность ПТУ и турбины, являются начальное давление и температура.

В условиях эксплуатации эти параметры могут поддерживаться лишь с определенной степенью точности. Кроме того, в ряде случаев оказывается, что сознательное отступление от них позволяет обеспечить более надежную или более экономичную работу турбоустановки или получение дополнительной мощности: примером может служить рассмотренный выше режим скользящего давления. Поэтому машинист турбины должен четко представлять себе все последствия отклонений параметров и их влияние на возможные изменения надежности и экономичности турбины и турбоустановки.

Повышение начальной температуры пара приводит к снижению сопротивления материалов деталей турбины действию напряжений и высоких температур вследствие протекания процессов ползучести. Материалы, применяемые для паропроводов, корпусов стопорных и регулирующих клапанов, корпусов и роторов высокотемпературных цилиндров обладают достаточно высоким сопротивлением ползучести. Однако время до разрушения при ползучести очень сильно зависит от температуры. При заданных напряжениях (например, в паропроводе от внутреннего давления) абсолютная температура детали T и ее возможный срок службы t_p связаны приближенным соотношением

$$T(20 + \lg t_p) = \text{const.} \quad (11.3)$$

Пример 11.10. Оценить снижение расчетного срока службы детали при повышении ее температуры на 5°C , если при температуре 540°C он составляет $t_{p0} = 5 \cdot 10^5$ ч.

Из последнего соотношения следует, что

$$T_0(20 + \lg t_{p0}) = T_1(20 + \lg t_{p1}), \quad (11.4)$$

где $T_0 = 273 + 540 = 813$ К — номинальная температура, а $T_1 = 818$ К — повышенная температура детали. Разрешая

соотношение (11.4) относительно нового срока службы t_{p1} , получаем

$$\lg t_{p1} = (813/818 - 1) + 813/818 \lg(5 \cdot 10^5) = 5,52,$$

т.е. $t_{p1} = 3,31 \cdot 10^5$ ч. Следовательно, срок службы снизился на 34 %.

Таким образом, вне зависимости от того, что будет происходить внутри турбины, повышение начальной температуры приводит к существенному снижению надежности паропроводов свежего пара и паровпускной части турбины. При этом условимся, что машинист турбины установит при повышенной начальной температуре пара тот же расход пара, что и при номинальной температуре; кроме того, параметры пара в теплофикационном отборе (если турбина работает по тепловому графику) или в конденсаторе (если турбина работает в конденсационном режиме) пусть также остаются одинаковыми.

При повышении начальной температуры t_0 , сохранении начального давления p_0 и расхода G_0 такой режим можно осуществить дополнительным открытием регулирующих клапанов (если клапаны полностью открыты, то увеличение t_0 неизбежно вызовет увеличение и начального давления, для того чтобы «протолкнуть» через проточную часть повышенный объемный расход пара при одинаковом массовом расходе G).

Увеличение t_0 приведет к увеличению теплоперепада турбины и изменению ее относительного внутреннего КПД из-за изменения объемного расхода протекающего пара (и, следовательно, треугольников скоростей), уменьшения конечной влажности и числа «влажных» ступеней; как правило, КПД увеличивается. В результате *при увеличении t_0 мощность турбины увеличивается, а при уменьшении t_0 — уменьшается.*

Степень изменения мощности при изменении t_0 зависит от режима работы турбины. Прежде всего, она пропорциональна расходу пара через турбину. Далее, например, для теплофикационной турбины она зависит от соотношений конденсационного и теплофикационных потоков пара. При работе по тепловому графику, когда теплоперепад турбины значительно меньше, чем при работе в конденсационном режиме, влияние изменения начальной температуры Δt_0 больше.

На рис. 11.17 показана та дополнительная мощность ΔP_3 , которая может быть получена от турби-

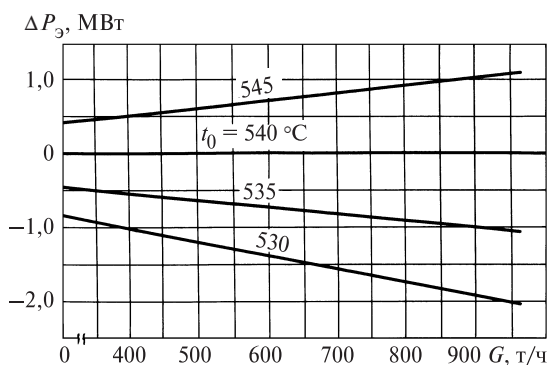


Рис. 11.17. Изменение мощности турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ в зависимости от начальной температуры пара и его расхода при двухступенчатом подогреве сетевой воды

ны Т-250/300-23,5 ТМЗ при изменении t_0 в зависимости от расхода пара на турбину: при повышении t_0 всего на 5°C по сравнению с номинальной температурой $t_{00} = 540^\circ\text{C}$ можно получить при расходе, близком к номинальному, примерно 1 МВт дополнительной мощности. Конечно, при этом к пару в котле пришлось подвести дополнительное количество тепла, но даже с учетом этого выигрыш в экономичности оказывается достаточно существенным.

Таким образом, *повышение начальной температуры пара оказывает противоположное действие на надежность и экономичность: надежность снижается, а экономичность увеличивается.* В таких случаях всегда следует отдавать предпочтение надежности, тем более что в большинстве случаев временный выигрыш в экономичности затем будет перекрыт дополнительными затратами на ремонт и замену износившегося оборудования. Поэтому в каждой инструкции по обслуживанию конкретной установки завод-изготовитель четко оговаривает допустимое превышение начальной температуры пара (обычно оно составляет 5°C) при длительной работе и аварийное повышение температуры, в случае которого требуется отключение турбины (обычно считают аварийным повышение температуры пара на $15\text{—}20^\circ\text{C}$).

Понижение температуры пара перед турбиной также представляет для нее опасность.

В этом случае при работе по электрическому графику влажность в последних ступенях турбины возрастает и увеличивается эрозионный износ рабочих лопаток. Снижение температуры пара перед турбиной уменьшает начальную энтальпию пара и, следовательно, используемый теплоперепад. Поэтому при снижении температуры пара, если не

предпринять никаких мер, мощность турбины снизится (см. рис. 11.17). Восстановление прежней мощности можно было бы осуществить увеличением расхода пара через турбину, если это позволяют регулирующие клапаны. Но это может привести, во-первых, к перегрузке лопаток изгибающимися усилиями и, во-вторых, к увеличению давления на сегменты упорного подшипника. Таким образом, *восстановление мощности турбины путем увеличения подачи пара в турбину при снижении начальной температуры является недопустимым.* Наоборот, турбина должна разгружаться, и это четко записано в инструкциях по эксплуатации. Например, для турбины Т-100-12,8 ТМЗ в случае падения t_0 ниже 545°C (номинальная температура $t_{00} = 555^\circ\text{C}$) должна производиться ее разгрузка по 2,5 МВт на каждый 1°C уменьшения t_0 . Для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ снижение нагрузки производится при снижении температуры свежего пара или пара промпрегрева, начиная с температуры 520°C ; на каждый 1°C снижения температуры пара турбина разгружается на 3 МВт.

Снижение температуры свежего пара таит в себе опасность охлаждения ротора и его быстрого сокращения относительно статора с возникновением задеваний.

В целом снижение температуры свежего пара все-таки менее опасно, чем ее повышение. Поэтому заводы-изготовители разрешают большее ее снижение, чем повышение. Обычно допустимое снижение температуры свежего пара составляет 10°C . При снижении начальной температуры машинист турбины должен очень внимательно следить за относительным сокращением ротора, предельное положение которого может потребовать аварийной остановки турбины.

Понижение температуры свежего пара заметно уменьшает экономичность турбоустановки, поэтому оно всегда нежелательно.

Рассмотрим влияние отклонения начального давления. Повышение давления перед турбиной автоматически приводит к увеличению расхода пара через ее проточную часть с протеканием всех тех процессов, которые происходят при изменении мощности скользящим давлением: изгибные напряжения в лопатках вырастут, а осевое усилие на рабочие сегменты упорного подшипника увеличится. Опасность складывающейся конкретной ситуации зависит от текущего расхода пара через турбину: при малом G_0 даже его возрастание вследствие по-

вышения p_0 не приведет к опасной ситуации; если же расход пара близок к максимальному, то возникает прямая угроза лопаточному аппарату и упорному подшипнику турбины. Поэтому при повышении начального давления p_0 машинист должен уменьшить расход пара на турбину прикрытием регулирующих клапанов. Если при этом говорить о надежности всей турбоустановки в целом, то она все равно не повышается, поскольку паропровод свежего пара и клапанные коробки остались под повышенным давлением, а сопротивление материала ползучести сильно зависит не только от температуры, но и от напряжения. Поэтому увеличение давления сопровождается увеличением напряжений в деталях в такой же степени, а оно в свою очередь — снижением срока службы.

Понижение давления перед турбиной не представляет для нее опасности, однако при этом уменьшаются КПД турбины и ее мощность. Если регулирующие клапаны турбины полностью открыты, то восстановить мощность без восстановления давления перед турбиной невозможно.

Заводы-изготовители в соответствии с ГОСТ обычно допускают изменение начального давления в пределах $\pm 0,5$ МПа.

На рис. 11.18 в качестве примера показано влияние изменения начального давления на изменение мощности турбины Т-250/300-23,5 и, следовательно, в определенной степени на экономичность ПТУ. Оно определяется тремя факторами: увеличением теплоперепада вследствие роста p_0 , дросселированием текущего расхода свежего пара, определяемо-

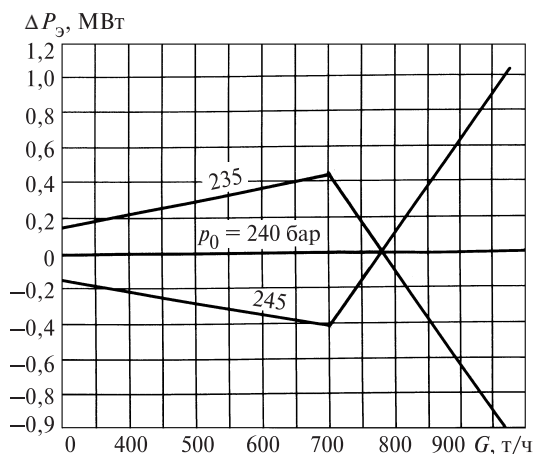


Рис. 11.18. Изменение мощности турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ в зависимости от начального давления пара и его расхода при двухступенчатом подогреве сетевой воды

го особенностями системы парораспределения турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (см. рис. 11.8 и 11.9) и дополнительным дросселированием, требующимся для поддержания постоянства расхода пара при любом начальном давлении. Например, при малых расходах пара на турбину G_0 при повышении начального давления до 24,5 МПа регулирующие клапаны прикрываются еще больше (напомним, что при этих нагрузках реализуется дроссельное парораспределение), потери от дросселирования увеличиваются и мощность турбины уменьшается. При $G_0 > 700$ т/ч, когда первые четыре регулирующих клапана приближаются к полному открытию и затем открыты полностью, а дросселирование происходит только в РК № 5, увеличение теплоперепада потоков пара, идущих через полностью открытые клапаны, «побеждает» потери из-за дросселирования в частично открытых клапанах. В результате мощность турбины увеличивается.

На работающей турбоустановке и давление, и температура могут, конечно, изменяться одновременно. Самым неблагоприятным случаем является одновременное увеличение давления и температуры, так как при этом происходит резкое снижение длительной прочности паровпускной части турбины.

Таким образом, длительная работа (без ограничения по времени) турбины допускается в сравнительно небольших пределах отклонения начальных параметров от номинальных значений:

начальное давление $\pm 0,5$ МПа
 начальная температура $+5$ °С; -10 °С

При больших отклонениях допустима работа только с ограничениями.

Пример 11.11. Для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при отклонениях давления свежего пара в пределах от 24,1 до 24,5 МПа или температуры свежего пара (или промпрегрева) в пределах 546—550 °С допускается непрерывная работа не более 30 мин; за год работа с такими отклонениями в сумме не должна превышать 200 ч. Эти ограничения не позволяют быстро накопиться повреждениям от ползучести в основных высокотемпературных деталях турбины.

Изменение параметров свежего пара в турбинах с промежуточным перегревом сказывается на изменении параметров и расхода в турбине не так значительно, как в турбинах неблочного типа, поскольку температура пара в тракте промежуточного перегрева поддерживается независимо от температуры свежего пара. Тем не менее, как и на электростанциях неблочного типа, повышение начальной темпе-

ратуры пара подвергает опасности паровпускную часть турбины, паропроводы и пароперегреватель котла из-за ускорения процессов ползучести, а уменьшение начальной температуры при сохранении той же мощности требует увеличения расхода пара, что может вызвать перегрузку последней ступени и упорного подшипника турбины.

Отклонение температуры пара промежуточного перегрева приводит к одновременному изменению давления в промежуточном пароперегревателе. В частности, при уменьшении температуры промежуточного перегрева давление в нем будет уменьшаться (при неизменном положении регулирующих клапанов), что приведет к перегрузке ЦВД и разгрузке ЦНД. Мощность турбины при этом уменьшится, и для ее восстановления потребуется увеличить расход пара, что вызовет перегрузку последней ступени. Увеличение температуры промежуточного перегрева опасно по тем же причинам, что и увеличение температуры свежего пара. Снижение температуры промежуточного перегрева увеличивает влажность пара в последних ступенях турбины и увеличивает скорость эрозии лопаток. Поэтому в инструкциях по обслуживанию блочных турбин указываются допустимые пределы изменения температуры как свежего пара, так и пара промежуточного перегрева. Обычно, как и в турбинах неблочного типа допускается увеличение температуры пара не более чем на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ и уменьшение не более чем на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Изменение температуры промежуточного перегрева приводит, конечно, и к изменению мощности. На рис. 11.19 показаны соответствующие графики для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ.

При колебаниях параметров свежего пара или пара промежуточного перегрева необходимо очень

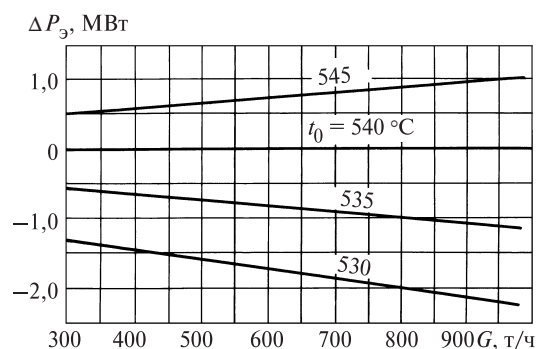


Рис. 11.19. Изменение мощности турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ в зависимости от температуры вторично перегретого пара и расхода пара на турбину при двухступенчатом подогреве сетевой воды

внимательно следить за изменениями относительного положения роторов ЦВД, ЦСД и ЦНД, температурой сегментов упорного подшипника и вибрацией турбоагрегата, которая может указывать на задевания, возникшие в проточной части вследствие недопустимого относительного удлинения или сокращения ротора.

11.6. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ДАВЛЕНИИ В КОНДЕНСАТОРЕ

Выше отмечалось, как сильно сказывается давление в конденсаторе на экономичности турбины и турбинной установки. Ниже рассмотрено влияние давления в конденсаторе на надежность, а также на экономичность в связи с действием различных эксплуатационных факторов.

Понижение давления в конденсаторе по отношению к расчетному практически не представляет для него никакой опасности. Небольшое увеличение влажности в последних ступенях не играет особой роли. Вместе с углублением вакуума увеличивается теплосепаратор турбины и экономичность турбоустановки. Однако такое увеличение не беспредельно: вместе с углублением вакуума увеличиваются теплосепаратор последней ступени и скорости в ее решетках. При некотором вакууме скорость пара достигает скорости звука и дальнейшее углубление вакуума не приводит к увеличению реального теплосепаратора для проточной части турбины, так как расширение пара происходит за пределами ступени. Такой вакуум называют предельным.

Углублять вакуум ниже предельного, конечно, бессмысленно, поскольку при дополнительных затратах мощности на привод циркуляционных насосов и улучшение плотности конденсатора никакого дополнительного выигрыша в мощности или КПД не получается.

Поскольку давление и температура влажного пара жестко связаны, температура в конденсаторе однозначно определяет и давление в нем.

Существенное повышение давления в конденсаторе (ухудшение вакуума) представляет несомненную опасность для ЦНД турбины и ее конденсатора. Главная опасность заключается в том, что при этом температура в выходном патрубке увеличивается. Это приводит к его разогреву, и в результате появляются расцентровки валопровода и возникает вибрация. Кроме того, разогрев ротора грозит возникновением осевых задеваний, особенно в цилиндрах, наиболее удаленных от упорного подшипника.

В турбинах с очень длинными последними лопатками значительное повышение давления в конденсаторе, особенно при очень малых объемных пропусках пара, чревато появлением дополнительных вибрационных напряжений в этих лопатках. Поэтому *длительная работа при значительном ухудшении вакуума в таких турбинах не разрешается*. Обычно каждая инструкция по обслуживанию предусматривает значение предельно высокого конечного давления, выше которого эксплуатация турбины при номинальной нагрузке не допускается. Для конденсационных турбин это давление находится на уровне 12 кПа, которому соответствует температура насыщения пара около 50 °С.

Для теплофикационных турбин, особенно тех, конденсатор которых содержит встроенный теплофикационный пучок, допустимое давление в конденсаторе значительно выше (это обстоятельство учтено в конструкции турбины). Например, турбина Т-100-12,8 ТМЗ допускает давление в конденсаторе до 30 кПа при работе на конденсационном режиме и 60 кПа — при работе в режиме противодавления. Турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ не допускает превышения давления в конденсаторе выше 12 кПа при работе под нагрузкой или холостом ходе.

При ухудшении вакуума ниже допустимого необходимо разгрузить турбину путем снижения расхода пара в конденсатор, т.е. разгрузением турбины. Снижают мощность до тех пор, пока давление в конденсаторе не станет меньше, чем допустимое. Если таким путем невозможно добиться достаточного вакуума, то турбину необходимо остановить.

Особую опасность для рабочих лопаток последних ступеней ЦНД представляют одновременное ухудшение вакуума в конденсаторе и уменьшение расхода пара. В этом случае могут возникнуть интенсивные самовозбуждающиеся колебания (автоколебания) рабочих лопаток. Такие режимы особенно опасны для теплофикационных турбин, работающих в осенне-зимний период с малым вентиляционным пропуском пара в конденсатор и ухудшенным вакуумом из-за нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке.

На рис. 11.20, а показано, как изменяются напряжения в рабочих лопатках по испытаниям ВТИ в зависимости от противодавления и относительного пропуска пар $\overline{Gv}_2 = Gv_2 / (Gv_2)_{\text{ном}}$, где $(Gv_2)_{\text{ном}}$ — пропуск пара на номинальном режиме. Максимальное значение напряжений возникает при

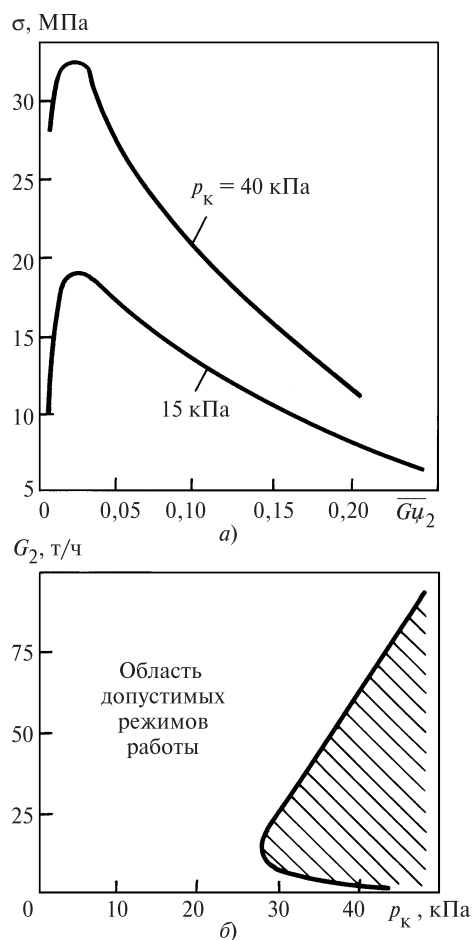


Рис. 11.20. Влияние относительного пропуска пара и противодавления за ступенью на динамические напряжения в лопатках последней ступени теплофикационной турбины (а) и область допустимых режимов работы (б)

$\overline{Gv}_2 = 2\text{—}4\%$ и, как показывают опыты, оно примерно пропорционально давлению p_k .

Анализ результатов измерений динамических напряжений в лопатках конкретной турбины позволяет построить диаграмму допустимых режимов работы (рис. 11.20, б). Из диаграммы видно, что при любом расходе пара через последнюю ступень давление в конденсаторе p_k не должно быть больше вполне определенного значения. Если, например, расход пара $G_2 = 5$ т/ч, то давление в конденсаторе не должно превышать 27,5 кПа. Соответственно и обратно: если условия нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке таковы, что давление в конденсаторе не может быть ниже определенного значения, то и расход пара в конденсатор должен

быть соответствующим. Если, например, давление в конденсаторе 40 кПа, то расход пара должен быть либо очень малым (2,5 т/ч), либо не менее 62 т/ч.

Небольшие повышения давления в конденсаторе не влияют на его надежность, однако сказываются на экономичности турбинной установки в тем большей степени, чем больше конденсационный поток пара.

В общем случае температура t_k в горловине конденсатора, определяющая давление в нем, находится из соотношения

$$t_k = t_{в1} + \Delta t_b + \delta t, \quad (11.5)$$

где $t_{в1}$ — температура поступающей в конденсатор циркуляционной воды; Δt_b — нагрев воды в конденсаторе (разность температур циркуляционной воды на выходе $t_{в2}$ и входе в конденсатор); δt — температурный напор (разность между температурой пара, поступающего в конденсатор, и температурой циркуляционной воды на выходе из конденсатора $t_{в2}$).

Температура охлаждающей воды $t_{в1}$ зависит от местоположения станции, вида водоснабжения и других причин, в частности, от времени года. Поэтому зимой вакуум в конденсаторе всегда глубже, чем летом.

Значение нагрева охлаждающей воды в конденсаторе легко получить из теплового баланса конденсатора. Действительно, теплота, отданная паром при конденсации охлаждающей воде, равна $G_k(h_k - h'_k)$ [где G_k — расход пара в конденсатор; h_k — энтальпия пара; h'_k — энтальпия образующегося конденсата] и совпадает с теплотой, унесенной циркуляционной водой:

$$c_b W (t_{в2} - t_{в1}) = c_b W \Delta t_b,$$

где W — расход охлаждающей воды через конденсатор; c_b — теплоемкость воды.

Таким образом,

$$\Delta t_b = \frac{G_k}{c_b W} (h_k - h'_k). \quad (11.6)$$

Разность $\Delta h_k = h_k - h'_k$ в широком диапазоне изменения температуры влажного пара слабо зависит от температуры в конденсаторе, поэтому нагрев охлаждающей воды оказывается прямо пропорциональным расходу пара в конденсатор и обратно пропорциональным расходу циркуляционной воды. Именно поэтому уменьшение нагрузки турбины при фиксированном расходе циркуляционной воды позволяет сохранять вакуум.

Температурный напор δt отражает совершенство теплообмена в конденсаторе. Чем выше воздушная плотность конденсатора, чем лучше работает эжектор, чем чище трубки, по которым движется охлаждающая вода, тем меньше значение δt и тем глубже вакуум в конденсаторе.

Для работающих турбоустановок путем испытаний при работе турбоустановки по электрическому графику, когда расход пара в конденсатор достаточно велик, для каждого типа конденсаторов получают нормативную характеристику, позволяющую осуществлять контроль качества их работы.

Нормативные характеристики — это наборы (рис. 11.21) из трех графиков, позволяющих по температуре охлаждающей воды $t_{в1}$, ее расходу и расходу пара в конденсатор определить нормативные величины: нагрев воды в конденсаторе Δt_b , температурный напор δt и давление в конденсаторе p_k . Нормативные характеристики строятся для различных расходов охлаждающей воды и различных включений в работу встроенного пучка.

График на рис. 11.21, а позволяет по заданным величинам W , G_k и $t_{в1}$ найти нормативное давление в конденсаторе, сопоставить его с фактическим и сразу оценить, как работает конденсатор. График на рис. 11.21, б позволяет найти нормативный температурный напор и сравнить его с фактическим

$$\delta t_{\phi} = t_s(p_k) - t_{в2},$$

где p_k и $t_{в2}$ — измеренные величины.

Прямая на рис. 11.21, в отражает уравнение теплового баланса (11.6) и позволяет, не прибегая к таблицам водяного пара, определить нагрев воды.

Пример 11.12. Оценить качество работы конденсатора, нормативная характеристика которого показана на рис. 11.21, а, если при расходе пара в конденсатор $G_k = 400$ т/ч разрежение в нем $H = 93,33$ кПа (700 мм рт. ст.). Температура охлаждающей воды $t_{в1} = 25$ °С. Барометрическое давление $B = 100$ кПа (750 мм рт. ст.).

Давление в конденсаторе равно $p_k = B - H = 100 - 93,33 = 6,67$ кПа.

Проводя на рис. 11.21, а вертикаль ab до пересечения с линией, соответствующей $t_{в1} = 25$ °С, получаем точку b , которой отвечает давление $p_k = 6,15$ кПа. Таким образом, давление в конденсаторе на 0,52 кПа выше нормативного.

Если температурный напор в условиях эксплуатации оказывается большим, чем следует из нормативной характеристики, то это свидетельствует об ухудшении работы конденсатора вследствие загрязнения охлаждающей поверхности трубок, увеличе-

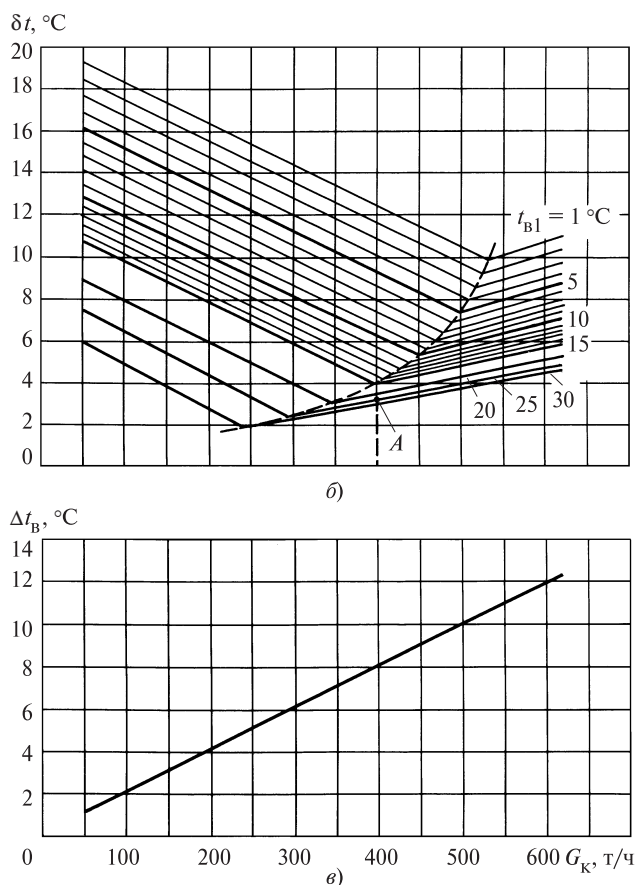
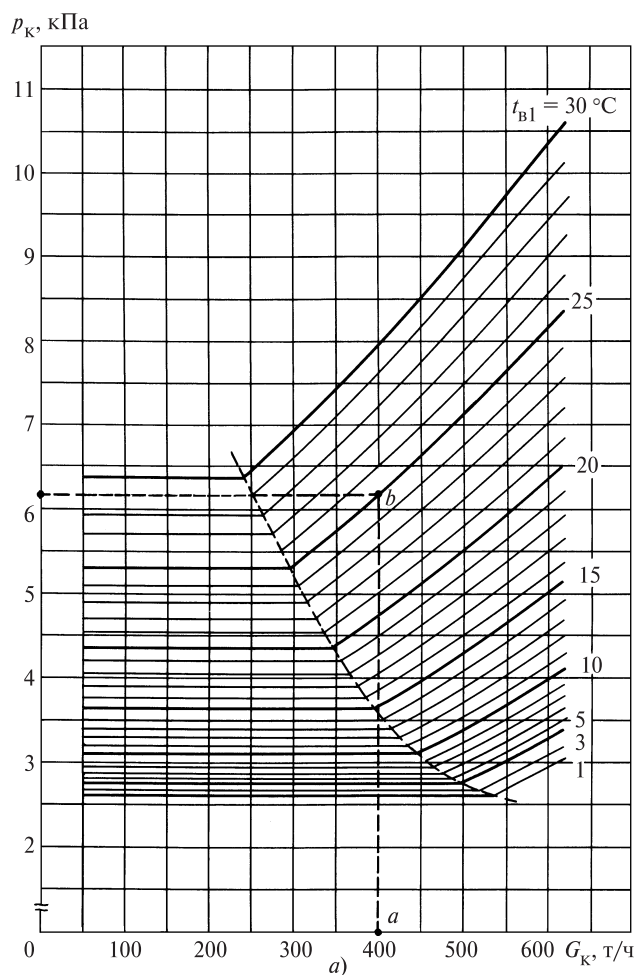


Рис. 11.21. Нормативная характеристика конденсатора К-14000 турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при пропуске циркуляционной воды в количестве 28 000 м³/ч через основную и встроенный теплофикационный пучки

ния присосов воздуха или ухудшения работы отсасывающих устройств. Возможные причины повышения давления в конденсаторе и методы их устранения изложены в § 12.6.

Пример 11.13. Определить температурный напор для условий примера 11.12 и сравнить его с нормативным.

В соответствии с рис. 1.21, в нагрев воды в конденсаторе равен $\Delta t_{\text{в}} = 8,2$ °С.

Давлению $p_{\text{к}} = 6,67$ кПа соответствует температура насыщения (см. табл. 1.5) $t_{\text{к}} = 38,1$ °С. Из формулы (11.5) получаем $\delta t = 38,1 - 25 - 8,2 = 4,9$ °С.

Из рис. 11.21, б следует, что нормативный температурный напор δt при $G_{\text{к}} = 400$ т/ч составляет 3,5 °С (точка А) т.е. получаем вывод, совпадающий с выводом примера 11.12.

Следует подчеркнуть, что величина δt имеет малое значение, получаемое в результате вычитания существенно больших значений, поэтому даже малые ошибки в из-

мерениях этих значений (или при пользовании таблицами) могут привести к значительным ошибкам в их разностях.

Для возможности оценки влияния изменения вакуума на мощность турбины строят сетку поправок — зависимость дополнительно вырабатываемой или теряемой мощности от давления в конденсаторе при различных пропусках пара в него. Пример сетки поправок для турбины Т-100-12,8 приведен на рис. 11.22. По оси абсцисс отложено давление в конденсаторе $p_{\text{к}}$. Поскольку сетка поправок служит для определения изменения мощности турбины для каких-то двух сравниваемых режимов, то начало на оси ординат отсутствует, однако известна цена деления. Каждая из кривых относится к фиксированному пропуску пара в ЧНД (или $G_{\text{к}}$ в конденсатор). При углублении вакуума (уменьшении давления) выработка дополнительной мощно-

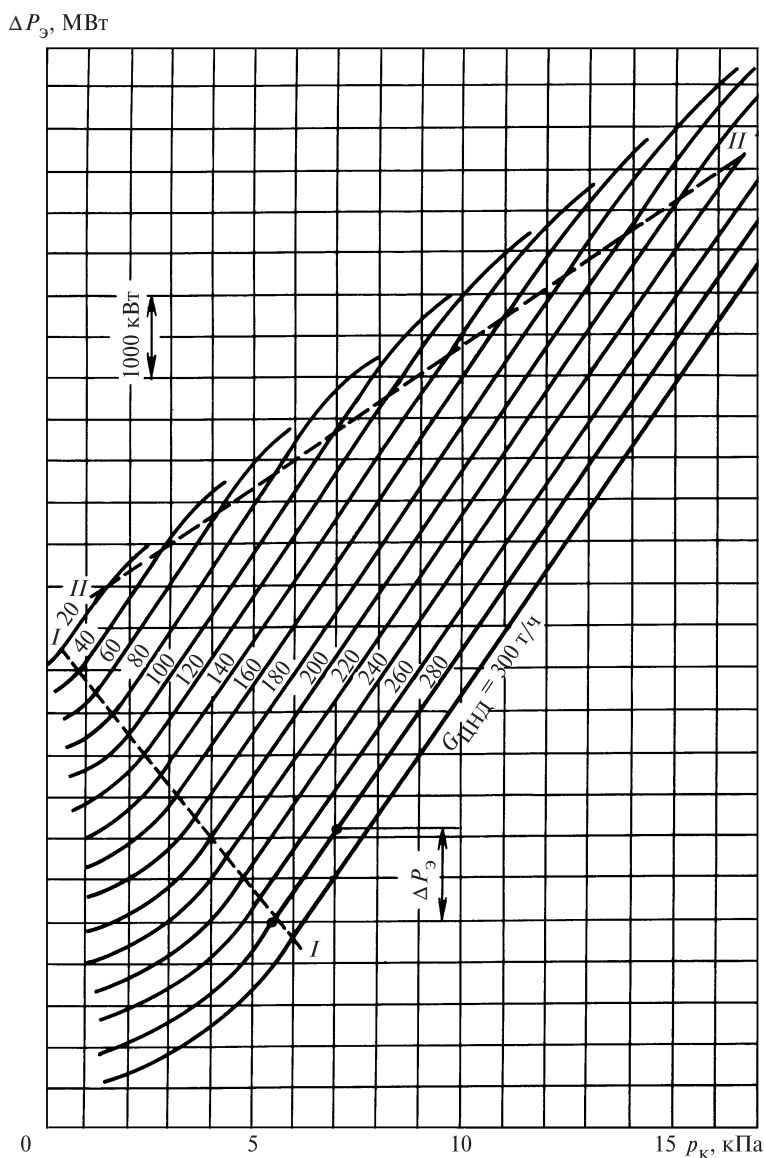


Рис. 11.22. Сетка поправок на вакуум для турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ

сти растет до тех пор, пока не будет достигнут предельный вакуум. Наоборот, по мере ухудшения вакуума вырабатываемая мощность уменьшается. В диапазоне нагрузок, отмеченных штриховыми линиями, поправка к мощности и давление в конденсаторе связаны линейно: изменение давления на 1 кПа приводит к изменению мощности на 730 кВт.

Пример 11.14. Расчетное давление в конденсаторе турбины Т-110/120-12,8 при расходе в него 280 т/ч составляет 5,6 кПа. Вычислить уменьшение мощности турбины при увеличении давления в конденсаторе до $p_k = 7$ кПа

(например, из-за уменьшения расхода охлаждающей воды или повышения ее температуры).

Находя по оси абсцисс значение 5 кПа и восстанавливая перпендикуляр до пересечения с линией, отвечающей заданному расходу пара, получаем уменьшение мощности на $\Delta P_3 = 1,02$ МВт, что составляет $1,02/110 = 0,012 = 0,93\%$ мощности турбины на номинальном режиме.

При работе теплофикационной турбины по тепловому графику, когда ЦНД работает с ограниченным вентиляционным пропуском пара, особенности работы конденсатора связаны с работой теплофикационного пучка.

При закрытой диафрагме ЦНД и малом расходе пара в конденсатор для конденсации пара целесообразно использовать только теплообменную поверхность теплофикационного пучка. Если подавать в него подпиточную воду теплосети, температура которой составляет 5—20 °С, то даже при малом расходе пара в конденсатор условия конденсации оказываются такими, что в большинстве случаев в конденсаторе поддерживается нормальный вакуум. Тогда при плотно закрытой диафрагме в конденсаторе и, следовательно, во всей проточной части ЦВД возникает высокий вакуум из-за низкого расхода пара; как следствие, не возникает сильного разогрева проточной части и расцентровок турбины. При этом утилизируется тепло конденсации вентиляционного пропуска пара.

При подаче в теплофикационный пучок обратной сетевой воды с температурой 35—70 °С давление в конденсаторе существенно возрастает [в соответствии с формулой (11.5)] и может достигнуть 15—30 кПа, а кратковременно и больше. Это приводит к росту потерь энергии в ЦНД и разогреву проточной части и выходного патрубка. Для исключения разогрева надо либо устанавливать специальные системы охлаждения, либо исключать использование обратной сетевой воды для утилизации тепла пара ЦНД.

11.7. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ОТБОРОВ

Напомним, что тепловая нагрузка сетевого подогревателя в основном определяется двумя факторами: температурой сетевой воды на выходе из подогревателя и ее расходом.

Требуемая температура сетевой воды на выходе из сетевого подогревателя при имеющемся температурном напоре определяет температуру конденсации (а значит, и давления) греющего пара. Учет гидравлического сопротивления паропроводов, подводящих пар от турбины к подогревателю, однозначно определяет то давление пара в месте отбора в паровой турбине, которое обеспечивает требуемую температуру сетевой воды. При этом расход пара в отбор должен изменяться примерно пропорционально расходу сетевой воды, и, следовательно, расход пара на турбину должен изменяться вместе с изменением расхода отбираемого пара. Учитывая эти обстоятельства, рассмотрим различные условия работы турбины и теплофикационной установки.

11.7.1. Работа турбины по тепловому графику

Наиболее простым для анализа является режим с одноступенчатым теплофикационным отбором, хотя его следует избегать в условиях эксплуатации, поскольку он менее экономичен, чем режим с двухступенчатым теплофикационным отбором (тем не менее, в широкой гамме возможных режимов теплофикационной турбины и для него есть место).

В рассматриваемом случае теплофикационная турбина работает как турбина с противодавлением [или по-другому — как турбина с ухудшенным вакуумом и конденсацией пара в сетевом подогревателе (СП)]. Следовательно, *наиболее опасным режимом при работе турбины по тепловому графику с одноступенчатым отбором является режим минимального нагрева сетевой воды и максимального теплофикационного отбора*. В этом случае давление за последней ступенью предотборного отсека будет минимальным, а теплоперепад последней ступени возрастет не только по этой причине, но из-за увеличенного расхода пара. Это приведет к увеличению изгибных напряжений в лопатках предотборной ступени.

При работе по тепловому графику с двухступенчатым отбором пара на теплофикацию в совершенно аналогичные условия попадают рабочие лопатки последней ступени отсека, расположенного перед верхним теплофикационным отбором. Ясно, что при двухступенчатом отборе условия работы последней ступени промежуточного отсека облегчаются, так как расход пара через него меньше, чем при работе с одноступенчатым отбором.

Поэтому с целью ограничения напряжений изгиба в рабочих лопатках последних ступеней предотборных отсеков в инструкции по эксплуатации вводят ограничения по нижнему пределу давления в камерах отборов (в камере нижнего теплофикационного отбора при работе с одноступенчатым нагревом и в камере верхнего теплофикационного отбора при работе с двухступенчатым отбором). Обычно выход за нижний предел давления не допускается.

Пример 11.15. В табл. 11.1 представлены значения максимального расхода пара на турбину Т-110/120-12,7 при работе в теплофикационном режиме и соответствующее этим значениям давление в камере регулирующей ступени (для удобства контроля расхода пара эксплуатационным персоналом). Видно, что для работы на предельно допустимом давлении в отборах требуется сниже-

Таблица 11.1

Значения максимальных расходов свежего пара в зависимости от давления в теплофикационных отборах для турбины Т-100/120-12,8 ТМЗ при работе по теплофикационному графику

Давление в нижнем теплофикационном отборе (одноступенчатый нагрев сетевой воды), кПа	Давление в верхнем теплофикационном отборе (двухступенчатый нагрев сетевой воды), кПа	Максимальное давление в камере регулирующей ступени, МПа	Максимальный расход свежего пара, т/ч
50	60	7,7	400
60	75	8,4	450
75—250	95—250	9,0	485

Таблица 11.2

Значения максимальных расходов свежего пара в зависимости от давления в верхнем теплофикационном отборе для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при работе по теплофикационному графику

Давление в верхнем теплофикационном отборе, кПа	Максимальное давление в камере регулирующей ступени, МПа	Максимальный расход свежего пара, т/ч
95	19,1	980
75	17,5	900
60	15,4	800

ние расхода свежего пара почти на 20 % по сравнению с максимальным уровнем давления в отборах.

Пример 11.16. В турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ при работе с одноступенчатым подогревом сетевой воды не допускается уменьшение давления в нем менее нижнего предела (50 кПа) независимо от расхода свежего пара (а точнее — от расхода пара в отбор). При этом максимальный расход пара составляет примерно 590 т/ч и тепловая нагрузка 330 Гкал/ч. При работе с двумя теплофикационными отборами вводятся ограничения по расходу свежего пара, приведенные в табл. 11.2.

Повышение давления в камерах теплофикационных отборов разгружает лопатки предотборных ступеней от изгибных напряжений, но приводит к опасности перегрева проточной части ЦНД. Дело заключается в том, что повышение давления в отборе приводит к повышению температуры пара в нем и, следовательно, перед ЦНД. Поскольку при работе по тепловому графику ЦНД работает при малорасходном режиме с большим выделением тепла, то высокая исходная (перед ЦНД) температура пара приводит к росту температуры пара в ЦНД и перегреву проточной части.

Опасность этого явления тем выше, чем больше давление в теплофикационном отборе, чем больше

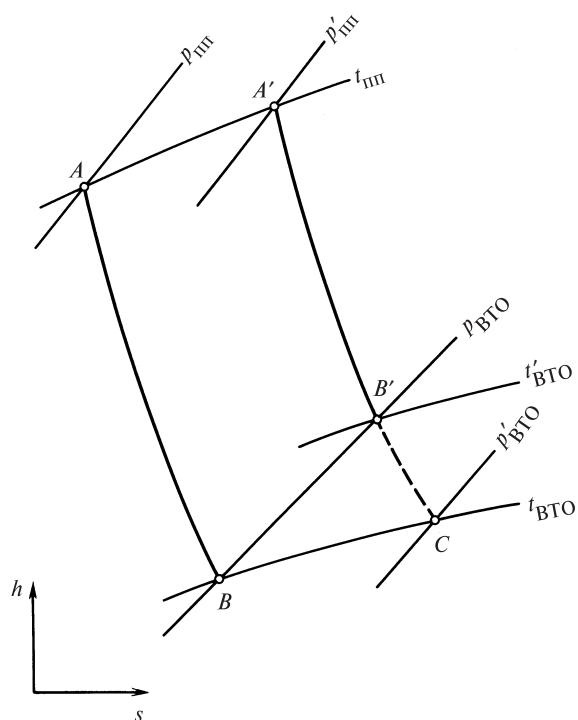


Рис. 11.23. Снижение температуры пара теплофикационного отбора путем снижения его давления

расход пара и чем выше тепловыделение в ЦНД, которое зависит в первую очередь от давления в конденсаторе (т.е. в ЦНД) и от длины лопаток последней ступени. Рассмотрим, например, процесс расширения пара (рис. 11.23) в ЦСД турбины с промежуточным перегревом. Пусть линия AB соответствует расширению пара в ЧСД до давления $p_{ВТО}$ и температуры $t_{ВТО}$ в верхнем теплофикационном отборе. Если снизить расход свежего пара (и соответственно в теплофикационный отбор), то давление перед ЧСД уменьшится примерно пропорционально расходу, и начало процесса расширения переместится в точку A' . Закончится процесс расширения в точке B' , и температура в ней $t'_{ВТО}$ будет больше, чем в точке B . Для того, чтобы ее уменьшить до значения $t_{ВТО}$, следует снизить давление в отборе до значения $p'_{ВТО}$. Таким образом, при снижении расхода свежего пара при работе турбины по тепловому графику следует снижать давление в отборе в соответствии с инструкцией по эксплуатации.

Пример 11.17. В табл. 11.3 приведены данные по ограничению давлений в камерах теплофикационных отборов для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Видно, что такой

Таблица 11.3

Предельно-допустимые давления в камере теплофикационных отборов для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (при работе без охлаждающего устройства ЦНД)

Расход свежего пара, т/ч	Предельно-допустимое давление в отборах, кПа		Температура подогрева сетевой воды
	в верхнем отборе (работа с двумя ПГС)	в нижнем отборе (работа с одним ПГС)	
900—980	200	150	120
750	170	140	110—112
550	130	100	100—102
350	80	60	90—92

способ поддержания температуры в ЦНД ведет к ограничению нагрева сетевой воды и это его недостаток.

Другим способом, не имеющим этого недостатка, является либо снижение тепловыделения в ЧНД (поддержание глубокого вакуума), либо введение охлаждения (либо то и другое вместе). Охлаждение ЧНД, как правило, снимает ограничения, аналогичные приведенным в табл. 11.3, но имеет свои недостатки (сложность устройств и их обслуживания, эрозия рабочих лопаток и др.).

Рассмотрим работу промежуточного отсека турбины (рис. 11.24). При проектировании турбины проточная часть отсека формируется так, чтобы распределить общий расход пара G_{T0} на номинальном режиме между сетевыми подогревателями таким образом, чтобы обеспечить требуемую тепловую нагрузку Q_{T0} и максимальную экономичность.

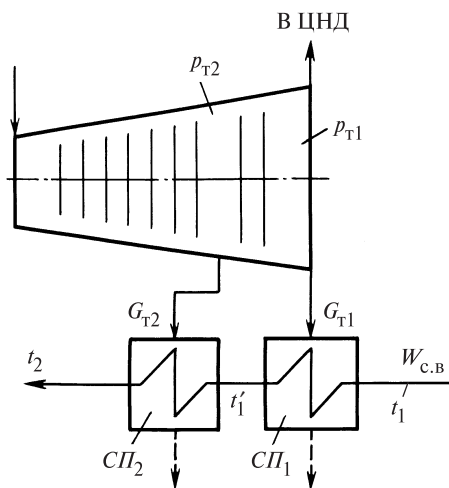


Рис. 11.24. К рассмотрению работы промежуточного отсека теплофикационной турбины

При изменении режима теплофикационной установки, работающей по тепловому графику при заданных температуре сетевой воды после установки и ее расходе, через промежуточный отсек турбины протекает вполне определенный расход пара G_{T1} , а за ним устанавливается вполне определенное давление p_{T1} . Эти параметры таковы, что при их реализации обеспечивается заданная тепловая нагрузка. Для того, чтобы понять, каковы будут эти параметры, представим себе, что в подогревателе $СП_1$ происходит нагрев сетевой воды до некоторой произвольной температуры t'_1 [например, $t'_1 = (t_1 + t_2)/2$]. Это означает, что для $СП_1$ должен отбираться пар, давление которого p_{T1} определяется температурой конденсации $t_k = t'_1 + \delta t$, где δt — температурный напор, и потерей давления в паропроводе от места отбора до $СП_1$.

Тогда расход пара G_{T1} в $СП_1$ будет определяться с одной стороны уравнением теплового баланса для $СП_1$, а с другой стороны, поскольку давление p_{T2} определяется температурой t_2 , формулой Флюгеля (11.1). Поскольку температура t'_1 задавалась произвольно, то, эти расходы G_{T1} будут в общем случае разными. Однако можно подобрать такую температуру t'_1 , что расходы пара, определяемые пропускной способностью промежуточного отсека и конденсирующей возможностью $СП_1$ совпадут. Это и будут реальные параметры для промежуточного отсека.

Эти рассуждения объясняют, почему категорически запрещено работать только с верхним теплофикационным отбором. Если отключить $СП_1$ путем обвода его по сетевой воде, то конденсирующая способность $СП_1$ исчезнет, расход пара через промежуточный отсек станет равным нулю и начнется быстрый разогрев проточной части промежуточного отсека из-за вращения лопаток в плотном застойном паре. Аналогичная ситуация возникнет и при отключении $СП_1$ по греющему пару (если имеется соответствующая задвижка) даже при сохранении через него протока сетевой воды.

Часть низкого давления ЦНД теплофикационной турбины — это по существу отдельная турбина весьма оригинальной конструкции: с регулирующей ступенью, парциальность которой обеспечива-

ется поворотной регулирующей диафрагмой, с малым числом ступеней и с начальными и конечными параметрами, диапазон которых изменяется при изменении режима работы теплофикационной установки и конденсатора.

Расход пара через ЦНД может изменяться от нуля (например, при полностью закрытой задвижке, установленной на ресивере ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ) до конденсационного, когда обеспечивается максимальная мощность турбины. При этом ЦНД работает со скользящими начальными параметрами на входе, когда давление и температура перед регулирующей диафрагмой, т.е. в камере нижнего теплофикационного отбора изменяется в соответствии с работой теплофикационной установки.

Параметры за ЦНД определяются не только расходом пара в конденсатор, но и режимом работы конденсатора. При работе на циркуляционной воде, особенно при использовании охлаждающей поверхности не только основного, но и теплофикационного пучка можно получить очень глубокий вакуум, составляющий всего несколько килопаскалей. При работе с использованием только теплофикационного пучка и относительно холодной подпиточной воды для тепловой сети вакуум в конденсаторе будет хуже, однако все-таки достаточно глубоким. При работе с охлаждением теплофикационного пучка конденсатора прямой сетевой водой, достигающей 70 °С, давление в конденсаторе может повышаться до 45—50 кПа, угрожая безопасной работе турбины.

Таким образом, по расходу пара и по параметрам на входе в ЦНД и в конденсаторе диапазон режимов работы ЦНД может быть чрезвычайно широким. Однако при всем их многообразии наибольшую опасность и наибольшее влияние на экономичность оказывают *малорасходные режимы*, в частности, при работе турбины по тепловому графику.

Для того чтобы понять проблемы работы ЦНД в малорасходных режимах, рассмотрим качественную сторону течения пара в его проточной части при уменьшении расхода пара. Заметим, что уменьшение расхода пара осуществляется прикрытием регулирующей диафрагмы. Подчеркнем, что газодинамическая картина течения пара при глубоком снижении расхода весьма сложна и недостаточна исследована. Поэтому в настоящей книге речь идет только о качественном описании явления с тем, чтобы оператор турбины понимал, по крайней мере, физическую сущность протекающих процессов.

Главным параметром, который определяет режим течения в проточной части является абсо-

лютный объемный расход пара через последнюю ступень Gv_k , где G — расход пара через последнюю ступень, а v_k — удельный объем за ней. Так как $Gv_k \sim G/p_k$, то можно сказать, что массовый расход пара и давление в конденсаторе определяют режим работы ЦНД. Это понятно, поскольку объемный расход пара определяет треугольники скоростей в ступенях отсека.

С уменьшением расхода пара и ухудшением вакуума параметр Gv_k уменьшается, теплоперепады ступеней и отношение x_{ϕ} отклоняются от оптимальных и КПД отсека падает. *При уменьшении Gv_k до некоторой величины, которая зависит от конструкции ступени, в ее прикорневой зоне возникает отрыв потока и появляется циркуляционная зона, на перемещение пара в которой затрачивается энергия потока, превращающаяся в тепло. При дальнейшем уменьшении Gv_k зона расширяется, и при некотором значении появляется вторая периферийная зона в области вершин лопаток; одновременно зоны циркуляции начинают возникать в предпоследней ступени, затем в предпредпоследней ступени и т.д. В результате картина течения пара в проточной части приобретает вид, показанный на рис. 11.25: «сквозной» поток занимает только малую часть проходного сечения, а значительная*

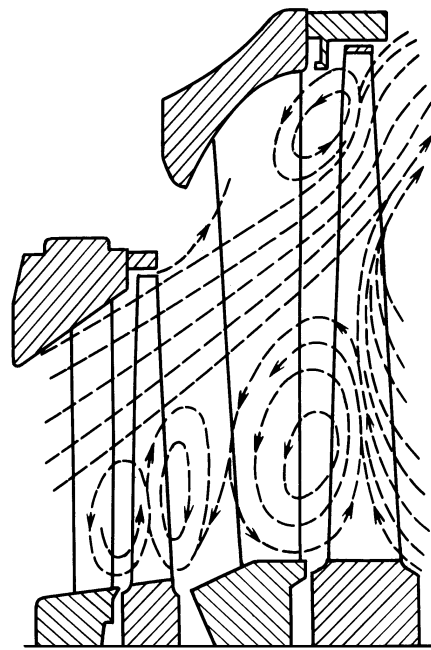


Рис. 11.25. Схема течения пара в последних ступенях турбины при малых объемных расходах пара

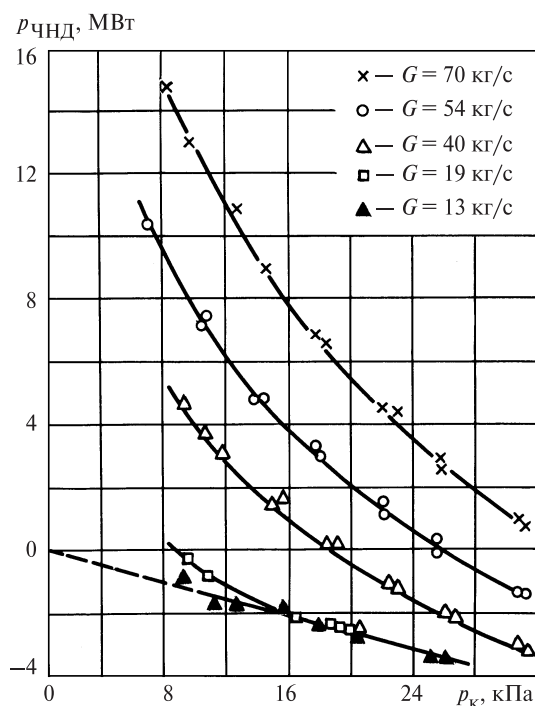


Рис. 11.26. Зависимость внутренней мощности ЧНД турбины Т-180/210-12,8 ЛМЗ от расхода пара и давления в конденсаторе

часть энергии потока тратится на создание циркуляционных токов. Мощность ступени (или отсека) при этом может не только уменьшиться, но и стать отрицательной: ступень будет не вырабатывать, а потреблять мощность, выработанную ступенями ЦВД. Это хорошо видно из мощностной диаграммы ЧНД турбины Т-180-210-12,8, полученной экспериментальным путем (рис. 11.26). При расходе пара в ЧНД 40 кг/с при уменьшении давления в конденсаторе ниже 18,5 кПа мощность ЧНД становится отрицательной. При расходе в 13 кг/с ЧНД потребляет мощность практически во всем диапазоне давлений в конденсаторе.

На рис. 11.27 показан характер изменения температур по проточной части ЧНД при работе турбины по тепловому графику. При относительно больших объемных пропусках пара его температура вдоль проточной части монотонно уменьшается (так как ступени вырабатывают мощность), и только в последней ступени наблюдается ее небольшой рост, связанный с началом отрыва в прикорневой зоне. Вдоль рабочей лопатки температура изменяется мало, несколько повышаясь к периферии и корню, где возникают повышенные аэродинамические потери. При малом объемном пропуске пара первая

ступень продолжает вырабатывать мощность (об этом свидетельствует снижение температуры пара за ней), а вторая и третья ступени переходят в режим потребления мощности, вследствие чего температура пара возрастает (иногда в 2 раза) и начинается нагрев лопаток. Часто при этом температура рабочей лопатки последней ступени, охлаждаемой вихрями, становится меньше, чем сопловых лопаток. Характер распределения температуры вдоль рабочих лопаток также изменяется: в корне и на периферии она становится меньше, чем в средней части вследствие охлаждения лопатки холодными циркуляционными вихрями, питаемыми паром из выходного патрубка. Аналогичное распределение температуры наблюдается вдоль лопатки второй ступени и возможно даже вдоль первой. Это свидетельствует о глубоком проникновении циркуляционных вихрей из патрубка к регулирующей диафрагме и, таким образом, отрицательный эффект от возникающих циркуляционных вихрей смягчается их охлаждающим действием [об эрозионном износе выходных кромок, вызванных вихрями (см. § 16.5)].

Потребление мощности означает превращение механической энергии вращения ротора ЧНД в тепло, разогревающее пар, от которого нагревается проточная часть. Главная опасность при превышении температуры проточной части, по мнению турбинных заводов, состоит в том, что оно может привести к отделению от лопаток противозерозионных стеллитовых пластин, особенно в том случае, если они припаяны, а не приварены. При этом следует учитывать, что повышенный разогрев последней ступени обычно происходит при повышенном давлении за последней ступенью и, следовательно, увеличенной влажности. Все это способствует быстрому эрозионному износу входных кромок рабочих лопаток последних ступеней.

Дополнительная опасность разогрева связана с использованием титановых проволочных связей, ползучесть материала которых проявляется при умеренных температурах, возможностью неравномерного разогрева ступиц насадных дисков и ослаблением их посадки на валу, разогревом выходных патрубков и смещением встроенных в выходные патрубки подшипников и появлением повышенной вибрации.

Поэтому при назначении допустимых режимов работы турбины заводы установили предельную температуру пара за рабочими лопатками последней ступени, которую нельзя превышать. Основные изготовители теплофикационных турбин в России — ТМЗ и ЛМЗ — установили разные допустимые тем-

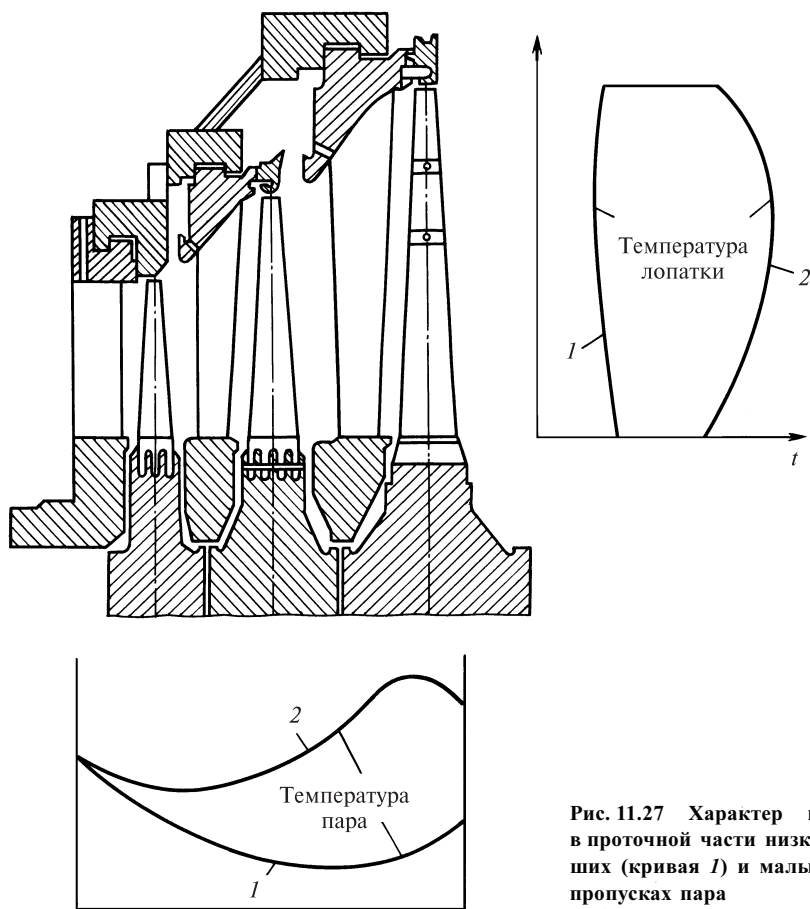


Рис. 11.27 Характер изменения температур в проточной части низкого давления при больших (кривая 1) и малых (кривая 2) объемных пропусках пара

пературы для своих турбин. Например, для турбин Т-250/300-23,5 ТМЗ она не должна превышать 170 °С, а для турбины Т-180/210-12,8 — 270 °С. Столь большая разница в допустимых температурах говорит о недостаточной изученности явления нагрева проточной части при малорасходных режи-

мах. Заметим, что при этом температура выходных патрубков не должна превышать значений, предусмотренных инструкцией, обычно 120 °С.

На рис. 11.28 показана полученная ТМЗ зависимость разогрева пара $\Delta t = t_{\text{ЧНД}} - t_{\text{макс}}$, где $t_{\text{ЧНД}}$ —

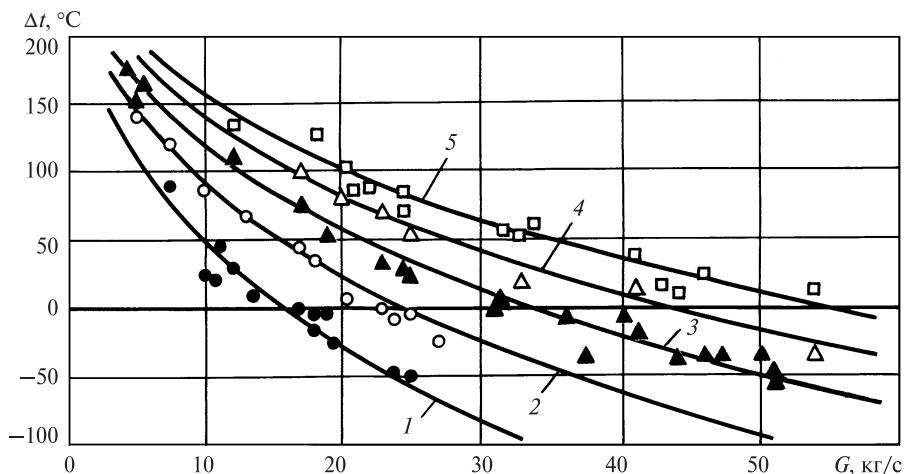


Рис. 11.28. Разогрев проточной части ЧНД в зависимости от расхода пара и давления в конденсаторе по опытам ТМЗ

1, 2, 3, 4 и 5 — соответственно давления в конденсаторе 9,8; 14,7; 19,6; 24,5 и 29,4 кПа

температура перед регулирующей диафрагмой ЧНД, а $t_{\text{макс}}$ — максимальная температура рабочей лопатки последней ступени, от расхода пара через ЧНД и давления в конденсаторе для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Пересечение кривых с осью абсцисс дает точки «нулевого» нагрева, когда уменьшение температуры пара вследствие его расширения компенсируется разогревом из-за потерь энергии. Выше оси абсцисс располагается область потребления мощности. Чем выше давление p_k в конденсаторе, тем раньше, т.е. при большем расходе возникает режим потребления мощности.

Кривые, приведенные на рис. 11.28, можно описать единой зависимостью:

$$\Delta t = 0,79 p_k - 295 \sqrt{G/p_k} + 339,$$

где p_k — давление в конденсаторе, кПа; G — расход пара в ЧНД, кг/с.

Тогда максимальная температура рабочей лопатки последней ступени

$$t_{\text{макс}} = t_0^{\text{ЧНД}} + 0,79 p_k - 295 \sqrt{G/p_k} + 339,$$

и из этой формулы, полученной для частного случая, хорошо видно, что максимальная температура рабочих лопаток последней ступени определяется тремя основными эксплуатационными факторами:

температурой пара перед регулирующей диафрагмой;

давлением в конденсаторе;

расходом пара в конденсатор, точнее — через проточную часть ЧНД.

Последняя формула позволяет также установить, как можно исключить чрезмерный нагрев проточной части ЧНД при работе турбины по тепловому графику, не прибегая к специальным системам охлаждения, о которых речь пойдет ниже.

1. Для поддержания низких значений $t_0^{\text{ЧНД}}$ не следует повышать давление в теплофикационных отборах сверх допустимого, так как вместе с ростом давления в соответствии с процессом расширения пара в турбине увеличивается и $t_0^{\text{ЧНД}}$. Если температура оказывается недопустимо большой, то единственным выходом является полное отключение

ЧНД путем установки специальной задвижки на ресивере и введение охлаждения ЧНД сторонним паром уменьшенной температуры.

2. Для поддержания малой степени нагрева Δt можно пропускать большой расход пара через ЧНД путем создания в регулирующей диафрагме соответствующих проходных каналов. Как видно из рис. 11.26, в ЧНД турбины Т-180/210-12,8 ЛМЗ при расходе пара $G = 70$ кг/с вплоть до давления в конденсаторе 30 кПа сохраняется режим выработки мощности. Собственно такой способ ранее и применялся на всех теплофикационных турбинах сравнительно небольшой мощности, тем более, что их конструктивные особенности (малые высоты лопаток) не создавали большого тепловыделения. Однако повышенный (но все-таки малый) расход пара через ЧНД означает снижение экономичности выработки электроэнергии по теплофикационному циклу. Поэтому увеличение расхода пара через ЧНД может быть оправдано при утилизации тепла конденсационного потока пара при использовании подпиточной или сетевой воды для охлаждения конденсатора. Таким образом, *значительный вентиляционный пропуск пара через ЧНД обеспечивает ее надежную работу, но снижает экономичность.*

3. Для поддержания малого значения Δt можно снизить расход пара в ЧНД или даже полностью «отсечь» ЧНД от потока пара ресиверной задвижкой, но при этом в конденсаторе поддерживать очень глубокий вакуум (а такая возможность имеется зимой, так как циркуляционная вода имеет низкую температуру). При этих условиях можно надеяться, что тепловыделение будет небольшим, и тепло будет сниматься циркуляционными токами, подпитываемыми холодным паром из выходного патрубка ЧНД. Такая схема возможна при относительно малых высотах рабочих лопаток последних ступеней, когда тепловыделение невелико. Однако установка ресиверной задвижки исключает возможность быстрого повышения мощности ЧНД при росте нагрузки в электрической сети, а создание глубокого вакуума требует значительных затрат мощности на циркуляционные насосы.

4. Для поддержания малого Δt возможен комплекс этих двух методов, когда через регулирующую

шую диафрагму пропускается минимум расхода («естественный» расход через неплотности диафрагмы) при достаточно глубоком вакууме.

Рассмотренные методы исключения чрезмерного нагрева проточной части ЦНД при работе турбины по тепловому графику применимы только при малом тепловыделении. Однако в ЦНД турбин с длинными лопатками последних ступеней даже при глубоком вакууме разогрев проточной части оказывается столь значительным, что требуется искусственное охлаждение проточной части и выходного патрубка.

К настоящему времени разработано и испытано большое количество различных охлаждающих устройств, конструкция которых в момент разработки определялась текущими представлениями о структуре полей скоростей и давлений в проточной части и выходном патрубке. Различаются охлаждающие устройства двумя основными решениями: местом ввода охлаждающего агента и самим охлаждающим агентом (вода или пар).

Наиболее простым и распространенным охлаждающим устройством является группа распылителей конденсата, подаваемого от конденсатных насосов в выходном патрубке ЦНД. Конструктивно охладитель представляет собой трубчатый водяной коллектор, устанавливаемый по центру каждого переходного патрубка на расстоянии 0,1—1 м от его горизонтального среза. Распыливающие форсунки устанавливаются группами (от трех до пяти для разных турбин) с четырьмя форсунками в каждой группе. Форсунки имеют конус распыла, расположенный вниз по потоку под углом примерно 15° к горизонту.

На рис. 11.29 приведены результаты специальных исследований температурного состояния последней ступени турбины Т-100-12,8 ТМЗ при работе такого охлаждающего устройства. На рисунке нанесены три полосы, верхняя граница каждой из которых соответствует работе без охлаждающего устройства, а нижняя — с ним. Полоса 3 соответствует полностью закрытой регулирующей диафрагме ЦНД и поступлению в него «естественного» вентиляционного пропуска пара. Если полностью «отсечь» ЦНД, т.е. сделать режим беспаровым, то температура направляющих лопаток повышается на $60\text{—}80^\circ\text{C}$, а включение охлаждающего устройства позволяет снизить

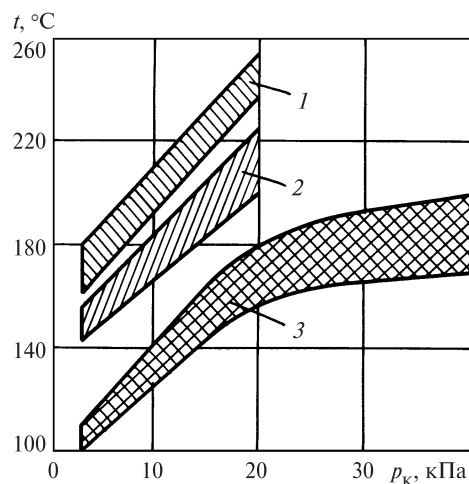


Рис. 11.29. Зависимость осредненной по окружности максимальной температуры направляющих и рабочих лопаток последней ступени турбины Т-100-12,8 ТМЗ (опыты ТМЗ) 1 и 2 — соответственно направляющие и рабочие лопатки в беспаровом режиме; 3 — направляющие лопатки в режиме с вентиляционным пропуском пара

ее на $15\text{—}30^\circ\text{C}$. Но даже при включенном охлаждающем устройстве температура элементов проточной части при давлении в конденсаторе свыше 10 кПа достигает недопустимого значения.

Главным недостатком этого охлаждающего устройства является возможность переноса крупнодисперсной влаги циркуляционными потоками к выходным кромкам рабочих лопаток последней ступени, причем влага концентрируется вблизи внутреннего конуса нижней половины выходного патрубка. Это вызывает интенсивную эрозию выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней с большой опасностью их излома (см. гл. 16). Поэтому использование такой системы охлаждения ЦНД при работе по тепловому графику возможно лишь для турбин с малой высотой рабочих лопаток последней ступени (до 550 мм), да и то с достаточно глубоким вакуумом.

Правда, аналогичные системы установлены и на мощных турбинах, например, на Т-175/210-12,8 и Т-250/300-23,5 ТМЗ. Однако их используют короткое время (при пусках) и служит она, в основном, для охлаждения выходных патрубков.

Пример 11.18. Штатная система охлаждения выходных патрубков турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ состоит из горизонтальных водяных коллекторов, установленных на

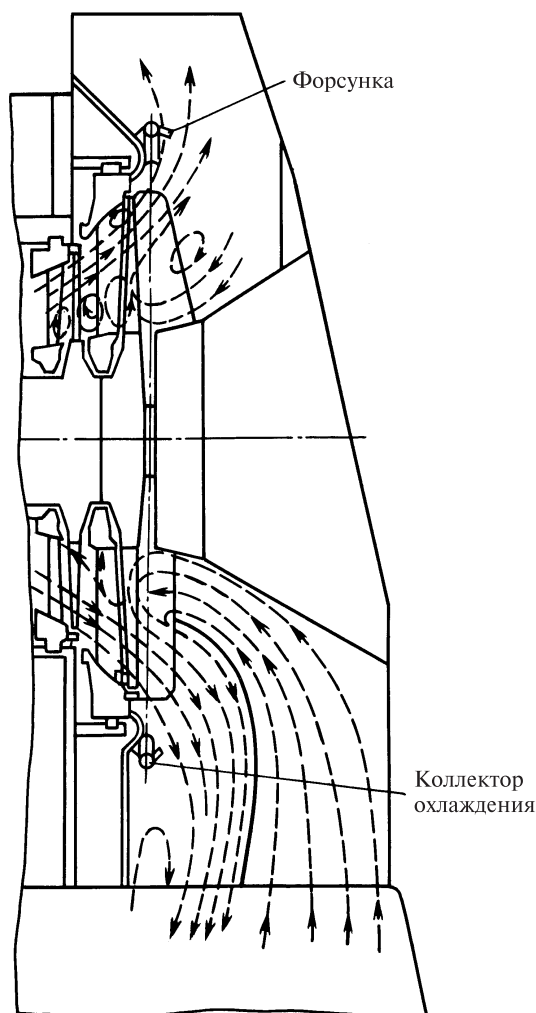


Рис. 11.30. Установка кольцевого коллектора системы охлаждения выходного патрубка и проточной части

расстоянии 0,7 м от среза выходных патрубков, в которых размещено 12 блоков охлаждения. Каждый блок содержит по 6 равномерно расположенных центробежных форсунок диаметром 5 мм. Всего в системе охлаждения — 144 форсунки, которые распыливают конденсат, поступающий от конденсатных насосов, вниз под углом 15° к горизонту.

Существенным усовершенствованием, а по существу созданием новой системы охлаждения выходного патрубка является схема с подачей охлаждающей воды в кольцевые коллекторы, устанавливаемые на внутреннем обводе каждого выходного патрубка (рис. 11.30). Для охлаждения к форсункам

подается перегретая по отношению к конденсирующемуся пару вода от ПНД-4 с давлением более 0,6 МПа и температурой более 80°C (рис. 11.31).

В этой системе конденсат подается форсунками в периферийную зону рабочих лопаток последней ступени, откуда выходит наиболее горячий пар. Даже при избыточном количестве впрыскиваемой воды, ее попадание в зону обратных циркуляционных токов в корневой зоне рабочих лопаток затруднено, что уменьшает вероятность эрозии выходных кромок. Система с кольцевым впрыском позволяет не только надежно охладить выходной патрубок, но и в допускаемых заводом-изготовителем турбины пределах по давлению в конденсаторе обеспечить охлаждение проточной части.

На рис. 11.32 показана принципиальная схема штатной системы охлаждения ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Пар из верхнего теплофикационного отбора двумя трубами диаметром 400 мм подается в горизонтальную трубу диаметром 600 мм, в которой установлена I ступень увлажнения. Конструктивно она представляет собой блок из двух центробежных форсунок, к которым через щелевой фильтр подводится конденсат от конденсатных насосов II ступени. За увлажнителем устанавливается сепаратор шнекового типа, снижающий содержание влаги в паре в случае переувлажнения в I ступени. За сепаратором паровой поток через вертикальный раздающий коллектор подается к трем параллельно расположенным пароохладителям типа труб Вентури, работающим в критическом режиме по истечению пара. В суженном участке каждого из пароохладителей нормально к оси располагаются три прямоотруйные форсунки, питаемые от конденсатных насосов. Перед входом охлаждающего пара в ЦНД он подвергается вторичной сепарации.

Рассмотренная схема обеспечивает допустимое состояние проточной части и выходного патрубка ЦНД в диапазоне давлений в верхнем теплофикационном отборе 60—200 кПа с расходом пара 18—20 т/ч при номинальном вакууме.

Недостатком рассмотренной штатной схемы охлаждения является опасность эрозионного износа рабочих лопаток первых ступеней.

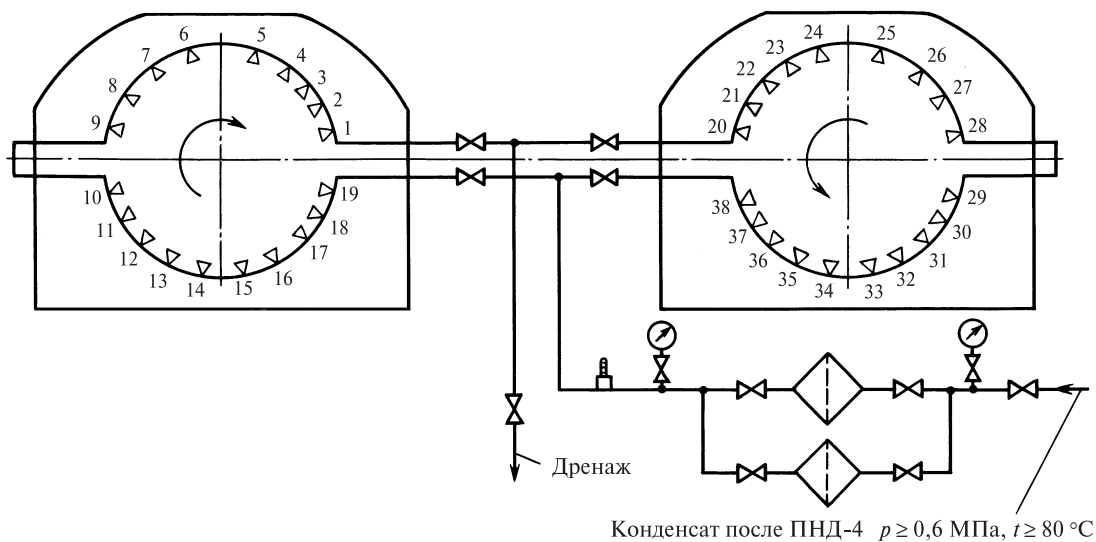


Рис. 11.31. Схема охлаждения выходного патрубка турбины Т-185/220-12,8

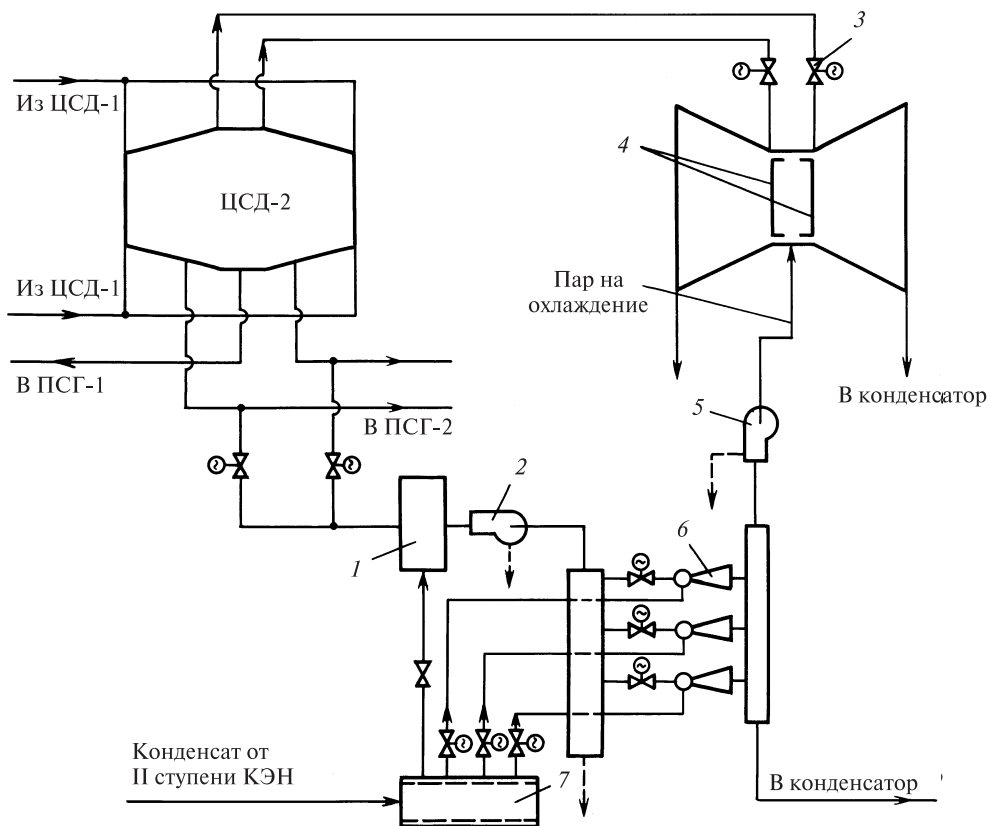


Рис. 11.32. Принципиальная схема штатной системы охлаждения ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ для работы по тепловому графику
 1 — блок увлажнителей; 2, 5 — сепараторы I и II ступеней; 3 — ресиверные задвижки; 4 — регулирующие диафрагмы; 6 — пароохладители; 7 — щелевой фильтр

11.7.2. Работа турбины по электрическому графику

Работа турбины по электрическому графику означает, что электрическая мощность турбины и тепловая нагрузка сетевых подогревателей изменяются независимо. Конечно, хотелось бы, чтобы при любой электрической нагрузке можно было получить любую тепловую нагрузку и наоборот. Однако, поскольку теплофикационный поток пара вырабатывает электрическую мощность, то, хотя тепловая и электрическая мощности являются независимыми параметрами, диапазон возможного изменения каждого из них при фиксированном значении другого параметра оказывается ограниченным.

Будем для краткости в настоящем разделе частью высокого давления (ЧВД) условно называть часть турбины от регулирующих клапанов ЦВД до камеры нижнего теплофикационного отбора (хотя эта «часть» может состоять, как, например, в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ из трех цилиндров). Соответственно ЧНД — это «часть» турбины от ее регулирующих органов (клапанов или диафрагмы) до конденсатора (хотя это может быть отдельный двухпоточный цилиндр).

Работа теплофикационной турбины по электрическому графику отличается от работы по тепловому графику прежде всего наличием существенного расхода пара через ЧНД. Уже одно это существенно облегчает условия работы ЧНД, поскольку проблема нагрева проточной части ЧНД и выходного патрубка отсутствует.

Для того чтобы понять, как работает теплофикационная турбина в рассматриваемом случае, следует усвоить, что часть турбины от регулирующих клапанов ЧВД до регулирующих органов ЧНД и часть турбины от регулирующих органов ЧНД до конденсатора — это как бы две самостоятельные турбины.

Первая из этих «турбин» — это турбина с противодавлением с заданным конечным давлением p_T , определяемым температурой сетевой воды после СП, и расходом пара G_0 , равным сумме теплофикационного расхода G_T , идущего в сетевые подогреватели, и конденсационного расхода G_K , идущего в ЧНД.

Вторая «турбина» — это конденсационная турбина, состоящая из нескольких ступеней, имеющая собственные органы регулирования расхода пара, (клапаны или поворотную диафрагму) и работающая при скользящих начальных параметрах — давлении p_T и температуре t_T в отборе, которые в свою

очередь определяются работой теплофикационной установки и процессом расширения пара в турбине до регулирующих органов ЧНД.

Общим у этих двух «турбин» является то, что конечные параметры «турбины с противодавлением» совпадают с начальными параметрами «конденсационной турбины».

Если зафиксировать некоторую тепловую нагрузку Q_T , т.е. давление в регулируемом отборе и расходы пара в отборы G_T , то тем самым будет зафиксирован процесс расширения пара в турбине и теплоперепады обеих рассматриваемых «турбин». Следовательно, изменить мощность каждой из «турбин» можно только путем изменения расхода через них, причем разность расходов через «турбину с противодавлением» и через «конденсационную турбину» ($G_0 - G_K$) должна оставаться постоянной, так как расходы пара в отборы неизменны.

Таким образом, *изменять электрическую нагрузку теплофикационной турбины при заданной тепловой нагрузке можно только в той мере, в какой можно изменить расход пара через турбину G_0 и в ЧНД G_K , причем эти расходы увязаны соотношением $G_T = G_0 - G_K$.*

Последнее ограничение очень существенно. Оно означает, что при заданных p_T и t_T ЧНД может пропустить только вполне определенный расход G_K и при фиксированном G_T расход пара не может быть больше, чем $(G_T + G_K)$; следовательно, и электрическая мощность будет ограничена. Точно также, если по каким-то причинам ограничена пропускная способность ЧВД, то при фиксированном расходе G_T не может быть реализована пропускная способность ЧНД.

Минимальная электрическая мощность теплофикационной турбины при заданной теплофикационной нагрузке достигается при полностью закрытых регулирующих органах ЧНД, т.е. в режиме, совпадающем с режимом работы по тепловому графику. При этом конденсационный расход равен нулю, а теплофикационный расход совпадает с суммарным расходом и определяется только тепловой нагрузкой.

Увеличить мощность теплофикационной паровой турбины при фиксированной тепловой нагрузке можно только путем увеличения конденсационного пропуска пара. Следовательно, если по каким-то причинам этого сделать нельзя, то и увеличить мощность тоже невозможно. Для ЧНД таким режимом является режим полного открытия регулирую-

ших органов ЧНД. Действительно, когда они откроются полностью, то давление перед проточной частью ЧНД сравняется с давлением в камере отбора, и увеличить расход G_k через ЧНД невозможно. А так как G_T постоянен, то расход на турбину $G_0 = G_k + G_T$ вполне определен, и тогда вполне конкретна и электрическая мощность турбоагрегата.

Может быть и по-другому, когда пропускная способность ЧНД достаточна, но сумма возможного конденсационного расхода и отбора превосходит производительность котла, например, при блочной компоновке котла и турбины.

Реализуемый вариант зависит от того, как спроектированы ЧВД и ЧНД турбины. Например, турбины ТМЗ мощностью 100 МВт и менее спроектированы так, что пропускная способность ЧВД при работе по тепловому графику выше, чем пропускная способность ЧНД при работе в конденсационном режиме. Поэтому максимальную мощность от такой турбины получают не на конденсационном режиме, а на режиме с максимальным расходом пара через ЧВД, равным максимальному расходу при чисто теплофикационном режиме.

Пример 11.19. На рис. 11.33 показана диаграмма перегрузки турбины Т-55/60-12,8 ТМЗ, иллюстрирующая возможные режимы работы турбины при мощности больше номинальной.

Номинальная мощность 55 МВт (точка 0) может быть получена при отсутствии расхода пара в отопительный отбор ($G_T = 0$ и $Q_T = 0$). Турбина будет работать в конденсационном режиме, но для получения мощности 55 МВт необходимо полностью открыть клапаны ЧНД и поддерживать давление в верхнем теплофикационном отборе (и соответствующее давление перед ЧНД) $p_T = 0,16$ МПа. При этом часть регулирующих клапанов ЧВД будет закрыта.

Увеличить электрическую мощность турбины при сохранении той же температуры нагрева сетевой воды ($p_T = 0,16$ МПа) возможно открытием регулирующих клапанов ЧВД, и при этом весь дополнительный поток пара будет проходить через ЧВД в отбор, вырабатывая дополнительную мощность и увеличивая тепловую нагрузку. Этот процесс изображен на рис. 11.33 линией OA . Однако увеличение мощности не может быть беспредельным. Оно заканчивается в точке N , в которой мощность электрогенератора достигает максимально допустимого значения. Таким образом, турбину можно перегрузить на 10 МВт по отношению к номинальной мощности 55 МВт, однако при этом в теплофикационные отборы необходимо как минимум отпустить тепла около 18 Гкал/ч.

Но номинальную мощность 55 МВт при том же давлении в отборе $p_T = 0,16$ МПа возможно получить по-другому:

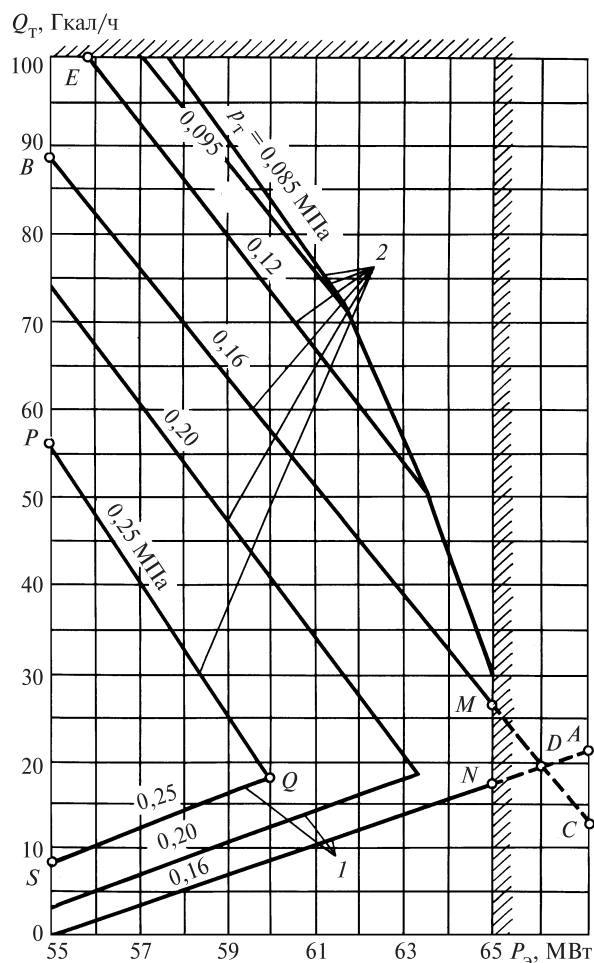


Рис. 11.33. Области допустимых режимов турбины Т-55/65-12,8 ТМЗ при нагрузках, больше номинальной

l — линии, соответствующие минимально необходимым регулируемым отборам пара; 2 — линии, соответствующие максимально возможному пропуску пара через ЧВД

му: можно полностью открыть регулирующие клапаны ЧВД и обеспечить максимально возможный расход пара через ЧВД (при давлении в камере отбора $p_T = 0,16$ МПа). Тогда тепловая нагрузка составит 88 Гкал/ч (точка B). Конечно, при этом регулирующая диафрагма будет существенно ограничивать пропуск пара в ЧНД. Для увеличения электрической мощности следует приоткрыть регулируемую диафрагму и увеличить расход G_k и мощность ЧНД. Но увеличить G_k можно только уменьшением расхода пара G_T в теплофикационные отборы, так как расход через ЧВД уже достиг максимально возможного значения; следовательно, увеличение мощности турбины при постоянном и максимально возможном расходе пара $G_0 = G_T + G_k$ будет только при снижении расхода G_T в отбор. Линия BC на рис. 11.33 отражает этот процесс. Он закончит-

ся в точке M , где достигается максимально допустимая мощность электрогенератора. Если бы не было ограничений со стороны генератора, то линии OA и BC пересеклись бы в точке D (электрическая мощность 66 МВт, тепловая нагрузка 20 Гкал/ч), т.е. при давлении в ВТО $p_T = 0,16$ МПа достигается максимальная мощность при полностью открытых регулирующих клапанах ЧВД и регулирующей диафрагме ЧНД, и это возможно только при вполне определенной тепловой нагрузке.

Область $ONMBA$ дает область возможной электрической перегрузки турбины при фиксированном давлении p_T , т.е. температуре сетевой воды на выходе из сетевого подогревателя. При номинальной электрической мощности 55 МВт тепловую нагрузку возможно изменять от нуля до 88 Гкал/ч, а при максимально возможной электрической нагрузке 65 МВт она изменяется от 18 до 26 Гкал/ч (соответственно точки N и M).

Если при номинальной нагрузке 55 МВт потребуется перейти на большую температуру нагрева сетевой воды, например, соответствующую давлению $p_T = 0,25$ МПа (напомним, что регулирующая диафрагма ЧНД полностью открыта), то для компенсации уменьшения теплоперепада ЧВД потребуется увеличение расхода свежего пара и расхода в отбор. Поэтому номинальная мощность 55 МВт при $p_T = 0,25$ МПа может быть получена при тепловой нагрузке как минимум 8 Гкал/ч (точка S на рис. 11.33). При повышении p_T до 0,25 МПа пропускная возможность ЧВД снизится и соответственно снизится та максимальная отопительная нагрузка, которую можно получить при электрической нагрузке 55 МВт (точка P на рис. 11.33). Для давления $p_T = 0,25$ МПа получить электрическую мощность более 60 МВт (точка Q) от теплофикационной турбины невозможно.

При снижении давления p_T в регулируемых отборах область допустимых тепловых нагрузок при выбранной электрической нагрузке расширяется, однако при этом становится важным другой ограничивающий фактор — допускаемая тепловая нагрузка на сетевые подогреватели, которая для турбины Т-50/60-12,8 ТМЗ составляет 100 Гкал/ч. Если, например, давление в регулируемом отборе (см. рис. 11.33) $p_T = 0,12$ МПа и требуется получить максимальную тепловую нагрузку, то это возможно только при электрической мощности около 56 МВт (точка E).

Аналогичная диаграмма перегрузки для турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ приведена на рис. 11.34 с той лишь разницей, что в качестве параметра принято не давление в отборе p_T , а температура за сетевыми подогревателями $t_{с.в.}$.

Мощные теплофикационные турбины (больше 100 МВт) обычно проектируют так, чтобы пропускная способность ЦНД на конденсационном режиме была не меньше, чем пропускная способность ЦВД

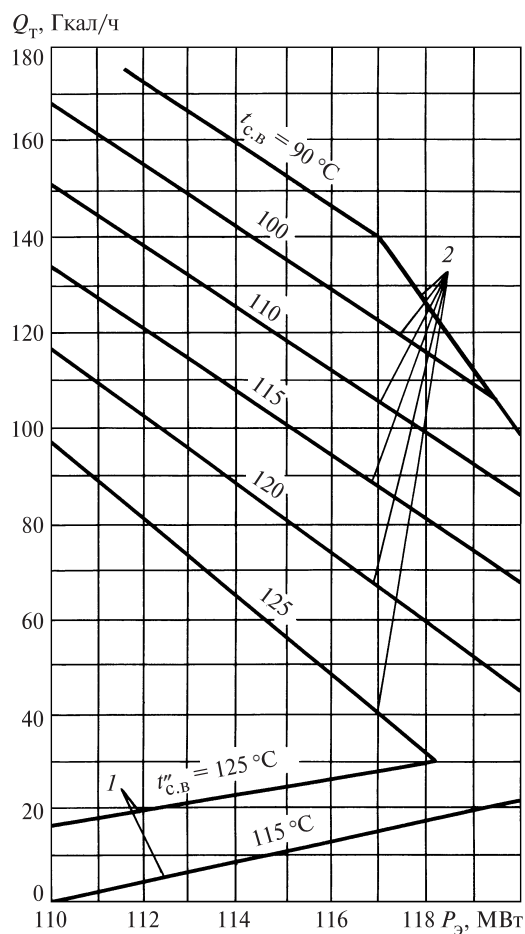


Рис. 11.34. Области допустимых режимов турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ при нагрузках, больше номинальной

в режиме максимального расхода при работе по тепловому графику. Это означает, что, например, для турбин Т-250/300-23,5 весь расход пара G_T , идущий на номинальном режиме в подогреватели, можно направить в ЧНД и получить дополнительную электрическую мощность 50 МВт.

При работе по электрическому графику определяющим фактором в экономичности, как отмечалось выше, является соотношение мощностей, вырабатываемых теплофикационным и конденсационным потоками пара. На рис. 11.35 для турбины Т-100-12,8 для давления в верхнем теплофикационном отборе $p_T = 0,12$ МПа показана зависимость удельного расхода тепла q_3 на выработку электроэнергии от относительных значений теплового отбора $\bar{Q}_T = Q_T/Q_{T,ном}$ и относительной электрической

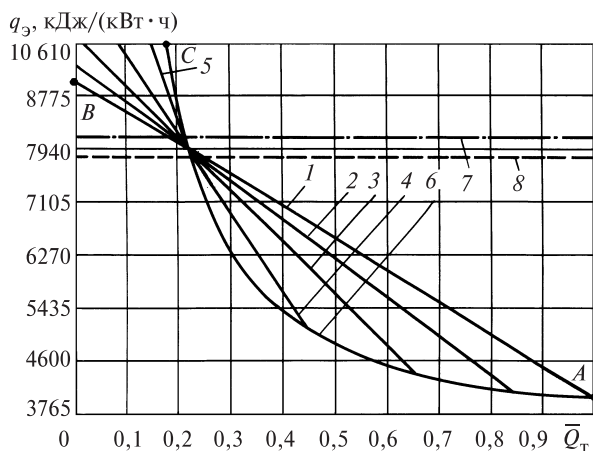


Рис. 11.35. Зависимость удельного расхода тепла на выработку электроэнергии для турбины Т-100-12,8 ТМЗ от относительных тепловой и электрической нагрузок

1 — $\bar{P}_3 = 1$; 2 — $\bar{P}_3 = 0,8$; 3 — $\bar{P}_3 = 0,6$; 4 — $\bar{P}_3 = 0,4$;
5 — $\bar{P}_3 = 0,2$; 6 — режим работы по тепловому графику; 7 — турбина К-210-90 ЛМЗ ($q_3 = 8045$ кДж/(кВт·ч)); 8 — турбина К-300-12,8 ЛМЗ [$q_3 = 7710$ кДж/(кВт·ч)]

мощности $\bar{P}_3 = P_3/P_{э,ном}$, где $Q_{т,ном}$ и $P_{э,ном}$ — номинальные тепловая и электрическая нагрузка.

Точка А соответствует номинальному режиму работы ($\bar{P}_3 = 1, \bar{Q}_T = 1$) и $q_3 \approx 4015$ кДж/(кВт·ч). Линия 1 отражает изменение q_3 при сохранении мощности неизменной ($\bar{P}_3 = 1$) и уменьшении расхода пара в теплофикационный отбор вплоть до нуля, т.е. достижения конденсационного режима при номинальной мощности (точка В). В этом случае q_3 возрастает до значения $q_3 = 8985$ кДж/кг, т.е. более чем вдвое по отношению к номинальному режиму с тепловой нагрузкой $\bar{Q}_T = 1$.

Линия АС соответствует режиму работы по тепловому графику. С уменьшением тепловой нагрузки удельный расход тепла на выработку электроэнергии увеличивается, сначала медленно, а затем все быстрее, главным образом вследствие роста потерь энергии с вентиляционным потоком пара в ЧНД и ростом относительных потерь в электрогенераторе и подшипниках.

При $\bar{Q}_T \approx 0,22$ линии 1 и 6 пересекаются и при $\bar{Q}_T < 0,22$ выгоднее переходить на режим с про-

пуском пара в конденсатор, чем работать по тепловому графику.

На этом же графике отмечены значения для удельных расходов тепла для ряда конденсационных турбоустановок. Видно, что практически всегда при $\bar{Q}_T > 0,3$ выработка электроэнергии теплофикационными турбоагрегатами более экономична, чем конденсационными. При этом, конечно, следует обязательно помнить, что это результат не большего совершенства теплофикационных турбоагрегатов или турбоустановок, а способа расчета экономичности, при котором объективно возникающая экономия топлива при комбинированной выработке электроэнергии и тепла относится на производство электроэнергии.

11.8. ЯВЛЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ТУРБИНЕ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Любые нестационарные режимы всегда связаны со снижением надежности и экономичности энергетического оборудования. Задача эксплуатационного персонала состоит в том, чтобы вести эти режимы в строгом соответствии с инструкцией, составленной на основе расчетов и опыта эксплуатации аналогичного оборудования, допуская лишь минимальное снижение надежности и небольшой перерасход топлива.

При изменении режима работы турбоустановки давления и температуры в проточной части турбины изменяются. Последствия этого при очень медленном изменении режимов рассмотрены выше. Ниже рассматриваются явления, возникающие при относительно быстром изменении параметров в проточной части турбины.

Быстрое изменение расхода пара и, следовательно, давления в проточной части опасно для турбоустановок, имеющих большие аккумулирующие емкости пара (например, промежуточный пароперегреватель). В этом случае осевые усилия, приложенные к различным роторам (например, ЦВД и ЦСД), изменяются во времени по-разному, и это приводит к появлению значительной неуравновешенной осевой силы.

К еще большим последствиям приводит изменение температуры в проточной части.

Основным следствием изменения температуры является возникновение в деталях турбин и других элементах турбоустановки нестационарного распределения температур — нестационарных температурных полей. В свою очередь это приводит к двум явлениям.

Во-первых, детали турбины «в среднем» прогреваются по-разному. Это приводит к тому, что их тепловое расширение оказывается различным в различные моменты времени, и поэтому возникает опасность задеваний вращающихся деталей о неподвижные, освобождения отдельных деталей на валу, затруднения свободного теплового расширения одних деталей относительно других.

Во-вторых, в деталях вследствие неравномерного прогрева возникают температурные напряжения, приводящие при их циклическом повторении к трещинам малоциклового усталости.

При нестационарных режимах наиболее важными являются следующие взаимные деформации деталей:

- 1) продольное расширение или сокращение ротора относительно статора;
- 2) тепловой изгиб ротора;
- 3) деформация корпуса вследствие несимметричного прогрева.

При быстром повышении температуры пара ротор турбины нагревается быстрее, чем корпус, поскольку его масса меньше, а поверхность и интенсивность теплообмена с паром значительно больше. Поэтому ротор расширяется быстрее статора, и это вызывает опасность осевых задеваний в проточной части. При подаче в турбину пара с температурой более низкой, чем температура ее деталей, происходит сокращение ротора относительно статора. Это явление еще более опасно, чем относительное расширение ротора, поскольку осевые зазоры между рабочим диском и предшествующей по ходу пара диафрагмой всегда меньше, чем между диском и стоящей за ним диафрагмой.

Тепловой изгиб ротора возникает при его неосесимметричном прогреве. Перед пуском конденсационной турбины в ней создается вакуум с помощью эжектора. Для этого на уплотнения турбины подается пар, а из внутренней полости турбины отсасывается паровоздушная смесь. Подвод уплотняющего пара к ротору осуществляется не по всей окружности в месте подвода, а по его части, и если подать пар на неподвижный ротор, он будет нагре-

ваться по окружности неравномерно. Возникнет тепловой изгиб ротора. Поэтому в процессе всего пуска, пока в турбину не поступает пар от регулирующих клапанов, ротор турбины вращается валоповоротным устройством.

При частичной нагрузке турбины в камере регулирующей ступени температура пара, прошедшего через полностью и частично открытые клапаны, будет различной, температура за дугой подвода пара, питаемой от частично открытого клапана, будет большей из-за дросселирования пара в клапане.

Неравномерный нагрев корпуса турбины по окружности приводит к его изгибу вследствие того, что более нагретые образующие корпуса расширяются сильнее, чем менее нагретые.

Первые испытания турбины Т-100-12,8 ТМЗ показали, что при нагрузке примерно 30—45 МВт разность температур между верхом и низом корпуса ЦВД составляла 70—80 °С. При этом корпус изгибался осью вверх со стрелой прогиба 0,7—0,8 мм. Одной из причин такого прогиба оказалось сильное дросселирование пара в частично открытом клапане (с 3,3 до 0,3 МПа), вследствие чего разность температур составила 88 °С; другой причиной были неудовлетворительные условия для окружной циркуляции пара в камере регулирующей ступени. В результате принятых мер удалось уменьшить разность температур верха и низа корпуса до 10 °С.

Ориентировочные оценки показывают, что каждые 10 °С разности температур верха и низа создают прогиб корпуса вверх примерно на 0,13—0,15 мм. Поэтому каждый турбинный завод оговаривает ту предельную разность температур верха и низа корпуса, при которой разрешаются пуск и эксплуатация турбины. При больших разностях возникает опасность задеваний между ротором и гребешками уплотнений, расположенными в нижних частях диафрагм. Обычно допускаемая разность температур составляет 25—35 °С. Такой же выгиб корпуса турбины может произойти из-за неодинакового нагрева фланцев: при более нагретых верхних фланцах корпус изгибается стрелой вверх. Если левый фланец корпуса турбины нагрет сильнее, чем правый, то он прогнется стрелой наружу, а правый — внутрь по отношению к оси турбины.

На одной из турбин ПТ-60-12,8 ЛМЗ вследствие несимметричного обогрева нижний фланец нагревался сильнее верхнего на 30 °С, в результате чего

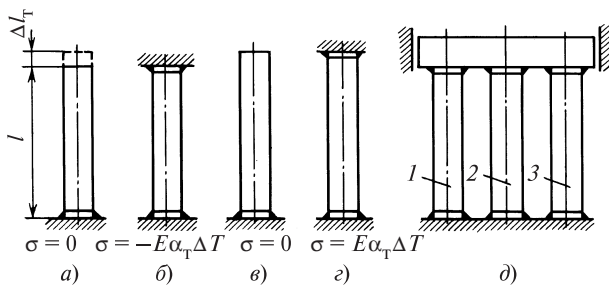


Рис. 11.36. Возникновение температурных напряжений в стержне, зажатом между жесткими плитами

радиальные зазоры в проточной части уменьшались на 0,6 мм. При отладке турбины Т-100-12,8 ТМЗ возникла разница температур фланцев в 60 °С.

При неравномерном прогреве отдельной детали и отсутствии свободы тепловых расширений в ней возникают температурные напряжения. Процесс их возникновения можно понять из рис. 11.36. Если некоторый стержень длиной l , имеющий температуру T_0 , нагреть дополнительно на величину ΔT , то, он удлинится на величину $\Delta l_T = \alpha_T l \Delta T$ (рис. 11.36, а), но никаких напряжений в нем не возникнет. Если, однако, перед нагревом стержень закрепить между двумя жесткими плитами (рис. 11.36, б), то он не сможет расширяться, и в каждом его сечении возникнет деформация сжатия, которая равна

$$\varepsilon_T = \Delta l_T / l = -\alpha_T \Delta T,$$

и в соответствии с законом Гука появятся температурные напряжения сжатия

$$\sigma = -E \alpha_T \Delta T. \quad (11.7)$$

Если тот же свободный стержень нагреть до температуры $T = T_0 + \Delta T$ (рис. 11.36, в), затем зажать между двумя жесткими плитами и после этого охладить до температуры $T = T_0$ (рис. 11.36, з), то он будет стремиться сократиться. Жесткие плиты не дадут ему сделать это, и стержень окажется растянутым на величину Δl_T . Поэтому возникнут напряжения растяжения

$$\sigma = E \alpha_T \Delta T.$$

На рис. 11.36, д показана конструкция из трех стержней, закрепленных на общем жестком основании и связанных единой жесткой плитой, которая может перемещаться только в вертикальном направлении. Если теперь стержень 1 нагреть на ΔT , то в

нем возникнут напряжения сжатия, поскольку холодные стержни 2 и 3 не дадут ему свободно переместиться вверх верхнюю плиту. В холодных стержнях также возникнут напряжения, но это уже будут напряжения растяжения, создаваемые расширяющимся стержнем 1.

Аналогичные явления возникают и в деталях турбины: корпусе, роторе и т.д. Действительно, отдельные зоны детали стремятся расширяться в соответствии со своей температурой, однако поскольку все зоны детали связаны в единое целое, то это невозможно. Деталь в целом расширяется в соответствии со своей средней температурой. Поэтому в зонах детали, имеющих более высокую температуру, чем средняя, возникают сжимающие напряжения. Наоборот, в элементах, имеющих температуру более низкую, чем средняя, возникают напряжения растяжения.

Следует запомнить, что температурные напряжения в любой точке детали пропорциональны разности температуры в этой точке и средней температуры детали. Поэтому, если поверхность детали нагревается быстро, а сама деталь не успевает прогреться (т.е. ее средняя температура остается низкой), возникают высокие температурные напряжения. Наоборот, если температура поверхности детали изменяется медленно и мало отличается от средней температуры, возникающие температурные напряжения будут небольшими.

Пример 11.20. Определить температурные напряжения в стержнях конструкции, приведенной на рис. 11.36, д, если температуры стержней соответственно равны: $T_1 = 550$ °С; $T_2 = 150$ °С; $T_3 = 150$ °С, а стержни выполнены из стали 20МФЛ.

Из табл. 3.3 находим: $E = 170\,000$ МПа, $\alpha_T = 13,6 \cdot 10^{-6}$ 1/К. Средняя температура стержней равна

$$T_{cp} = (550 + 150 + 150) / 3 = 283,3 \text{ °С.}$$

Температурные напряжения в стержне 1 можно подсчитать по формуле (11.7):

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= -E \alpha_T (T_1 - T_{cp}) = -170\,000 \cdot 13,6 \cdot 10^{-6} \times \\ &\times (550 - 283,3) = -616,6 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Совершенно аналогично для стержней 2 и 3 получим: $\sigma_2 = \sigma_3 = 308,1$ МПа.

Из этого примера ясно, что возникающие температурные напряжения зависят от характера распределения температуры в детали. В большинстве

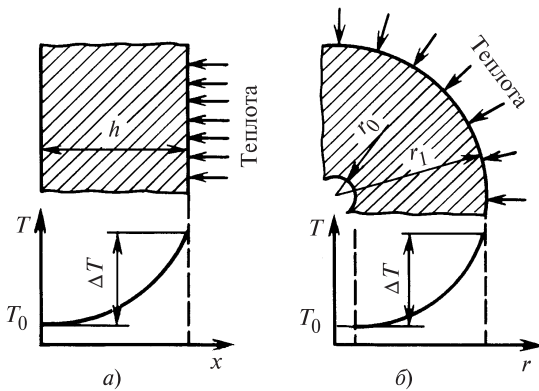


Рис. 11.37. Распределение температур в стенке корпуса (а) и в сечении ротора (б) турбины

случаев распределение температуры в детали имеет параболический характер. Например, температурные поля в обогреваемой стенке (рис. 11.37, а) описываются простым соотношением

$$T = T_0 + \Delta T (x/h)^q, \quad (11.8)$$

где q — показатель параболы, а в сечении ротора (рис. 11.37, б) — соотношением

$$T = T_0 + \Delta T [(r - r_0)/(r_1 - r_0)]^q. \quad (11.9)$$

В большинстве случаев $q = 2-4$. Наибольшие напряжения возникают на обогреваемой поверхности, где температура на ΔT больше, чем температура на необогреваемой поверхности. Можно получить, что на обогреваемой поверхности пластины действуют напряжения

$$\sigma = -\frac{q}{q+1} \frac{\alpha_T E}{1-\mu} \Delta T, \quad (11.10)$$

а на внешней поверхности ротора (при малом значении r_0 по сравнению r_1)

$$\sigma = -\frac{q}{q+2} \frac{\alpha_T E}{1-\mu} \Delta T. \quad (11.11)$$

В последних соотношениях μ — коэффициент поперечного сужения (коэффициент Пуассона) — характеристика материала, указывающая, какую долю продольного удлинения составляет поперечное сужение. Для сталей $\mu \approx 0,3$.

Пример 11.21. Определить напряжения во фланце корпуса турбины, изготовленного из стали 20МФЛ, если распределение температуры по толщине подчиняется за-

кону кубической параболы ($q = 3$), а разность температур $\Delta T = 35$ °С.

Используя значения E и α_T из предыдущего примера и полагая значение коэффициента Пуассона $\mu = 0,3$, по формуле для плоской стенки получаем $\sigma = -86,7$ МПа.

Многочисленное повторение высоких температурных напряжений при каждом пуске, остановке или резком изменении нагрузки приводит к появлению в деталях трещин малоциклового усталости (см. гл. 17).

В некоторых случаях высокие температурные напряжения могут вызвать хрупкое разрушение детали (см. § 17.2).

Турбоустановка, кроме турбины, включает в себя и другие элементы, температура которых при нестационарных режимах быстро изменяется и в которых возникают высокие температурные напряжения. К ним относятся: корпуса регулирующих и стопорных клапанов, установленных вне турбины; корпуса задвижек на паропроводах; тройники; сами паропроводы. Если теплофикационная турбина входит в состав энергетического блока, то существенным температурным напряжениям подвергается барабан, если котел барабанный, или сепаратор, если котел прямоточный.

В результате довольно сложных расчетов и анализа температурных напряжений, проводимых научно-исследовательскими институтами, натурных экспериментов, экспериментов на моделях, а также с учетом опыта эксплуатации устанавливаются критерии безопасного пуска. В большинстве случаев это разности температур ΔT в характерных точках детали: по толщине стенки корпуса, по ширине фланца, между фланцем и шпилькой, между крышкой и корпусом стопорного клапана и т.д. В тех случаях, когда измерить и вывести на прибор такие разности затруднительно (например, между поверхностью ротора и его расточкой), задают предельно допустимые скорости изменения параметров пара, омывающего рассматриваемую деталь.

Общее правило, обеспечивающее безопасные температурные напряжения, состоит в том, что температура среды, омывающей деталь, не должна существенно отличаться от температуры поверхности детали. При этом предпочтительнее иметь температуру пара большей, чем температуру детали. Вызвано это тем, что при охлаждении детали в ней

возникают температурные напряжения растяжения, которые более опасны, чем напряжения сжатия.

При нестационарных режимах затраты топлива на производство электроэнергии всегда оказываются повышенными. Особенно велики потери теплоты при пусках энергоблоков. При подготовительных операциях к пуску производятся деаэрация питательной воды, набор вакуума в конденсаторе, промывка трубной системы котла, его растопка и доведение параметров за ним до необходимых, приведение ротора турбины во вращение, разгон турбины до номинальной частоты и включение турбогенератора в сеть. На всех этих этапах, суммарная длительность которых может достигать несколько часов, затрачивается большое количество топлива и электроэнергии для привода вспомогательных механизмов, а выработки полезной электроэнергии не происходит.

При нагружении турбины (этот период также может длиться несколько часов) турбина работает в нерасчетном режиме по пропуску пара, начальным параметрам и конечному давлению и потому имеет сниженную экономичность.

Разница в расходах топлива, затраченного на пуск и нагружение установки, и топлива, эквивалентного выработанной в сеть электроэнергии, называется пусковой потерей топлива. Пусковые потери тем выше, чем больше время предварительного простоя и выше начальные параметры энергоблока.

Для уменьшения пусковых потерь топлива пусковая схема турбоустановки выполняется так, чтобы по возможности использовать теплоту, вырабатываемую в котле, но не используемую в турбине, однако существенного уменьшения пусковых потерь топлива добиться таким способом невозможно.

Наиболее радикальным способом уменьшения пусковых потерь является ускорение пуска. Однако при чрезмерно быстрых пусках в турбине возникают явления, угрожающие ее надежной работе.

Контрольные вопросы

- Какие основные требования предъявляются к эксплуатации ПТУ? Почему обеспечению надежности работы оборудования необходимо придавать первейшее значение?
- Назовите основные показатели надежности паровых турбин, регламентированные ГОСТ, и их значения.
- В чем состоит отличие конденсационных режимов от теплофикационных? В чем отличие работы по тепловому графику от работы по электрическому графику?
- В чем состоит принципиальное отличие стационарных режимов от нестационарных?
- Перечислите специфические стационарные режимы для теплофикационных турбин и назовите их главные особенности.
- Перечислите основные нестационарные режимы турбоустановки.
- Назовите узлы и детали турбины, на надежность которых следует обращать внимание в первую очередь при работе турбины с изменяющимся пропуском пара.
- Расход пара на номинальном режиме через группу ступеней $G = 125$ кг/с. Давление перед ней $p_{00} = 9$ МПа, за ней $p_{20} = 3$ МПа. Определите расход пара при уменьшении давления перед группой и за ней на 0,3 МПа при неизменных температурах в проточной части.
- Как изменяются теплоперепады отдельных ступеней отсека при увеличении через него расхода пара?
- В чем особенности работы промежуточного отсека турбины с двухступенчатым нагревом сетевой воды?
- Почему при отключении регенеративных подогревателей необходимо снижать нагрузку турбины?
- Какой режим является самым опасным для рабочих лопаток последней ступени при работе теплофикационной турбины в конденсационном режиме?
- Какой режим является самым опасным для рабочих лопаток регулирующей ступени?
- Почему при регулировании нагрузки блочных турбин начальным скользящим давлением повышается надежность их работы?
- Назовите экономические преимущества режима скользящего давления для энергоблоков с промперегревом.
- Можно ли использовать режим скользящего давления для ТЭЦ с неблочной компоновкой турбоагрегатов?
- Какими путями получают диаграммы режимов турбоагрегатов?
- Для каких режимов получают диаграммы для теплофикационной турбины с двухступенчатым нагревом сетевой воды?
- Какие параметры связывает между собой диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара?
- Пользуясь диаграммой режимов на рис. 11.15, определите расход свежего пара, если при мощности 40 МВт отпускается в отбор 30 кг/с пара.

21. Назовите все отрицательные последствия повышения и понижения температуры пара перед турбиной.
22. Назовите все отрицательные последствия повышения и понижения температуры пара перед ЦСД, если турбина имеет промежуточный перегрев пара.
23. В чем отрицательные последствия повышения давления в конденсаторе турбины?
24. Для чего служат нормативные характеристики конденсатора?
25. Какие режимы наиболее опасны для предотборных ступеней теплофикационной турбины? Какие ограничительные меры обеспечивают безопасную работу?
26. В чем главная особенность работы ЦНД в малорасходных режимах? Какой основной параметр определяет работу ЦНД в малорасходном режиме?
27. Каковы основные опасности, которые возникают при разогреве проточной части и выходного патрубка ЦНД при работе в малорасходных режимах?
28. Какая главная конструктивная особенность турбины определяет разогрев ЦНД при работе в малорасходных режимах?
29. Какие главные режимные параметры определяют разогрев проточной части ЦНД в малорасходных режимах?
30. Как влияет давление отбора на разогрев проточной части при работе ЦНД в малорасходных режимах?
31. Назовите меры, с помощью которых можно обеспечить безопасную работу турбины с малыми расходами пара через ЦВД.
32. С какой целью используются охлаждающие устройства ЦНД?
33. Почему нельзя обеспечить работу теплофикационной турбины при любой мощности при работе по электрическому графику и наличию отборов пара для нагрева сетевой воды?
34. Какие основные явления, угрожающие длительной безопасной работе, возникают в турбине при нестационарных режимах?

Глава двенадцатая

ОБСЛУЖИВАНИЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН И ТУРБОУСТАНОВОК ПРИ НОРМАЛЬНОЙ РАБОТЕ

12.1. ЗАДАЧИ ОБСЛУЖИВАНИЯ

Эксплуатация теплофикационной паротурбинной установки в общем случае состоит из пуска, работы с электрической и тепловой нагрузкой (нормальной работы) и остановки. Наиболее простой является работа при постоянной нагрузке (номинальной или частичной). Поэтому изучение обслуживания турбины и ПТУ целесообразно начать именно с этого этапа, несмотря на то, что ему предшествует пуск. Многие операции, выполняемые при нормальной работе установки, выполняются почти без изменения и на других этапах эксплуатации.

Основной задачей персонала, обслуживающего турбоустановку, при нормальной работе является *обеспечение заданной электрической и тепловой мощности при полной гарантии надежной работы и максимально возможной экономичности.*

Нормальная эксплуатация турбины немыслима без тщательного ухода и регулярных проверок систем защиты и регулирования. Постоянное наблюдение за системой регулирования на современных электростанциях возлагается на вахтенный персонал и инженера, ответственного за работу системы регулирования.

Внимательный осмотр доступных узлов систем регулирования и защиты, сравнение текущих показаний приборов с предшествующими, пытливые отношения ко всем «непривычным» отклонениям на работающей турбине, выполнение всех операций и проверок, предусмотренных инструкциями по эксплуатации, позволяют надежно эксплуатировать систему регулирования и, следовательно, турбину.

12.2. ОБСЛУЖИВАНИЕ СИСТЕМ ЗАЩИТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

12.2.1. Текущее обслуживание системы регулирования

Обслуживание систем защиты и регулирования осуществляется на основе инструкций по эксплуа-

тации, составленных с учетом требований заводоизготовителей турбин, правил технической эксплуатации и методических указаний по проверке и испытаниям систем регулирования и защиты.

Системы регулирования теплофикационных турбин отличаются существенным конструктивным разнообразием, поэтому нет возможности рассмотреть все вопросы, связанные с их текущим обслуживанием. Ниже рассматриваются только положения, общие для обслуживания большинства турбин.

1. Особое внимание при осмотрах должно уделяться всем потенциальным источникам утечек масла для исключения возможности возникновения пожара.

2. Необходимо внимательно следить за положением гаек, стопорных деталей и другого крепежа на штоках, золотниках, органах парораспределения и т.д., поскольку эти детали работают в условиях вибрации, вызывающей их отвинчивание и нарушение работы. Необходимо следить за механическим состоянием всех доступных узлов: кулачковых механизмов, его вала, подшипников, пружин и т.д.

3. Особое внимание следует обращать на колебания регулирующих органов, которые могут вызвать обрыв приводных штоков вследствие усталости.

4. Необходимо следить за изменениями давлений и пульсациями в основных маслопроводах систем регулирования и защиты: в линии подачи масла на смазку, в импульсных линиях, линиях защиты и полостях сервомоторов. Изменение этих давлений в непредусмотренных пределах свидетельствует о каких-то ненормальностях в системе регулирования, маслоснабжения или парораспределения: о неплотности клапанов, уплотнений поршней и штоков сервомоторов, засорении регулировочных шайб и т.д. Пульсации золотников вызываются ненормальной работой импеллера, загрязнением маслопроводов, попаданием твердых частиц между золотниками и буксами, повышенным содержанием воздуха в масле и другими причинами.

12.2.2. Проверка плотности стопорных, регулирующих и обратных клапанов

В первую очередь внимание обслуживающего персонала должно быть уделено исключению возможности разгона турбины при отключениях электрического генератора от сети. Для этого прежде всего *должна быть обеспечена достаточная плотность стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом пара) и обратных клапанов на трубопроводах регулируемых и нерегулируемых отборов.*

Абсолютную плотность клапанов ЦВД и ЦСД в условиях длительной эксплуатации обеспечить невозможно из-за различных тепловых расширений клапана и седла, из-за эрозионного износа этих деталей и по другим причинам. Поэтому ПТЭ допускается небольшая неплотность клапанов: *при номинальном давлении перед стопорными или регулирующими клапанами пропуск пара не должен вызывать вращения турбины с частотой, превышающей половину номинальной.*

Проверка плотности клапанов выполняется при остановке турбины при номинальном давлении в конденсаторе, для того чтобы силы сопротивления вращению ротора были одинаковыми. После снятия нагрузки и отключения генератора от сети частота вращения ротора уменьшается. Для проверки плотности регулирующих клапанов их необходимо закрыть и открыть стопорные клапаны, подняв давление перед регулируемыми клапанами до номинального. Из-за пропуска пара через их неплотности турбина выйдет на некоторую устойчивую частоту вращения, которую и следует сравнить с номинальной.

Аналогичным образом производится проверка плотности и стопорных клапанов, при этом регулирующие клапаны должны быть полностью открыты.

Для турбин с промежуточным перегревом пара осуществляются отдельные проверки каждой из групп клапанов: стопорных клапанов ЦВД, регулирующих клапанов ЦВД, стопорных клапанов ЦСД и регулирующих клапанов ЦСД. Для таких турбин возможна проверка и при пуске турбины на скользящих параметрах, когда давление перед турбиной меньше, чем номинальное.

Пример 12.1. На рис. 12.1 показана допустимая максимальная частота вращения для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при раздельной проверке плотности стопорных и регулирующих клапанов высокого давления. Видно, что при полном закрытии стопорных и полном открытии ре-

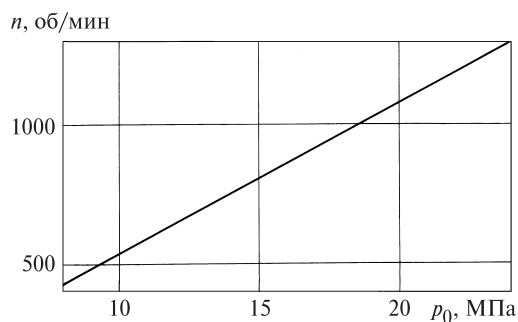


Рис. 12.1. Зависимость допустимой максимальной частоты вращения ротора турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ от начального давления пара при раздельной проверке стопорных или регулирующих клапанов

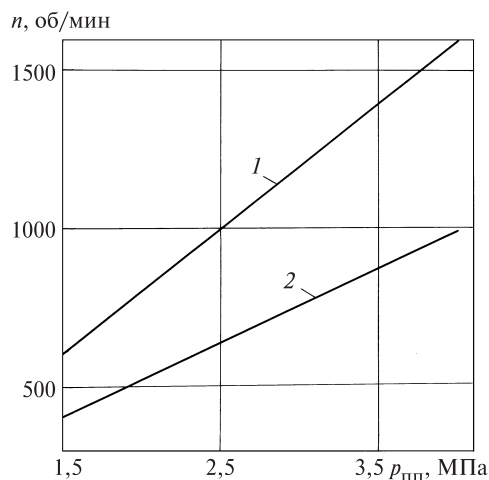


Рис. 12.2. Зависимость допустимой максимальной частоты вращения ротора турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ от давления перед закрытыми клапанами
1 — закрыты регулирующие клапаны ЦСД; 2 — закрыты стопорные клапаны ЦСД

гулирующих клапанов и, наоборот при изменении начального давления от 8 до 24 МПа допустимая частота вращения ротора изменяется от 430 до 1300 об/мин. При этой проверке давление в конденсаторе не должно превосходить 8 кПа.

Аналогичные графики приведены на рис. 12.2 для проверки плотности регулирующих и стопорных клапанов ЦСД.

Необходимо подчеркнуть, что хотя стопорные и регулирующие клапаны могут не быть абсолютно плотными, *их совместное закрытие должно обеспечить такую плотность, чтобы ротор турбины не вращался.*

Правила технической эксплуатации предусматривают проверку плотности регулирующих и сто-

порных клапанов не реже 1 раза в год. Кроме того, проверка обязательно проводится при пуске после монтажа, перед капитальным ремонтом турбины (для определения объема необходимых ремонтных работ по клапанам) и после ремонта (для определения качества ремонта), перед испытанием автомата безопасности путем повышения частоты вращения.

Появление значительной неплотности регулирующих и стопорных клапанов в период между проверками может быть установлено при анализе кривой выбега ротора турбины (см. § 14.3) после отключения генератора от сети и прекращения подачи пара в турбину. Удлинение времени выбега часто свидетельствует о неплотности клапанов. При появлении любых признаков снижения плотности клапанов необходимо провести их внеочередную проверку.

Кроме плотности регулирующих и стопорных клапанов, должна быть обеспечена плотность обратных клапанов, установленных на трубопроводах отборов.

Проверку плотности обратных клапанов, установленных на паропроводах регулируемых отборов теплофикационных турбин, работающих параллельно с другими турбинами на коллектор отбора, проводят путем плавного изменения давления перед закрытым клапаном, медленно открывая задвижку, установленную на паропроводе отбора вслед за обратным клапаном. Обычно при проверке плотности обратного клапана турбину разгоняют до частоты вращения примерно 33—35 1/с и затем при закрытом обратном клапане путем открытия задвижки повышают давление перед обратным клапаном до 0,2—0,3 МПа. Неизменность частоты вращения свидетельствует о плотности обратного клапана. Аналогичным образом может проверяться плотность и других обратных клапанов, если к ним можно подвести пар от какого-либо постороннего источника.

Кроме обратного клапана и задвижки, на паропроводе регулируемого отбора устанавливают предохранительные клапаны, препятствующие чрезмерному повышению давления в камере отбора. Плотность обратных клапанов и срабатывание предохранительных клапанов должны проверяться не реже 1 раза в год. Такую же проверку необходимо проводить перед каждым испытанием турбины на сброс нагрузки (см. п. 12.2.5).

12.2.3. Расхаживание клапанов

Плотность стопорных, регулирующих и обратных клапанов является совершенно необходимой, но недостаточной для предотвращения разгона тур-

бины при сбросе нагрузки, если с помощью регулирования нельзя перевести турбину в режим холостого хода. В этом случае необходимо мгновенное закрытие исполнительных органов системы защиты. Вместе с тем, в условиях нормальной эксплуатации эти органы работают в «стерегущем» режиме. Поэтому из-за отложений солей на штоках клапанов, температурных деформаций отдельных деталей клапана и по другим причинам в момент срабатывания при аварийном режиме может произойти заедание штока и задержка в закрытии клапана. Еще хуже, если клапан закроется не полностью или совсем не закроется.

Чтобы быть уверенным в постоянной работоспособности стопорных, регулирующих и обратных клапанов, их систематически расхаживают — подвергают принудительному перемещению на определенное расстояние, убеждаясь в плавности и легкости их смещения. Расхаживание производят при частичной или полной нагрузке в зависимости от конструкции паровпускных органов.

Для расхаживания современные турбины оборудуют специальными расхаживающими устройствами.

На рис. 12.3 показана принципиальная схема включения расхаживающих устройств для блока комбинированных стопорно-регулирующих клапанов со штоками, расположенными друг в друге. При открытии дросселя расхаживающего устройства 2 жидкость под давлением поступает в полость над главным золотником 1. Золотник смещается вниз, соединяя полость под поршнем сервомотора регулирующего клапана 3 со сливом; в результате происходит закрытие регулирующего клапана 7. Золотник 1 имеет два дополнительных дросселя. Поэтому при своем движении вниз он с помощью первого дросселя сначала отсекает линию защиты В (чтобы не закрыть другие стопорные клапаны), а затем вторым дросселем соединяет верхнюю полость золотника 8 сервомотора со сливом. В результате полость под поршнем сервомотора 5 стопорного клапана соединяется со сливом и происходит его закрытие.

Таким образом, в результате воздействия на расхаживающее устройство 2 происходит последовательное закрытие регулирующего, а затем и стопорного клапана. При вращении расхаживающего устройства в обратную сторону будут последовательно открываться сначала стопорный, а затем регулирующий клапаны.

Устройства описанного типа позволяют расхаживать клапаны на полный ход. Правила техниче-

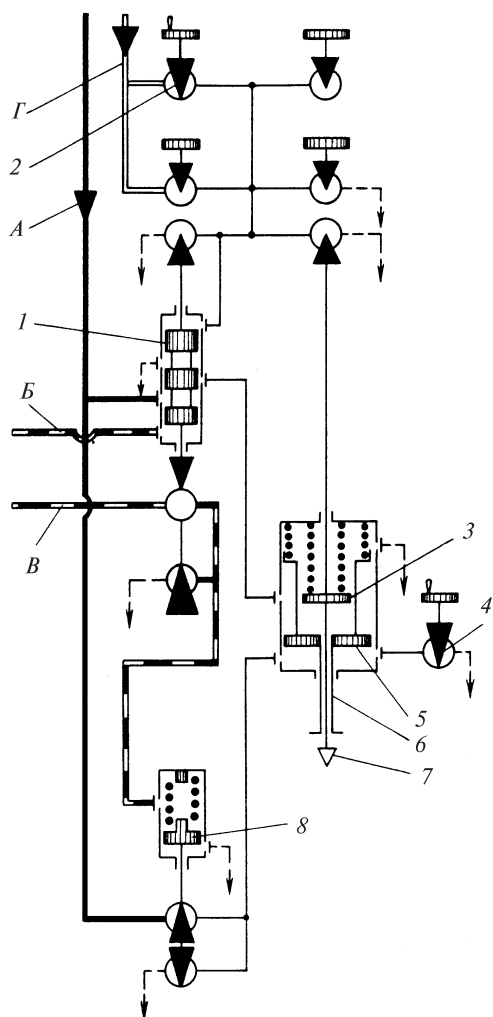


Рис. 12.3. Схема включения расхаживающих устройств

1 — золотник главного сервомотора; 2 — расхаживающее устройство (на полный ход) блока клапанов; 3 — главный сервомотор; 4 — расхаживающее устройство (на частичный ход); 5, 6 — сервомотор и шток стопорного клапана; 7 — регулирующий клапан; 8 — золотник сервомотора стопорного клапана; А — линия силовой жидкости; Б — импульсная линия регулирования; В — линия защиты; Г — линия постоянного давления 1,2 МПа

ской эксплуатации предусматривают полное расхаживание регулирующих и стопорных клапанов перед пуском турбины.

Для повышения надежности работы клапанов их обязательно подвергают *ежесуточному частичному расхаживанию в определенных небольших пределах*, зафиксированных в инструкциях по эксплуатации.

На схеме, представленной на рис. 12.3, частичное расхаживание штока стопорного клапана позволяет осуществить расхаживающее устройство 4.

При открытии его дросселя падает давление под поршнем 5 сервомотора и он опускается вниз; при этом он перекрывает отверстия для выхода масла в своей рубашке, подобранные так, чтобы смещение сервомотора было лишь частичным. В результате движение поршня прекращается. При закрытии дросселя стопорный клапан возвращается в прежнее открытое положение.

Необходимо подчеркнуть, что несоблюдение правил эксплуатации по расхаживанию клапанов на практике приводило к серьезным заеданиям в клапанах. Часто несоблюдение требований регуляторных расхаживаний мотивируют постоянной пульсацией клапанов. Однако при некоторых конструкциях клапанов при нарушениях связей между его деталями вибрирует только шток, а чашка клапана может оставаться неподвижной, свариваясь с прилегающими деталями. Поэтому расхаживания должны производиться в строгом соответствии с инструкцией по эксплуатации, с требуемой регулярностью и в пределах требуемого хода клапанов.

12.2.4. Проверка работы системы защиты

Стопорные, регулирующие и обратные клапаны являются исполнительными органами защиты, для успешной работы которой необходимо, чтобы и все другие элементы работали нормально. К ним в первую очередь относится автомат безопасности, срабатывающий при повышении частоты вращения на 10—12 % сверх номинальной. Для уверенности в нормальной работе автомата безопасности и всей цепочки от него до стопорных и регулирующих клапанов в систему регулирования вводят специальные устройства, позволяющие расхаживать бойки (или кольца) автомата безопасности и проверять всю систему в целом.

На рис. 12.4 показана схема защиты от разгона с такими устройствами, типичная для турбин ЛМЗ. Для расхаживания бойков без превышения частоты вращения сверх номинальной в сверления под бойки подается масло специальным золотником. На боек, погруженный в масло, начинает действовать выталкивающая сила (в соответствии с законом Архимеда), которая, складываясь с центробежной силой бойка, преодолевает усилие пружины и выталкивает боек при номинальной частоте вращения.

Перед расхаживанием какого-либо из бойков с помощью устройства для смещения рычагов (см. рис. 12.4) рычаги автомата безопасности смещаются так, чтобы проверяемый боек не ударил по рыча-

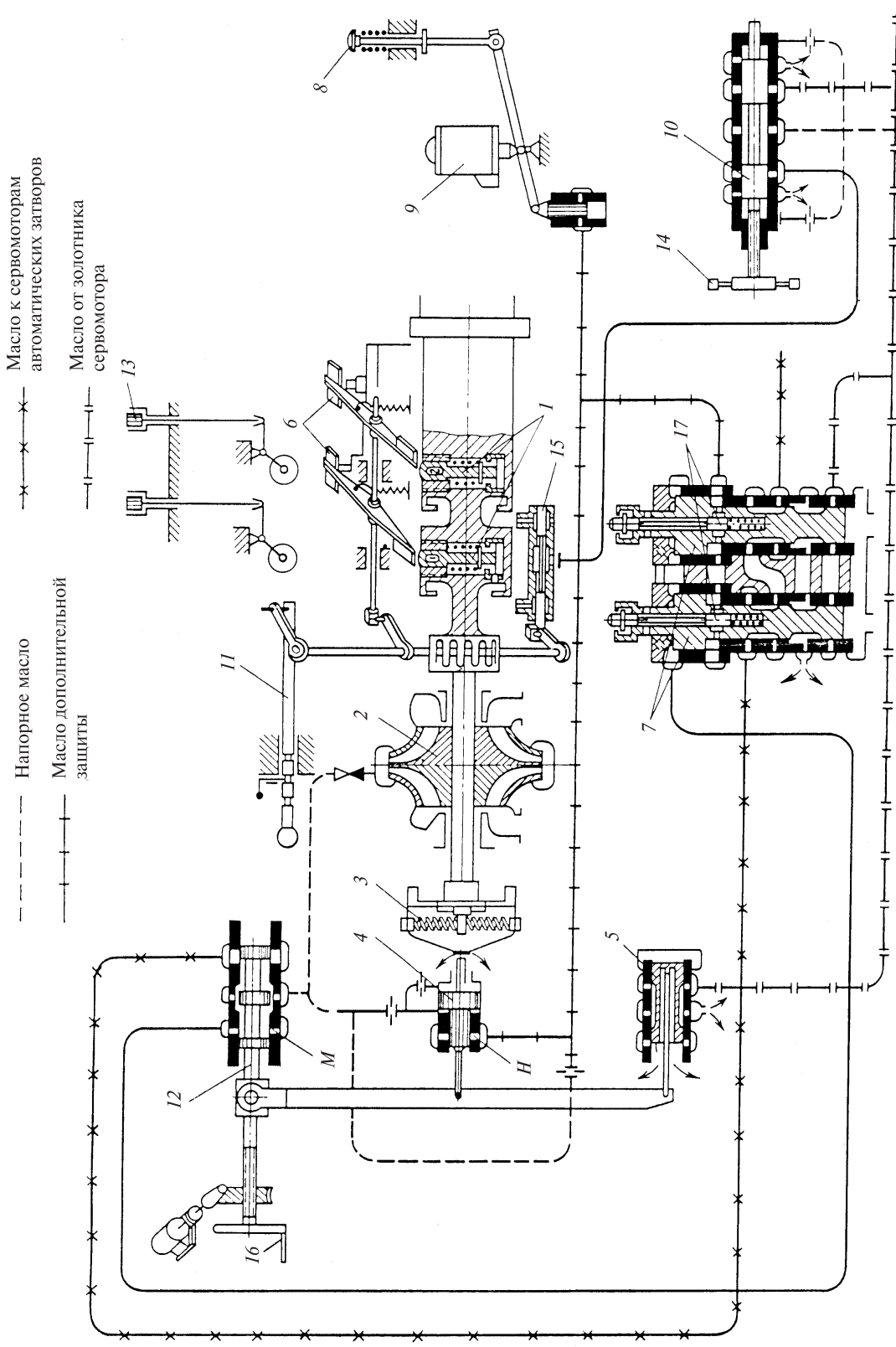


Рис. 12.4. Схема для испытания систем защиты турбин ЛМВ от разгона

1 — автомат безопасности; 2 — главный масляный насос; 3 — регулятор частоты вращения; 4 — дифференциальный поршень следящего сервомотора; 5 — проточный золотник регулятора частоты вращения; 6 — рычаги автомата безопасности; 7 — золотники автомата безопасности; 8 — кнопка ручного выключения; 9 — электромагнитный выключатель; 10 — золотник опробования автомата безопасности; 11 — устройство для смещения рычагов; 12 — золотник управления; 13 — указатели срабатывания бойков; 14 — маховик управления проверки автомата безопасности; 15 — золотник подвода масла к бойкам; 16 — маховик управления; 17 — предвключенный золотник

гам при вылете и не вызвал посадки стопорного клапана (для турбин с одним стопорным клапаном). Одновременно со смещением рычагов автомата безопасности золотник подвода масла к бойкам сдвигается так, что масло подводится только к проверяемому бойку и вызывает его вылетание. Это фиксируется соответствующим указателем срабатывания бойков.

Для возврата бойка в исходное положение достаточно вернуть золотник опробования автомата безопасности в исходное положение, поскольку масло постепенно вытечет из расточки бойка.

Все современные турбины имеют устройства для проверки работы не только бойков, но и всей цепочки защиты от бойков до стопорных и регулирующих клапанов при номинальной частоте вращения на холостом ходу или под нагрузкой.

Самой надежной проверкой системы защиты является разгон турбины до частоты срабатывания автомата безопасности. Такая проверка, связанная с увеличением напряженности деталей в 1,2—1,5 раза, представляет определенную опасность для турбины и поэтому должна производиться с регулярностью, предусмотренной заводом-изготовителем. Плановые проверки осуществляют 1 раз в 4 мес. Кроме того, ПТЭ предусматривают эту проверку после монтажа турбины, капитального ремонта, перед испытанием системы регулирования на сброс нагрузки с отключением генератора от сети, после разборки автомата безопасности или элементов системы регулирования и после простоя турбины более 30 сут.

Для возможности плавного разгона турбины систему защиты снабжают специальным золотником, позволяющим плавно изменять давление в импульсных линиях и тем самым управлять перемещением регулирующих клапанов.

Пример 12.2. На схеме, показанной на рис. 12.4, в результате перемещения золотника опробования автомата безопасности вправо можно подавать масло под давлением в импульсную линию, что эквивалентно понижению частоты сети и требованию ее повышения. При этом регулирующие клапаны будут открываться и частота вращения будет увеличиваться.

При срабатывании системы защиты и закрытии стопорных и регулирующих клапанов обязательно проверяется закрытие обратных клапанов на линиях отборов.

12.2.5. Испытания системы регулирования

Для проверки состояния системы регулирования ПТЭ требует ежегодно снимать статическую характеристику. Непосредственно получить ее в виде зависимости между P_3 и n (см. рис. 4.18) на турбине, работающей параллельно с другими турбоагрегатами на общую электрическую сеть, невозможно, так как частота сети изменяется очень мало (менее чем на 0,2 Гц). Поэтому ее получают косвенным путем: построением на основе опытных характеристик отдельных элементов системы регулирования. К таким характеристикам относятся, например, зависимости мощности турбины от главного смещения сервомотора, смещения сервомотора от смещения датчика частоты вращения (например, золотника регулятора частоты вращения), смещения датчика частоты вращения и др. Анализ полученных характеристик и статической характеристики системы регулирования позволяет установить основные параметры системы (степень неравномерности и степень нечувствительности) и дефектные звенья, вызвавшие ухудшение статической характеристики за время эксплуатации.

Снятие статической характеристики обязательно проводится после монтажа, после капитального ремонта (для определения качества проведенных работ и настройки системы) и после ремонта основных узлов системы регулирования или парораспределения.

После монтажа и реконструкции системы регулирования, а также при выявлении существенных изменений статической и динамических характеристик системы регулирования турбина испытывается на сброс полной нагрузки с отключением электрического генератора от сети. Во время испытаний путем осциллографирования фиксируют частоту вращения ротора, смещение основных элементов системы регулирования (золотников, сервомоторов, клапанов) и давлений в характерных точках системы. Анализ осциллограмм позволяет выявить недостатки отдельных звеньев и узлов системы и наметить пути их исправления.

Пример 12.3. На рис. 12.5 показана осциллограмма сброса полной нагрузки турбины с промперегревом. Видно, что через 0,03 с после отключения генератора от сети в работу вступает золотник регулятора частоты вращения, а через 0,1 с — промежуточный золотник. Одновременно с этим в работу вступает дифференциатор, который возвращается к своему прежнему положению через

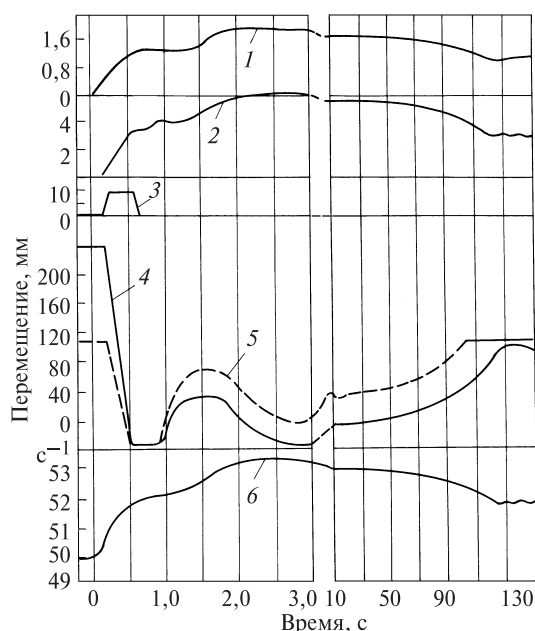


Рис. 12.5. Осциллограмма сброса полной нагрузки турбины
 1 — перемещение золотника регулятора частоты вращения; 2 — перемещение промежуточного золотника; 3 — перемещение золотника дифференциатора; 4, 5 — перемещение поршней сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД; 6 — частота вращения

0,7 с после сброса нагрузки. Запаздывание начала закрытия регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД составляет 0,2 с, и к этому времени частота вращения турбоагрегата возрастает до 51 1/с, т.е. на 2 %. Через 0,5 с клапаны ЦСД закрываются полностью, а ЦВД — почти полностью, и в этот момент частота вращения достигает 52 1/с, т.е. возрастает на 4 %. Спустя 1 с после сброса нагрузки регулирующие клапаны идут на открытие, затем — опять на закрытие, выходя примерно через 2 мин на новое стационарное состояние. Максимальный заброс частоты вращения равен 53,4 1/с, т.е. составляет 6,8 %. После выхода турбины на холостой ход частота вращения турбины в соответствии со статической характеристикой равна 51,8 1/с.

При сбросе нагрузки автомат безопасности не должен срабатывать, т.е. заброс частоты вращения должен быть меньше, чем уровень настройки автомата безопасности. Если при испытании на сбросе нагрузки происходит срабатывание автомата безопасности и стопорные клапаны прекращают доступ пара в турбину вместо ее перевода на холостой ход, то требуется настройка системы регулирования и защиты.

12.3. ОБСЛУЖИВАНИЕ СИСТЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ И СМАЗКИ

О важности четкой работы систем маслоснабжения и смазки говорилось в § 3.10 и 4.1. Ее надежность обеспечивается тщательным уходом за всем оборудованием и внимательным наблюдением за параметрами, характеризующими работу. В инструкциях по эксплуатации обязательно указывается давление в системе регулирования, смазки и на всасывающей стороне масляных насосов.

Для нормальной работы турбины должен правильно функционировать масляный бак, обеспечивая длительную сохранность масла, отделение воздуха, шлама и твердых частиц от поступающего в бак масла (см. § 4.1). Уровень масла в баке должен соответствовать требованиям инструкции по эксплуатации и проверяться с предусмотренной регулярностью (обычно 1 раз в смену). Одновременно необходимо следить за исправностью сигнализации о минимально допустимом уровне и разностью уровней в грязном и чистом отсеках масляного бака.

При значительном загрязнении сеток фильтров уменьшается давление масла в системе и увеличивается нагрев масла в подшипниках. Иногда это приводит к более серьезным последствиям. Обычно сетки фильтров извлекаются поочередно 1 раз в неделю и продуваются сухим воздухом. Однако в период после монтажа или капитального ремонта, при которых в масляную систему могут быть внесены загрязнения, чистка сеток должна быть более частой, а контроль за работой масляного бака — более внимательным.

Для уверенной работы системы маслоснабжения должны подвергаться регулярной проверке резервные и аварийные масляные насосы и устройства их автоматического включения с частотой 2 раза в месяц. Кроме того, их проверяют перед каждым пуском и остановкой турбины.

Реле давления подсоединяется к напорному маслопроводу, на котором установлен вентиль, позволяющий изменять давление масла, поступающего к реле давления, без изменения давления в системе смазки. Таким образом можно проверять включение резервных и аварийных насосов на работающей турбине.

Качество работы маслоохладителей проверяется по разности давлений на входе и выходе по маслу и охлаждающей воде и по нагреву охлаждающей воды и охлаждению масла. Если при неизменном

расходе охлаждающей воды перепад давлений по маслу и температура масла на выходе из маслоохладителя растут, то это говорит о засорении маслоохладителя и необходимости его чистки. В этом случае обычно подключают резервный маслоохладитель, а загрязненный направляют в чистку. Эту операцию необходимо выполнять очень внимательно, помня, что неправильные действия могут повлечь за собой отключение турбины или аварию подшипников.

В каждой инструкции оговариваются минимальные допустимые значения уровня масла в баке, максимально допустимые температуры на выходе из маслоохладителя (обычно 40—45 °С) и из подшипников (обычно 60—65 °С). При выходе значений одного из этих параметров за предельные, а тем более при одновременном нарушении нескольких предельных значений положение на турбине рассматривается как аварийное, и машинист турбины должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией.

Химическая лаборатория электростанции должна регулярно проводить анализ эксплуатируемого масла, чтобы вовремя производить его регенерацию и замену.

12.4. НАБЛЮДЕНИЕ ЗА РАБОТАЮЩЕЙ ТУРБИНОЙ

В первую очередь наблюдению подлежат параметры, выход которых за допустимые пределы угрожает надежной работе турбины.

К таким параметрам прежде всего относятся относительное удлинение ротора и его осевой сдвиг. При выходе этих параметров за допустимые пределы могут возникнуть задевания ротора о неподвижные детали с тяжелой аварией.

При монтаже и ремонтах турбины ротор в корпусе устанавливают так, чтобы в рабочих условиях, когда эти детали прогреются, между ними были достаточно малые, но исключающие задевания зазоры. Размеры необходимых зазоров сначала рассчитывают при проектировании турбины, а потом уточняют при наладке головного образца турбины. Каждую турбину оборудуют измерителями относительного расширения ротора, и после наладки в инструкцию по эксплуатации заносят значения допустимых относительных удлинений каждого из роторов валопровода по отношению к своему корпусу. В табл. 12.1 приведены эти данные для некоторых турбин ТМЗ.

Значение и направление осевого сдвига ротора позволяет контролировать состояние колодок упор-

Таблица 12.1

Предельные значения некоторых параметров

Наименование	Марка турбины				
	T-250-23,5	T-175-12,8	T-100-12,8	T-135-12,8	P-100-12,8
Эффективная виброскорость корпусов подшипников, мм/с (размах вибросмещения,* мкм)	4,5 (40)	4,5 (40)	4,5 (40)	4,5 (40)	4,5 (40)
Осевой сдвиг, мм	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2
Относительное удлинение (+), сокращение (–) ротора:					
РВД	+4,5 ... –1,8	+3,5 ... –1,5	+3,0 ... –1,2	+4,0 ... –1,5	+3,5 ... –1,5
РСД (РСД-1)	+3,5 ... –2,5	+3,5 ... –2,5	+3,0 ... –1,2	—	—
РСД-2	+4,0 ... –4,5	—	—	—	—
РНД	+6,0 ... –5,5	+6,0 ... –5,5	+4,0 ... –4,0	+4,0 ... –4,0	—
Разность температур фланцев и средней температуры верха и низа ЦВД, °С	±15	±15	±15	±15	±15
Разность температур верха и низа ЦВД в зоне паровпуска, °С	50	40	45	40	40
Разность температур фланцев и шпилек ЦВД, °С	±20	±20	±20	±20	±20
Разность температур по ширине фланца корпуса стопорного клапана, °С	50	80	80	80	80
Давление в камере регулирующей ступени, МПа	18,7	9,8	8,8	9,8	9,8

* При синусоидальной вибрации.

ного подшипника, на которых работает валопровод. Поэтому на каждой турбине предусматривается измерение смещения гребня упорного подшипника.

Особенно внимательно за осевым удлинением ротора необходимо следить при всевозможных изменениях режима, когда изменяются температуры в проточной части, при пусках и остановках. Поэтому после каждого изменения режима следует внимательно прослушивать турбину стетоскопом для обнаружения возможных задеваний.

Внимательное наблюдение за вибрацией, которая не должна выходить за допустимые пределы, позволяет своевременно обнаружить задевания (см. § 19.5).

Параметры пара перед турбиной, после промежуточного перегрева и внутри турбины должны поддерживаться в требуемых пределах, а в случае отклонений обслуживающий персонал должен действовать в соответствии с инструкцией по эксплуатации и противоаварийной инструкцией. Влияние начальных параметров пара и параметров промежуточного перегрева на надежность и экономичность подробно рассмотрено в гл. 11. Поддержание давлений в контрольных точках турбины позволяет избежать перегрузки сегментов упорного подшипника при отложениях в проточной части или закатке проточной части отдельных ступеней. В экс-

плуатационной инструкции обязательно указываются давления при нормальной работе и их предельные повышения в камере регулирующей ступени и камерах отборов при различных нагрузках турбины. Постепенное увеличение давления в проточной части говорит о необходимости промывки турбины для удаления отложений или о других неполадках в проточной части.

Экономичная работа турбины по электрическому графику возможна только при хорошей работе конденсационной установки (см. § 11.6). В нормативных характеристиках конденсатора оговариваются нормативный вакуум, нормативный нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, температурный напор и переохлаждение конденсата для широкого диапазона работы.

Ухудшение работы конденсационной установки связано чаще всего с загрязнением трубок, дефицитом охлаждающей воды, неплотностью вакуумной системы турбоустановки, части турбины, работающей под разрежением, конденсатора и ПНД.

Особенно внимательно необходимо следить за работой уплотнений.

На рис. 12.6 показана полная схема трубопроводов уплотнений мощной трехцилиндровой турбины с восемью отборами. Камеры 1 всех уплотнений

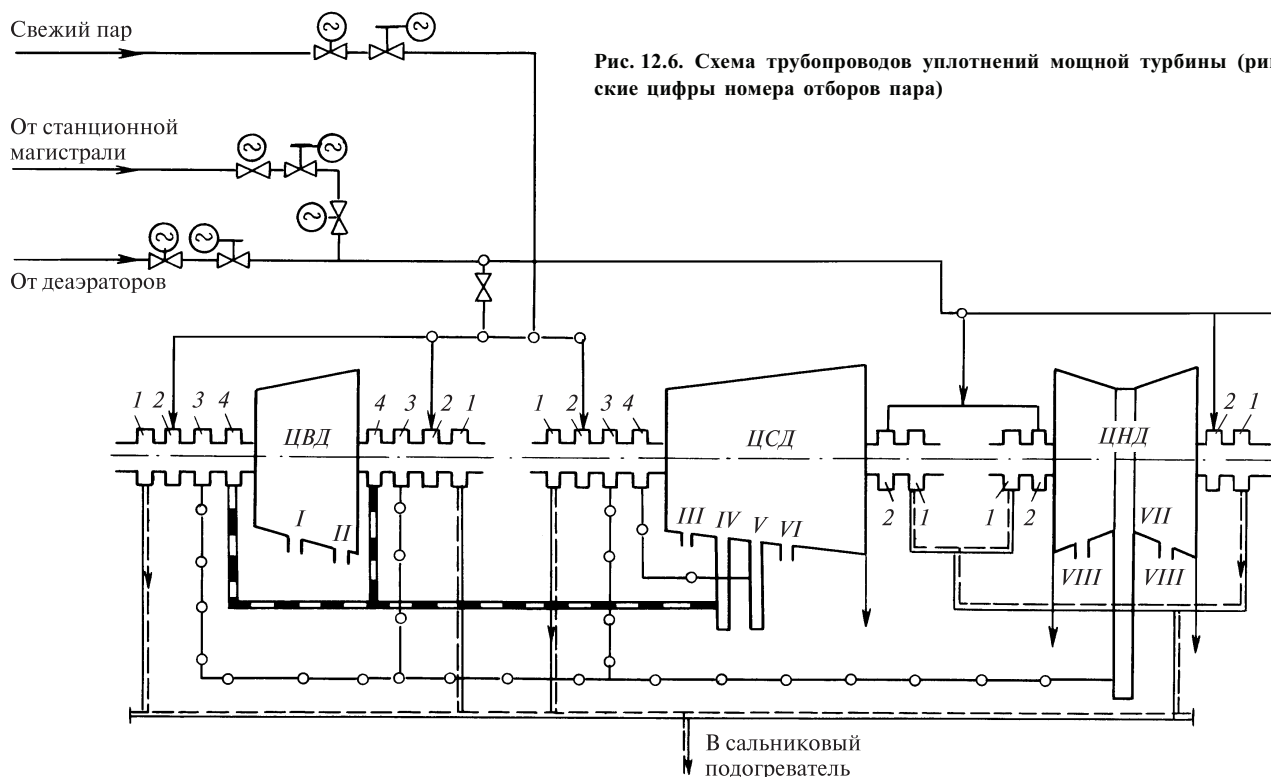


Рис. 12.6. Схема трубопроводов уплотнений мощной турбины (римские цифры номера отборов пара)

связаны с паровым пространством вакуумного сальникового подогревателя, в который отсасывается смесь подсасываемого из машинного зала атмосферного воздуха и уплотняющего пара, подаваемого в камеру 2 под небольшим избыточным давлением. Этих мер достаточно для отсечки внутренних полостей ЦНД, в которых во время работы поддерживается вакуум, от атмосферы, а также для предотвращения утечки пара из ЦВД и со стороны высокого давления ЦСД к уплотнениям подшипников, грозящей обводнением масла. Камеры 3 связаны с трубопроводом отбора, в котором также вакуум. Отсосы 4 заведены в другой отбор.

При нормальной работе турбины пар на уплотнение подается из парового пространства деаэратора; его давление поддерживается регулятором. В ЦВД и ЦСД уплотняющий пар проходит из камеры 2 в камеру 1, куда поступает и некоторое количество атмосферного воздуха. В ЦНД уплотняющий пар проходит как в камеру 1, так и внутрь цилиндра. Из камеры 1 паровоздушная смесь направляется в сальниковый подогреватель, в котором пар конденсируется, отдавая тепло конденсации питательной воде, а воздух удаляется в атмосферу.

При неправильной работе уплотнений, когда в уплотнительные камеры 2 подается пар слишком большого давления, происходит выброс избыточного пара из камер 1, который частично может проникать в корпуса подшипников, вызывая обводнение масла и его порчу. Наоборот, при недостаточном давлении уплотнительного пара атмосферный воздух имеет возможность проникать в ЦНД, приводя к ухудшению вакуума в конденсаторе.

Важное значение для экономичной и надежной работы турбоустановки имеет наблюдение за системой регенеративного подогрева питательной воды.

Недостаточный подогрев питательной воды приводит к перерасходу топлива. Температура питательной воды $t_{п.в.}$, поступающей в котел, зависит от расхода пара через ЦВД, определяющего давление в I отборе.

Пример 12.4. На рис. 12.7 показана зависимость «нормативной» температуры питательной воды от расхода свежего пара для турбины Т-100-12,8 ТМЗ. Отклонения от этой температуры, которая зависит от режима работы турбины, приводят к перерасходу топлива. При работе в конденсационном режиме он зависит только от мощности турбины (рис. 12.8). Если, например, турбина несет нагрузку 95 МВт и $t_{п.в.}$ на 5 °С меньше нормативно-

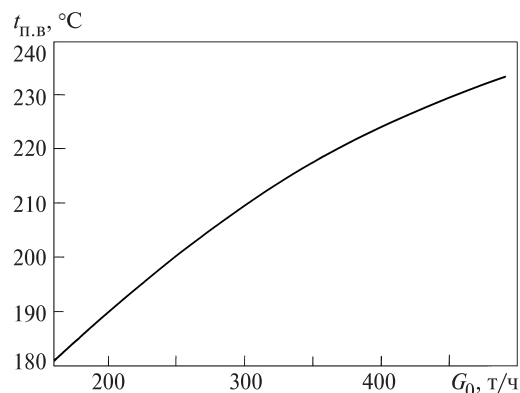


Рис. 12.7. Зависимость температуры питательной воды от расхода свежего пара для турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ

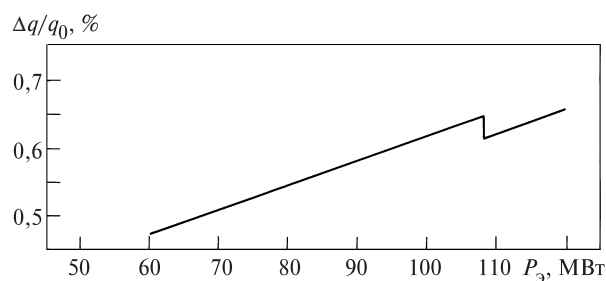


Рис. 12.8. Зависимость относительного перерасхода тепла на турбоустановку от мощности при недогреве температуры питательной воды на 10 °С для турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ при работе в конденсационном режиме

го значения, то перерасход топлива в соответствии с рис. 12.8 составит 0,3 %.

Если турбина работает по электрическому графику с теплофикационными отборами, то увеличение удельного расхода тепла зависит от расхода свежего пара и давления в теплофикационном отборе (рис. 12.9). Чем выше давление регулируемого отбора и меньше расход пара в ЦВД тем чувствительнее экономичность к температуре питательной воды.

Если турбина работает по тепловому графику, то с ростом тепловой нагрузки влияние снижения температуры питательной воды уменьшается (рис. 12.10). Это связано с увеличением выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Работа турбоустановки без включенных ПВД допускается только в крайних случаях и только при снижении нагрузки. Работа без включенных ПВД для многих турбоустановок вообще недопустима из-за плохой работы деаэратора при поступлении в него недостаточно нагретого конденсата.

Непрерывно должен контролироваться уровень конденсата греющего пара в паровом пространстве

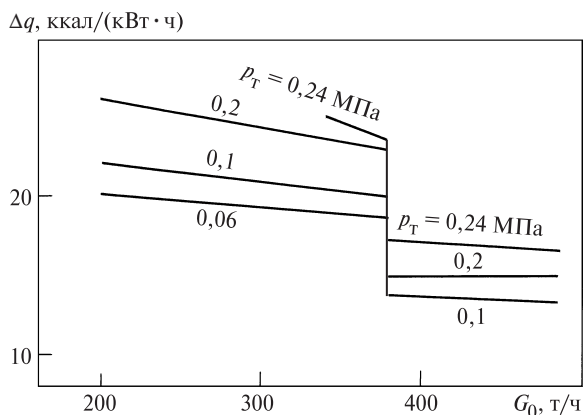


Рис. 12.9. Зависимость перерасхода тепла на турбоустановку от мощности при недогреве температуры питательной воды на 10 °С для турбины Т-110/120-12,7 ТМЗ при работе по электрическому графику

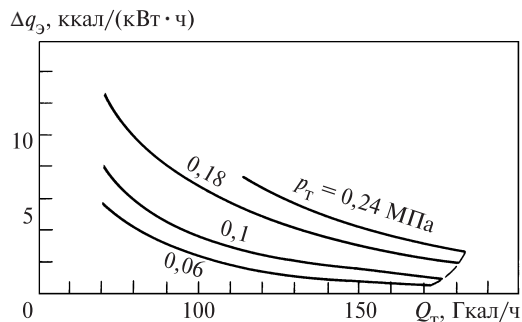


Рис. 12.10. Зависимость перерасхода тепла на турбоустановку от мощности при недогреве температуры питательной воды на 10 °С для турбины Т-110/120-12,7 ТМЗ при работе по тепловому графику

подогревателей для исключения возможности их переполнения и заброса воды в турбину. Не реже 1 раза в месяц необходимо проверять защиту ПВД от переполнения (см. § 4.3). Эффективность работы подогревателей оценивается по температурному напору δt в подогревателе (по разности темпе-

ратуры насыщения, соответствующей давлению греющего пара, и температуры конденсата, покидающего подогреватель). Нормально, когда в ПНД $\delta t = 2—3$ °С, а для ПВД $\delta t = 1—1,5$ °С. Часто, однако, эти значения гораздо больше. Увеличение температурного напора в ПНД обычно связано с загрязнением трубной системы и ухудшением вакуума, а в ПВД — с протоком некоторого количества питательной воды по обводной линии (см. рис. 7.3), а в некоторых случаях — и с плохой конструкцией подогревателей.

12.5. ОТЛОЖЕНИЯ В ТУРБИНАХ И БОРЬБА С НИМИ

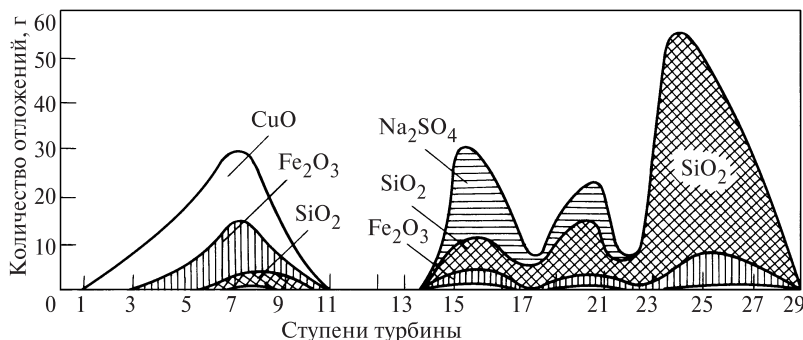
В паре, поступающем в турбину, всегда содержится некоторое количество солей и оксидов.

В результате коррозии внутренних стальных поверхностей нагрева и трубопроводов в конденсатном тракте образуются оксиды железа. Контакт кислорода с трубками ПНД, изготовленными из цветных металлов на основе меди, приводит к появлению в питательной воде оксидов меди. Разложение органических примесей, содержащихся в питательной воде, приводит к появлению нитратов и нитритов, которые усиливают коррозию. Значительное количество солей и оксидов попадает в тракт с присосами циркуляционной воды в конденсаторе, сетевой воды в подогревателях, с добавкой химически очищенной воды в конденсатор, с подпиткой теплофикационной установки и т.д.

Образующиеся соли и оксиды при некоторых условиях оседают на внутренних поверхностях трубной системы котла и проточной части турбины. В первом случае возникает опасность пережога трубок котла из-за ухудшенного тепловосприятия от факела в топке, а во втором случае происходит занос проточной части турбины.

На рис. 12.11 показаны состав и количество образующихся отложений по ступеням турбины

Рис. 12.11. Отложения и их состав по ступеням турбины К-300-23,5 ЛМЗ энергоблока № 5 Черепетской ГРЭС



К-300-23,5 ЛМЗ одного из блоков Черепетской ГРЭС. Отложения в турбине приводят к снижению ее мощности, поэтому требуется их регулярное удаление.

Пример 12.5. На одной из электростанций максимальная мощность энергоблоков 160 МВт снижалась за 2—3 мес. до 120 МВт. При вскрытии турбины обнаружено, что толщина отложений в среднем составляла 1,5—2 мм, а в некоторых ступенях достигала 3 мм.

На другой электростанции через 2 мес. эксплуатации максимальная мощность двух энергоблоков 200 МВт упала до 160—170 МВт. Отложения в проточной части достигали 5 мм. На одной из турбин в результате плохой предпусковой промывки уже через 6 дней максимальная мощность снизилась до 170 МВт.

Поддержание максимальной мощности турбины на прежнем уровне на некоторых турбинах может быть достигнуто путем переоткрытия регулирующих клапанов (по сравнению с их открытием при чистой проточной части). Однако такой метод поддержания мощности недопустим, во-первых, из-за возрастания давления во всех ступенях, что увеличивает осевое усилие на сегменты упорного подшипника, и, во-вторых, из-за низкой экономичности работы турбины с занесенной проточной частью. Занос турбины, кроме снижения показателей экономичности, приводит к снижению надежности лопаточного аппарата и турбины в целом.

Вследствие того, что сопловые каналы диафрагм и каналы рабочих лопаток заносятся неодинаково, часто повышается реактивность занесенных ступеней. Это влечет перераспределение теплоперепадов в ступенях. Постепенный занос проточной части отложениями сопровождается двумя характерными явлениями: *возрастанием давлений в ступенях турбины и повышением температуры баббитовой заливки сегментов упорного подшипника* при сохранении неизменными мощности турбины и начальных и конечных параметров пара. Для контроля степени заноса используют показания манометров, измеряющих давления в проточной части.

Для предотвращения заноса проточной части турбины ПТЭ предусматривается вполне определенное допустимое количество соединений натрия и кремниевой кислоты в паре, поступающем к турбине. Допустимое количество примесей в паре определяется назначением установки, ее начальными параметрами и применяемым типом котла.

К качеству пара блочных установок на сверхкритические параметры пара и вообще конденсационных электростанций предъявляются более жесткие требования, чем к качеству пара на ТЭЦ из-за

больших добавок химически очищенной воды и, с другой стороны, со значительными количествами отбираемого пара, с которыми часть загрязнений уносится и не попадает в хвостовые отсеки турбины, где реализуются условия для их выпадения. Кроме того, загрязнение мощных энергетических блоков на сверхкритические параметры приводит к большому экономическим потерям, чем занос турбоагрегатов на ТЭЦ.

При малых начальных давлениях (менее 4 МПа) нормируется только содержание солей натрия и кремниевой кислоты. При больших давлениях вводится косвенное нормирование (по качеству питательной воды) содержание соединений и меди. Это связано с тем, что при повышении давления резко растет растворимость в паре этих солей, которые выпадают обычно в ЦВД турбины (см. рис. 12.11) при снижении давления. Загрязнение ЦВД особенно опасно, так как даже при слабом заносе относительно уменьшение проходных сечений ЦВД оказывается относительно большим; кроме того, и абсолютное изменение осевого усилия также оказывается большим из-за больших абсолютных давлений в проточной части.

Качество свежего пара определяется целым рядом факторов, главным из которых являются химический состав поступающей в котел питательной воды и условия образования оксидов в самом котле. В энергоблоках с прямоточными котлами вывод солей из цикла осуществляется в фильтрах конденсатоочистки, а с барабанными — продувкой котловой воды из солевых отсеков барабана и промывкой насыщенного пара в барабане.

Анализ состава отложений показывает, что часть из них хорошо растворяется в конденсате и влажном паре. Поэтому для очистки турбины от растворимых солей можно использовать промывку влажным паром. Ее можно использовать, не только не останавливая турбину и не вскрывая ее, но даже и не снимая полностью ее нагрузку.

Вместе с тем следует отметить, что *промывка является очень ответственной операцией* и даже небольшие отклонения в режиме могут привести к серьезным последствиям.

При промывке турбина работает влажным паром, и поэтому ее теплоперепад значительно меньше обычного. Следовательно, для того чтобы сохранить мощность турбины неизменной, потребовалось бы увеличить расход пара через турбину сверх номинального. Это неизбежно привело бы к росту осевого усилия на упорный подшипник и его разру-

шению. Поэтому промывку всегда ведут при сниженной нагрузке.

Увлажненный пар перед турбиной **неблочного типа** получают путем подачи в паропровод конденсата с помощью специального распыляющего устройства. Отсутствие перегрева пара вызывает опасность заброса в турбину воды со всеми вытекающими последствиями.

Интенсивность теплообмена влажного пара с деталями турбины значительно выше, чем перегретого. Поэтому при резких отклонениях в режиме промывки по температуре и расходу пара в деталях турбины будут возникать большие температурные напряжения, вызывающие опасность появления трещин.

Сам процесс перехода турбины с работы на перегретом паре на номинальных параметрах на режим промывки требует постепенности, с тем чтобы не вызвать в деталях турбины высоких температурных напряжений или значительных несогласованных деформаций вращающихся и неподвижных деталей.

В процессе промывки, длительность которой может достигать 10—14 ч, химическим цехом электростанции постоянно ведется анализ конденсата, чтобы определить момент полной очистки турбины.

Вымывание растворимых солей из отложений в проточной части турбины приводит к их общему разрыхлению и растрескиванию. Поэтому вместе с растворимыми солями механическим путем удаляется и часть нерастворимых в воде солей.

Промывка турбин **блочного типа** с промежуточным перегревом имеет целый ряд особенностей.

Первая особенность заключается в том, что промывку ведут обязательно при полностью открытых клапанах и при сниженном давлении пара перед турбиной примерно при 30 %-ной нагрузке турбины. Выход на режим промывки является очень ответственной операцией и должен производиться в строгом соответствии с инструкцией. Особенно важно это для энергоблоков сверхкритического давления, толщина элементов которых (паропроводов, арматуры, стенок корпусов, роторов и т.д.) значительна, и поэтому их быстрое расхолаживание приводит к целому ряду нежелательных явлений: появлению высоких температурных напряжений, циклическое повторение которых приводит к возникновению трещин; короблению деталей, в частности фланцевых разъемов, которые заносятся солями, после чего невозможно обеспечить их плотность; быстрому относительному сокращению ротора, вызывающему опасность осевых задеваний, и т.д. Поэтому максимальная скорость снижения температуры пара

перед турбиной обычно составляет 0,2—0,25 °С/мин, а перед ЦВД примерно вдвое выше (так как толщина стенок элементов здесь меньше).

Другая особенность промывки блочных турбин связана с подогревом в промежуточном пароперегревателе пара, который поступает из ЦВД. Вымываемые из ЦВД растворимые отложения могут осесть в пароперегревателе, нанося энергоблоку гораздо больший урон, чем если бы эти отложения находились в ЦВД: в этом случае может произойти перегрев трубок пароперегревателя, в то время как занос только снижает мощность энергоблока. Поэтому в процессе промывки турбины необходимо контролировать солесодержание пара перед ЦВД и за ним, перед промежуточным пароперегревателем и за ним, перед ЦСД и в конденсате отработавшего пара.

Третья особенность промывки блочных турбин связана с повышенной способностью пара закритического давления к растворению солей железа и меди. Пар более низких параметров практически не растворяет эти соли, и поэтому при отсутствии уноса капель воды из барабана эти соли не попадают в проточную часть турбины. Пар же закритического давления растворяет эти соли в большом количестве, а при снижении давления пара до давления в ЦВД они выпадают в проточной части. При этом они не растворяются во влажном паре и удалить их с помощью водной промывки невозможно. Правда, их частичное удаление все-таки происходит, в основном за счет механического дробления и выноса паром вместе с растворимыми соединениями.

Для удаления солей меди и железа требуются химические промывки, при которых во влажный пар вводят химические реагенты, чаще всего гидразин N_2H_4 или пиперидин C_5H_{11} , которые превращают нерастворимые соли в рыхлые, легко смываемые отложения. Поэтому промывка блочных турбин ведется в следующем порядке: сначала ведется водная промывка для удаления всех водорастворимых соединений, затем химическая промывка для удаления нерастворимых в воде солей железа и меди и, наконец, опять водная промывка для удаления вводимых химических реагентов.

На рис. 12.12 показан ход удаления отложений при промывке турбины К-300-23,5 примерно после 5000 ч работы. Промывка проводилась при мощности турбины 40 МВт, давлении свежего пара 4,2—4,5 МПа и температуре 245—250 °С. Видно, что после стабилизации параметров промывки в результате ввода реагентов (раствора аммонийных солей)

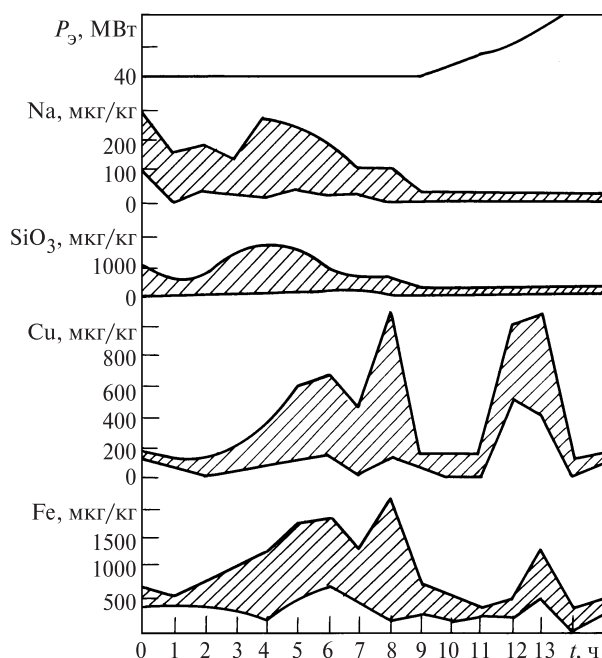


Рис. 12.12. Удаление отложений из ЦВД турбины по ходу промывки

резко увеличилась скорость выноса солей железа и меди. В присутствии аммонийных солей отложения настолько размягчились, что простое повышение мощности (при одновременном увеличении начальных температур и давления) привело к дополнительному выносу отложений. В результате химической промывки из ЦВД было удалено 2,7 кг оксидов железа и меди и 1,7 кг натрия и кремниевой кислоты, а из ЦСД и ЦНД — 1,5 кг натрия и кремниевой кислоты. На некоторых ТЭС считают, что такие промывки должны проводиться через каждые 4—6 тыс. ч даже при качестве питательной воды, удовлетворяющем нормам ПТЭ.

12.6. НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

К числу наиболее серьезных нарушений работы конденсационной установки следует отнести увеличение давления в конденсаторе и нарушение водяной плотности конденсатора.

12.6.1. Увеличения давления в конденсаторе

Причины увеличения давления в конденсаторе легко уяснить, анализируя формулу (11.5). Выше отмечалось, что температурный напор δt отражает

совершенство теплопередачи от конденсирующегося пара к охлаждающей воде. Приведем без вывода формулу, связывающую температурный напор с параметрами работы конденсатора:

$$\delta t = \Delta t_{\text{в}} \left[\exp \left(\frac{KF_{\text{к}}}{c_{\text{в}}W} \right) - 1 \right]^{-1}, \quad (12.1)$$

где $F_{\text{к}}$ — поверхность трубок конденсатора; K — коэффициент теплопередачи.

Коэффициентом теплопередачи называется количество тепла, которое передается от горячего теплоносителя (в нашем случае — от пара) к холодному (в нашем случае — к охлаждающей воде) в единицу времени через единицу поверхности при разности температур теплоносителей 1 К. Поэтому измеряют коэффициент теплопередачи в Дж/(с · м² · К) или в Вт/(м² · К). Он учитывает сопротивление переходу тепла от пара к наружной поверхности трубок, через стенку трубок и от внутренней поверхности трубок к охлаждающей воде и поэтому характеризует интенсивность передачи тепла к охлаждающей воде. Чем больше коэффициент теплопередачи, тем выше интенсивность теплопередачи. При этом следует иметь в виду, что речь идет о местных значениях: например, для первых рядов трубок, встречающих поток пара из переходного патрубка, коэффициент теплопередачи может быть в несколько раз больше, чем для трубок воздухоохладителя. В практических расчетах и при анализе используют среднее значение коэффициента теплопередачи.

Наиболее надежно коэффициент теплопередачи определяется из испытаний конденсатора. Как следует из формулы (12.1),

$$K = \frac{c_{\text{в}}W}{F_{\text{к}}} \ln \left(1 + \frac{\Delta t_{\text{в}}}{\delta t} \right). \quad (12.2)$$

Поэтому если достаточно точно измерить или рассчитать по уравнению теплового баланса расход воды, ее температуру на входе и выходе из конденсатора и давление пара в конденсаторе, то можно определить коэффициент теплопередачи.

Пример 12.6. При испытаниях конденсатора получено, что давление в нем составляет $p_{\text{к}} = 3,5$ кПа. Поверхность конденсатора $F_{\text{к}} = 15\,000$ м². Расход охлаждающей воды $W = 35\,000$ м³/ч, температура на входе в конденсатор $t_{\text{в1}} = 12$ °С, на выходе $t_{\text{в2}} = 20$ °С. Определим коэффициент теплопередачи.

По табл. 1.1 и давлению $p_{\text{к}}$ находим температуру конденсации $t_{\text{с}} = 26,7$ °С. Нагрев воды в конденсаторе $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{в2}} - t_{\text{в1}} = 20 - 12 = 8$ °С. Температурный напор $\delta t = t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{в}} - t_{\text{в1}} = 26,7 - 8 - 12 = 6,7$ °С.

Коэффициент теплопередачи определим по формуле (12.2):

$$K = \frac{4,19 \cdot 35\,000 \cdot 10^3}{3600 \cdot 15\,000} \ln \left(1 + \frac{8}{6,7} \right) = 2134 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Из формул (11.5) и (12.1) имеем

$$t_s = t_{в1} + \Delta t_B + \frac{\Delta t_B}{\exp \left(\frac{KF_K}{c_B W} \right) - 1}, \quad (12.3)$$

где [см. соотношение (11.6)]

$$\Delta t_B = \frac{G_K(h_K - h'_K)}{c_B W}. \quad (12.4)$$

Два последних соотношения позволяют проанализировать причины повышения давления в конденсаторе, которое в одних случаях может быть стремительным, быстрым, а в других постепенным.

Стремительное повышение давления вызывается прекращением или существенным уменьшением расхода охлаждающей воды. Из соотношения (12.3) видно, что с уменьшением расхода охлаждающей воды увеличивается ее нагрев Δt_B и уменьшается коэффициент теплопередачи (из-за уменьшения скорости воды в трубках конденсатора). В свою очередь уменьшение расхода охлаждающей воды связано чаще всего или со срывом сифона, или неполадками в работе циркуляционных насосов. Срыв сифона чаще всего происходит при малом расходе охлаждающей воды и неполном заполнении ею сливного трубопровода. При этом создаются условия для скопления воздуха в верхней части водовода, обрыва струи воды и прекращения ее подачи в конденсатор. Характерный признак срыва сифона — отсутствие давления воды в сливных водоводах при номинальном давлении в напорных водоводах. Характерным признаком существенного уменьшения подачи охлаждающей воды из-за неполадок или отключения циркуляционных насосов является снижение давления в напорных водоводах.

При стремительном увеличении давления в конденсаторе необходимо быстро разгрузить турбину (см. § 11.6), для того чтобы не допустить перегрева выходного патрубка и расцентровки турбины. При повышении давления до уровня, предусмотренного инструкцией по эксплуатации (обычно примерно до 30 кПа), турбину необходимо остановить аварийно. Эти операции на турбинах

большой мощности осуществляются автоматической защитой турбины.

Быстрое увеличение давления в конденсаторе обычно связано с затоплением нижней части трубного пучка. В этом случае поверхность охлаждения уменьшается, часть охлаждающей воды, идущей через затопленные трубки, исключается из работы и поэтому нагрев охлаждающей воды и температурный напор увеличиваются, что приводит к быстрому возрастанию давления. Характерными признаками затопления трубного пучка являются непосредственное увеличение уровня конденсата в конденсаторе, наблюдаемое по указателю, а также выбрасывание из выхлопных труб эжектора воды, увлекаемой паром к месту отсоса.

При быстром увеличении давления следует, выполняя все обычные операции, диктуемые повышением давления в конденсаторе, пустить резервный конденсатный насос и затем проверить, а если необходимо отрегулировать работу регулятора уровня конденсата в конденсатосборнике, а также конденсатного насоса.

Медленное повышение давления в конденсаторе является наиболее частой неполадкой. При анализе причин этого явления следует прежде всего убедиться, что это не связано с увеличением температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор. Как видно из соотношений (12.3) и (12.4), медленное повышение давления при неизменном расходе пара в конденсатор может происходить из-за постепенного уменьшения расхода охлаждающей воды и ухудшения теплопередачи (уменьшения K).

Наиболее частой причиной медленного повышения давления в конденсаторе является постепенное уменьшение расхода охлаждающей воды через его трубный пучок. Необходимо подчеркнуть, что даже небольшое уменьшение расхода охлаждающей воды при работе в конденсационном режиме или по электрическому графику с большой электрической нагрузкой приводит к существенным потерям экономичности: по данным ОРГРЭС сокращение расхода на 10 % приводит к ухудшению вакуума в летнее время на 0,4 %.

Сильное влияние уменьшения расхода охлаждающей воды связано не только с увеличением ее нагрева, но и с уменьшением коэффициента теплопередачи из-за уменьшения скорости воды в конденсаторных трубках.

Уменьшение расхода охлаждающей воды через конденсатор происходит по двум основным причинам:

1) из-за увеличения гидравлического сопротивления циркуляционного тракта;

2) из-за снижения уровня воды во всасывающей камере циркуляционных насосов.

Увеличение гидравлического сопротивления циркуляционного тракта связано с заносами водоочистительных устройств на водозаборе циркуляционной насосной, напорных водоводов и даже трубных досок конденсатора водной растительностью, мусором, илом, щепой и т.д., а также с отложениями различного характера на конденсаторных трубках конденсатора, уменьшением проходного сечения разбрызгивающих сопел градилен вследствие их засорения выпадающей из воды накипью и взвешенными частицами и некоторыми другими причинами.

Часто отрицательное влияние того или иного фактора является комплексным. Занос участка циркуляционного тракта до циркуляционного насоса приводит не только к снижению расхода охлаждающей воды, но и к снижению давления на входе в насос; это может вызвать кавитацию, износ и разрушение насоса. Аналогичным образом занос трубок конденсатора отложениями не только вызывает снижение расхода охлаждающей воды, но и увеличивает сопротивление передаче тепла от конденсирующего пара к охлаждающей воде из-за низкой теплопроводности отложений, что, как видно из формулы (12.1), приводит к увеличению температурного напора и давления в конденсаторе.

Обнаружить участок заноса сравнительно легко с помощью приборов, измеряющих давление: увеличение разности давлений в входном и выходном сечениях участка свидетельствует об увеличении гидравлического сопротивления. При заносе водоочистительных устройств на водозаборе, а также трубных досок конденсатора осуществляется их механическая чистка. В последнем случае половину трубной системы конденсатора отключают, предварительно соответственно снижая нагрузку турбоагрегата.

Характер загрязнений внутренней поверхности конденсационных трубок зависит от типа водоснабжения и местных условий. Это могут быть органически слизистые отложения животных и растительных микроорганизмов, минеральные отложения, главным образом карбонаты кальция и магния, отложения взвешенных в воде веществ (глины, золы, песка и т.д.), выпадающих из воды при ее малой скорости протекания. Сложный характер отложений обуславливает различные методы борьбы с ними. Предпочтение следует отдавать профилактическим

мероприятиям, не допускающим появления самих отложений (хлорирование, непрерывная очистка пористыми губчатыми шариками и т.д.). В тех случаях, когда соответствующие профилактические мероприятия не дают необходимого эффекта и давление в конденсаторе из-за загрязнения его трубок возрастает на 0,5 кПа, производят чистку конденсатора. Выбор способа чистки определяется характером отложений.

При необходимости удаления накипи, прочно связанной со стенками трубок, применяют химические методы чистки с использованием различных кислот; при этом должно быть исключено их коррозионное воздействие на металл трубок. Для химической чистки создается специальная установка с циркуляцией моющего раствора. После химической чистки моющий раствор должен быть утилизирован. Химическая промывка длится несколько десятков часов.

При невозможности удалить накипь кислотной промывкой используют механическую чистку струей воды высокого давления, щетинными ершами и резиновыми шариками, которые проталкиваются через трубки с помощью шомполов, водой или воздухом под давлением. Механическая чистка наиболее трудоемка и длительна.

Снижение расхода охлаждающей воды может происходить и вследствие понижения уровня воды во всасывающей камере насосов при значительном загрязнении решеток и сеток, расположенных на входе в эту камеру. Связано это с тем, что при этом увеличивается высота, на которую необходимо поднять воду. Это требует большего напора насоса, который может быть создан только ценой уменьшения расхода охлаждающей воды.

Второй причиной постепенного повышения давления в конденсаторе является уменьшение коэффициента теплопередачи. При этом, как видно из формулы (12.1), увеличиваются температурный напор δt , температура и давление конденсации.

Основными причинами уменьшения коэффициента теплопередачи являются:

1) *уменьшение интенсивности теплообмена со стороны охлаждающей воды* из-за уменьшения скорости в трубках вследствие уменьшения ее расхода;

2) *увеличение теплового сопротивления трубки* из-за появления отложений на стенках со стороны охлаждающей воды;

3) *ухудшение теплообмена со стороны пара* из-за увеличения содержания воздуха в конденсаторе.

Первые две причины рассмотрены выше. Увеличение содержания воздуха может произойти по двум основным причинам: из-за увеличения присоса воздуха в конденсатор вследствие нарушения работы уплотнений и нарушения плотности вакуумных соединений, а также нарушения работы эжектора.

Следует подчеркнуть, что как бы ни изменились присосы воздуха в конденсатор, или как бы ни ухудшилась работа эжекторов, количества воздуха, поступившего в конденсатор и отсосанного эжектором, всегда будут совпадать. Однако, для того чтобы отсосать возросшее количество воздуха или компенсировать ухудшение работы эжектора, необходимо повысить давление паровоздушной смеси на входе в эжектор. А это автоматически увеличивает давление в конденсаторе.

Ухудшение работы эжектора чаще всего связано с уменьшением давления рабочего пара или воды, засорением сопел, плохой работой охладителей пара эжекторов, не обеспечивающей нормальной конденсации пара из отсасываемой паровоздушной смеси.

С помощью графиков, приведенных на рис. 11.22, можно определить изменение мощности турбины, связанное с изменением давления в конденсаторе при работе в конденсационном режиме. На рис. 12.13 показан перерасход тепла турбоустановкой с турбиной Т-110/120-12,8 ТМЗ при отклонении давления в конденсаторе при работе на конденсационном режиме.

Аналогичные графики существуют и для случая работы турбины по электрическому графику (рис. 2.14).

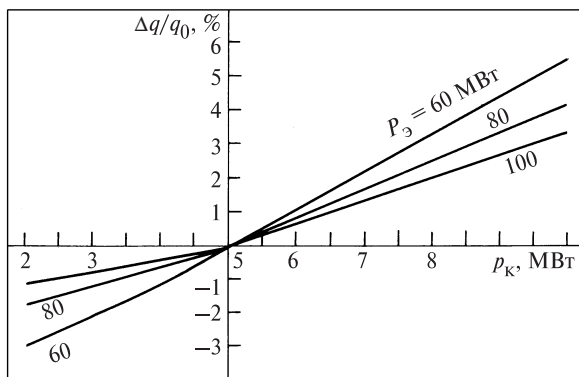


Рис. 12.13. Влияние отклонения давления в конденсаторе на расход тепла турбоустановкой с турбиной Т-100/120-12,8 ТМЗ при работе в конденсационном режиме

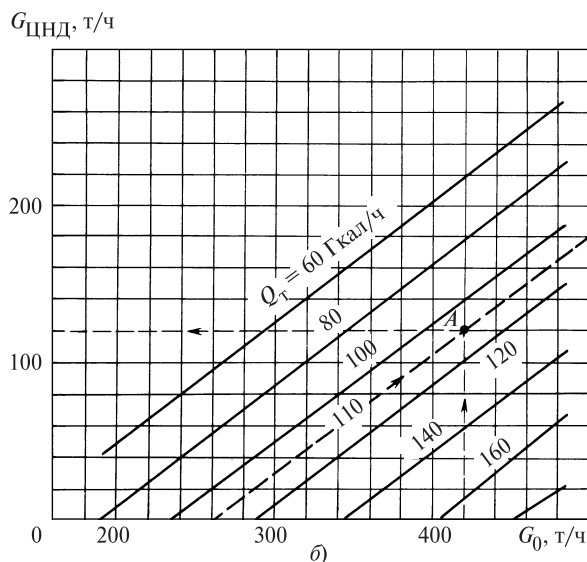
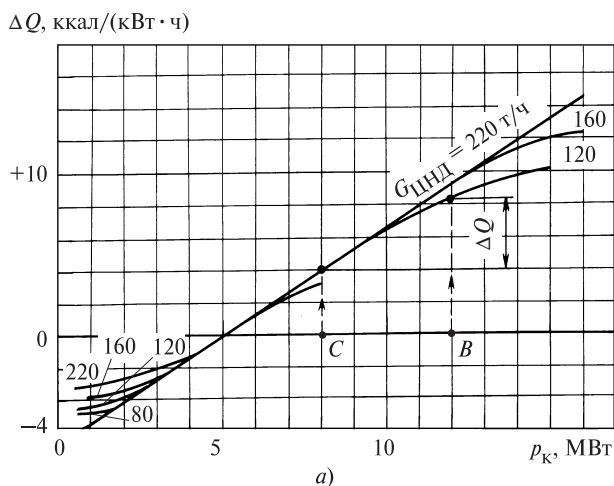


Рис. 12.14. Влияние отклонения давления в конденсаторе на расход тепла турбоустановкой с турбины Т-100/120-12,8 ТМЗ при работе по электрическому графику (а) и вспомогательный график для определения расхода пара в ЦНД по расходу свежего пара и тепловой нагрузке (б)

Пример 12.7. Определим перерасход топлива на турбоустановку с турбиной Т-100/120-12,8 ТМЗ, несущую отопительную нагрузку $Q_T = 110$ Гкал/ч при расходе свежего пара $G_0 = 420$ т/ч, давлении в конденсаторе 12 кПа (при нормативном давлении $p_{кн} = 8$ кПа).

Заданным значениям Q_T и G_0 отвечает $G_{цнд} = 120$ т/ч (точка А на рис. 12.14, б) и, в соответствии с рис. 12.14, а, перерасход топлива по сравнению с режимом, при котором давление в конденсаторе равно номинальному (5 кПа) $\Delta Q = 8$ Гкал/ч (точка В на рис. 12.14, а). При нормативном давлении $p_{кн}$ (точка С) $\Delta Q_n = 4$ Гкал/ч. Следовательно, перерасход топлива составляет 4 Гкал/ч.

12.6.2. Нарушения водяной плотности конденсатора

Завод-изготовитель конденсатора в соответствии с условиями на поставку обязан обеспечить такую водяную плотность конденсатора, чтобы присосы охлаждающей воды не превышали 0,001 %. Это означает, что, например, для конденсатора турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при расходе охлаждающей воды 28 000 м³/ч допустимый присос охлаждающей воды не должен превышать 0,28 м³/ч. Определяют относительный присос охлаждающей воды с помощью измерения каких-либо примесей, например, хлоридов или кремниевой кислоты в конденсате за конденсатным насосом и в охлаждающей воде.

Если присос охлаждающей воды составляет ΔW , а концентрация примесей в ней c_0 , то количество примеси с присосанной циркуляционной водой составит $c_0 \Delta W$. С другой стороны, конденсатные насосы прокачивают расход $G = G_k + G_{др} + \Delta W$, где G_k — расход пара; $G_{др}$ — расход воды через дренажи. Если концентрация рассматриваемой примеси за насосом составляет c_n , то количество примесей в ней составит $c_n G$. Так как примесь, содержащаяся за насосом, поступила из охлаждающей воды, то $c_0 \Delta W = c_n (G_k + G_{др} + \Delta W)$, откуда

$$\Delta W = \frac{c_n}{c_0 - c_n} (G_k + G_{др}).$$

Относительный присос

$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{c_n}{c_0 - c_n} \frac{G_k + G_{др}}{W}.$$

Следует подчеркнуть, что для работы турбоустановки имеет значение не столько водяная плотность конденсатора, сколько содержание примесей на выходе из конденсатора, поскольку от этого зависит регенеративный цикл конденсатоочистки. Естественно, что при «чистой» охлаждающей воде допустимы большие присосы и наоборот. Поэтому хотя от завода-изготовителя конденсатора требуется определенная плотность, от эксплуатационного персонала требуется несколько другое: обеспечение определенной жесткости конденсата за конденсатором.

В процессе эксплуатации водяные неплотности могут возникать по следующим причинам:

из-за появления неплотностей в вальцовочных соединениях;

из-за механического и коррозионного повреждения конденсационных трубок.

Появление неплотностей в вальцовочных соединениях обычно связано с некачественным вальцеванием трубок, дефекты которой не обнаружены при гидравлической опрессовке конденсатора.

Механические повреждения конденсаторных трубок возникают вследствие попадания в конденсатор посторонних предметов (кусков разрушившихся лопаток, бандажей, стеллитовых напаек, проволоки) и усталости материала трубок вследствие их поперечных колебаний. Интенсивные колебания трубок, приводящие к появлению кольцевых трещин, могут возникать вследствие резонанса или автоколебаний. Источником резонансных колебаний чаще всего являются недостаточно отбалансированный вибрирующий валопровод турбины или другой механизм. Автоколебания характерны для периферийных рядов трубок вследствие взаимодействия трубок с потоком пара, движущегося со скоростью, превышающей некоторое предельное значение.

Коррозионно-эрозионные повреждения наиболее часты для конденсаторных трубок. Для латунных трубок характерно общее обесцинкование: в результате процесса коррозии из латуни в воду переходит цинк и на внутренней поверхности трубки образуется слой красной губчатой меди, который постепенно углубляется, снижая механическую прочность трубки. При увеличении агрессивности охлаждающей воды общее обесцинкование может перейти в местное — пробочное обесцинкование, в результате которого в трубках образуются язвы и пробки из красной меди. В отличие от общего обесцинкования которое может протекать 15—20 лет, скорость пробочного обесцинкования в несколько раз больше. В результате в трубках возникают свищи, через которые в паровое пространство конденсатора устремляется охлаждающая вода.

Эрозионно-коррозионный износ, или ударная коррозия характерна для концов трубок, в которые поступает вода с большей скоростью, содержащая песок, золу и другие абразивные вещества. Последние способствуют эрозионному разрушению защитной оксидной пленки на поверхности трубок, и протеканию процесса коррозии.

Медно-никелевые сплавы, применяемые для трубок большинства современных конденсаторов, подвержены язвенной коррозии (питтингу), а при некоторых условиях — пробочному обесцинкованию.

Места присосов охлаждающей воды в паровое пространство обычно обнаруживают с помощью опрессовки на остановленной турбине. Для этого паровое пространство конденсатора заливают конденсатом выше линии соединения горловины конденсатора и выходного патрубка, а над зеркалом воды создают избыточное давление воздуха в 50—80 кПа (предварительно уплотняются торцы концевых уплотнений, закрываются атмосферные клапаны и клапаны на линии отсосов паровоздушной смеси). При этих условиях производится осмотр трубных досок, предварительно высушенных воздухом. Иногда обнаружить места присосов сырой воды в паровое пространство на работающей турбине можно с помощью пламени зажженной свечи, подносимой к зонам вальцовки трубок на отключенной половине конденсатора.

12.7. ОБСЛУЖИВАНИЕ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Качественное обслуживание теплофикационной установки, прежде всего, возможно только при наличии соответствующих самопишущих и показывающих контрольно-измерительных приборов. Измерениям подлежат давления и температуры на входе и выходе каждого из сетевых подогревателей, давления и температуры греющего пара, уровня конденсата греющего пара и его температуры в корпусах каждого из подогревателей, а также целый ряд параметров, позволяющих контролировать работу сетевых насосов и подпиточной установки.

Основной задачей теплофикационной установки является обеспечение требуемого расхода сетевой воды $W_{с.в}$, нагретой до заданной температуры $t''_{с.в}$ при максимально возможной выработке электрической энергии на тепловом потреблении. Для этого при эксплуатации необходимо выполнять ряд правил.

1. Нагрев сетевой воды в подогревателях при двухступенчатом режиме должен быть примерно одинаковым, что оптимизирует выработку электроэнергии теплофикационным потоком пара.

2. Сетевые подогреватели должны иметь минимальные температурные напоры, позволяющие иметь минимально необходимые давления в подогревателях, обеспечивающие необходимую температуру сетевой воды на выходе из них.

3. Гидравлическое сопротивление парового тракта от камеры отборов до подогревателя долж-

но быть минимальным, в частности, арматура на паропроводах (где она имеется) должна быть полностью открыта.

Последние две меры позволяют иметь минимально возможное давление в камерах отборов, соответственно максимальный тепलोперепад для теплофикационного потока пара и максимальную выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

При обслуживании сетевых подогревателей прежде всего должна быть обеспечена безопасная работа как самих подогревателей, так и паровой турбины, от которой они питаются. Для этого устанавливается целый ряд ограничений по параметрам пара и сетевой воды, которые необходимо тщательно контролировать и соблюдать. К их числу относятся следующие:

1. Максимальное и минимальное давление пара в корпусах подогревателей. Превышение максимального давления вызывает опасность разрушения подогревателя и способствует опасному разогреву ЧНД (при малом расходе пара через нее). Снижение давления ниже минимального перегружает рабочие лопатки предотборных ступеней изгибными напряжениями (при достаточно больших расходах пара). Подробно эти факторы рассмотрены в § 11.7.

2. Расход сетевой воды через подогреватели не должен превышать максимально допустимого. Расход определяет скорость воды в трубках, чрезмерное повышение которой может привести к их быстрому износу под действием эрозии.

3. Давление сетевой воды в подогревателях не должно превышать максимального. Давление определяет напряжения в стенках трубок, которые в свою очередь определяют интенсивность воздействия коррозионных факторов.

4. Нагрев сетевой воды в одном подогревателе не должен превосходить определенной величины, обычно 50 °С. Многоходовая конструкция подогревателя приводит к тому, что трубные пучки разных ходов имеют различную температуру, а завальцованы они в единые трубные доски. Поэтому *в трубках возникают температурные напряжения, пропорциональные разности средней температуры всего трубного пучка и средней температуры трубок соответствующего хода*. При малом нагреве сетевой воды эти разности оказываются допустимыми. При этом, однако, следует заметить, что даже эти температурные напряжения, складываясь с напряжениями от давления, могут провоцировать быстрое развитие коррозионных процессов.

5. Сетевые подогреватели должны быть плотными, т.е. не допускать попадания сетевой воды в паровое пространство подогревателей, а из него — в конденсатно-питательный тракт котла и затем в виде пара с агрессивными примесями в турбину. Хотя сетевая вода существенно чище, чем охлаждающая вода конденсаторов, повышенные температуры в подогревателях интенсифицируют коррозионные процессы, приводящие к появлению трещин и язв в стенках трубок и к прогрессирующим присосам сетевой воды. Дополнительным источником присосов являются неплотности вальцовочных соединений. Учитывая эти обстоятельства, постоянно производится контроль качества конденсата сетевых подогревателей.

Пример 12.8. В качестве примера приведем организацию отвода конденсата греющего пара сетевых подогревателей турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, в котором имеются чистые и солевые отсеки.

Если конденсат греющего пара в чистых отсеках удовлетворяет нормам ПТЭ для питательной воды котлов СКД, то он направляется конденсатными насосами в систему регенеративного подогрева питательной воды. Конденсат из солевых отсеков направляется в конденсатор и вместе с основным конденсатом проходит очистку в БОУ.

При неудовлетворительном качестве конденсат греющего пара направляется в теплообменник (охладитель конденсата бойлеров — ОКБ), где отдает часть своего тепла в систему регенерации, доохлаждается в конденсаторе и подается на БОУ.

Роль сетевых подогревателей не ограничивается нагревом сетевой воды до заданной температуры. Их функционирование определяет условия работы рабочих лопаток предотборных ступеней, промежуточного отсека и даже проточной части ЧНД. Поэтому в качестве безусловных должны соблюдаться все ограничения на давления в камерах теплофикационных отборов, изложенные в § 11.7.

Для понимания любых процессов, происходящих в сетевом подогревателе, надо учитывать, что температура сетевой воды $t''_{с.в}$ на выходе из него связана с ее температурой на входе $t'_{с.в}$ соотношением, аналогичным (11.5):

$$t''_{с.в} = t'_{с.в} + \Delta t_{с.в} + \delta t, \quad (12.5)$$

где $\Delta t_{с.в}$ — нагрев сетевой воды; δt — температурный напор на выходе из сетевого подогревателя, определяемые соотношениями:

$$\Delta t_{с.в} = \frac{G_{п}(h_{п} - h'_{п})}{c_{с.в} W_{с.в}}; \quad (12.6)$$

$$\delta t = t_s(p_{п}) - (t'_{с.в} + \Delta t_{с.в}). \quad (12.7)$$

В этих соотношениях $G_{п}$ — расход пара на сетевой подогреватель; $h_{п}$ — энтальпия пара, поступающего в сетевой подогреватель; $h'_{п}$ — энтальпия конденсата греющего пара в подогревателе; $c_{с.в}$, $W_{с.в}$ — теплоемкость и расход сетевой воды.

Если учесть, что давление в камере отбора больше давления в подогревателе на гидравлическое сопротивление соединяющих их паропроводов и арматуры, установленной на них, то можно прийти к выводу, что *при требуемых теплосетью $t''_{с.в}$ и $W_{с.в}$ давление $p_{п}$ в камере отбора и расход пара $G_{п}$ в отбор будут тем меньше, чем меньше гидравлические сопротивления паропроводов и чем лучше теплообмен (больше коэффициент теплопередачи K и меньше температурный напор δt)*. Меньшему давлению в камере отбора (но не меньше предельно допустимого!) будет соответствовать больший теплотерепад теплофикационного потока пара и его большая мощность. Соответственно большей будет выработка электроэнергии на тепловом потреблении и меньше суммарные затраты топлива на получение электроэнергии.

Пример 12.9. На рис. 12.15 показано влияние давления в теплофикационных отборах на выработку энергии на тепловом потреблении для турбины Т-100/120-12,8 ТМЗ при одноступенчатом и двухступенчатом подогреве сетевой воды. Видно, что при повышении давления в отборах на 1 кПа выработка электроэнергии на тепловом потреблении уменьшается на 1—1,25 (кВт·ч)/Гкал, причем, чем больше давление в отборах, тем сильнее уменьшается выработка на тепловом потреблении.

Температурный напор δt — сравнительно малая величина, определяемая как разность двух сравнительно больших величин, и его определение в условиях эксплуатации представляет определенные трудности. Поэтому часто используют другой критерий — температуру сетевой воды на выходе из подогревателя $t''_{с.в}$, измеряемую при одних и тех же условиях работы: расходе греющего пара, давлении в камере отбора, расходе сетевой воды и ее температуре на входе. Снижение $t''_{с.в}$ свидетельствует об ухудшении состояния подогревателя. Само измерение $t''_{с.в}$ должно осуществляться в трубопроводе сразу же за подогревателем, а не за врезкой обводного трубопровода сетевой воды, поскольку в последнем случае будет изменяться температура смеси горячей воды и возможной протечки холодной

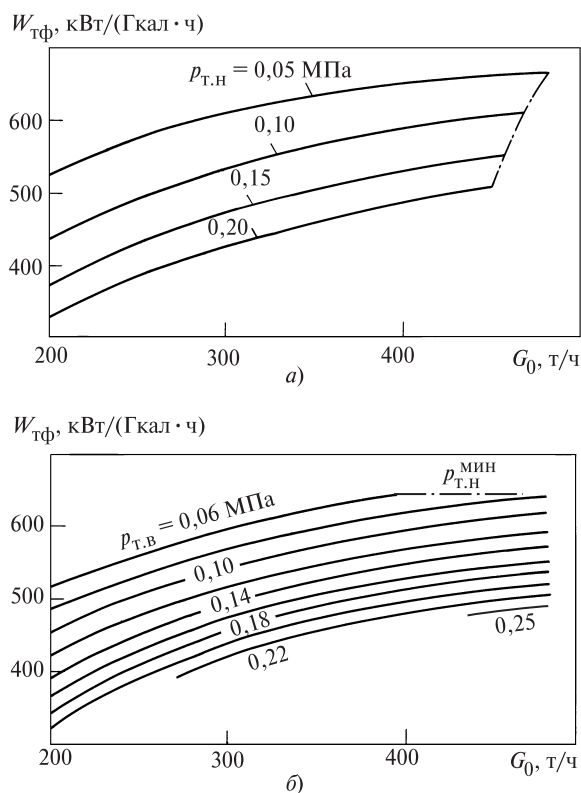


Рис. 12.15. Зависимость выработки на тепловом потреблении от расхода пара на турбину Т-110/120-12,8 ТМЗ и давления в камерах отборов при одноступенчатом (а) и двухступенчатом (б) нагреве сетевой воды

$p_{т.н}$, $p_{т.в}$ — давления в нижнем и верхнем теплофикационных отборах соответственно; $p_{т.н}^{мин}$ — минимальное допустимое давление в отборе

воды по обводным линиям. Еще лучше одновременно измерять температуру сетевой воды и за врезкой обводных линий. Тогда путем сравнения температур сетевой воды до и после врезки обводных линий можно обнаружить нежелательную протечку по обводным линиям.

Увеличенный температурный напор в подогревателе (или недостаточный нагрев сетевой воды) связан со многими причинами. В числе главных упомянем следующие.

1. Образование отложений на внутренней поверхности трубок подогревателя, которые обнаруживаются по увеличению температурного напора. Состав и количество отложений определяются качеством циркулирующей и подпиточной воды теплосети, длительностью работы и температурными условиями. Для очистки внутренних поверхностей используют химические или безрегентные промывки

подогревателей. Технология промывки регламентируется специальными инструкциями. Очистка трубной системы осуществляется в обязательном порядке перед отопительным сезоном.

2. Подтопление трубного пучка конденсатом греющего пара, уменьшающего поверхность теплообмена. За уровнем конденсата в подогревателе необходимо систематически следить. При его повышении до установленного уровня должен автоматически включиться резервный откачивающий (конденсатный) насос. Если из-за неисправности автоматический резервный насос не включился, то его включают вручную. При этом необходимо внимательно следить (по дистанционному указателю или водоуказательному стеклу) за уровнем конденсата в подогревателе: если и при этом происходит дальнейшее повышение уровня, то это означает, что насосы не справляются с откачкой конденсата и необходимо снизить тепловую нагрузку — расход греющего пара. Если и в дальнейшем происходит повышение уровня конденсата в подогревателе, то сетевой подогреватель следует отключить, определить и устранить причины повышения уровня. *Проверка автоматического включения резервных насосов осуществляется периодически по графику, но не реже 1 раза в месяц. Не реже 2 раз в смену необходимо производить обход оборудования и сверку показаний уровня конденсата в сборниках подогревателей по водомерному стеклу и дистанционному указателю.*

3. Частичное открытие запорной арматуры и обратных клапанов на линиях подвода греющего пара, приводящее к снижению давления в подогревателе при фиксированном давлении в камере теплофикационного отбора. Арматура и обратные клапаны на паровых линиях должны быть полностью открыты, а управлять температурой сетевой воды на выходе из подогревателя следует механизмом управления регулятора давления в теплофикационном отборе. Для этой цели можно использовать и закрытие запорных задвижек, но это всегда приводит к уменьшению выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

4. Некачественная работа системы отсоса паровоздушной смеси из подогревателей, работающих под вакуумом, в частности, неполное открытие отсасывающих воздушных линий. Иногда эти линии забывают открыть вовсе. Возможным источником повышенных присосов могут быть неудовлетворительные гидравлические уплотнения тарелок предохранительных клапанов, установленных на паропроводах, идущих к подогревателям. Поэтому *про-*

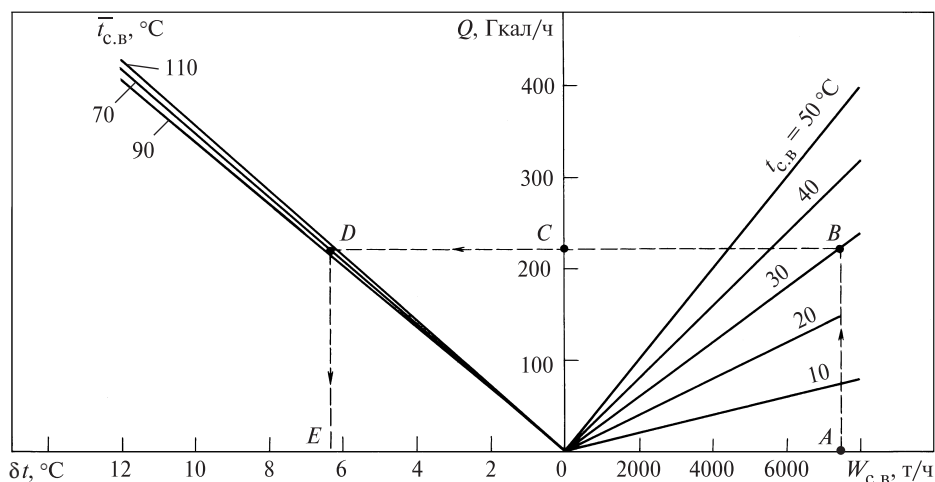


Рис. 12.16. Нормативная характеристика сетевого подогревателя ПСГ-2 турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

верку работы этих уплотнений и их подрегулировку необходимо выполнять не реже 3 раз в смену. Плотность вакуумной системы поверяется не реже 1 раза в месяц, а также перед выводом оборудования в ремонт и после него.

5. Проток холодной сетевой воды в обвод подогревателей и его подмешивание к горячей воде из подогревателя. Аналогичный «обвод» может возникать и внутри подогревателя многоходовой конструкции, когда часть воды из-за деформаций водяных камер протекает через неплотности прилегания межходовых перегородок к трубной доске.

Контроль состояния сетевых подогревателей осуществляется сравнением фактических и нормативных температурных напоров δt на выходе из рассматриваемого подогревателя.

Пример 12.10. На рис. 12.16 показана нормативная характеристика, полученная ОРГРЭС, для ПСГ-2 с трубками из стали 12Х18Н10Т турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Она связывает условия работы подогревателя (расход $W_{c,в}$, нагрев $\Delta t_{c,в}$ сетевой воды и ее среднюю температуру $\bar{t}_{c,в} = (t'_{c,в} + t''_{c,в})/2$ с температурным напором δt .

Пусть в сетевой подогреватель (ПСГ-2) поступает расход сетевой воды $W_{c,в} = 7500$ т/ч с температурой на входе $t'_{c,в} = 75$ °С, а на выходе $t''_{c,в} = 105$ °С. Давление в подогревателе $p_{п} = 0,169$ МПа. Оценим качество работы подогревателя.

Пользуясь номограммой (см. штриховую линию *ABCDE*) по величинам $W_{c,в}$, нагреву сетевой воды $\Delta t_{c,в} = 30$ °С и средней температуре $\bar{t}_{c,в} = (75 + 105)/2 = 90$ °С, найдем нормативный температурный напор $\delta t_{н} = 6,3$ °С. Так как давлению 0,169 МПа соответствует температура

конденсации $t_{с,ф} = 115$ °С, то фактический температурный напор составит

$$\delta t_{ф} = t_{с,ф} - t''_{c,в} = 115 - 105 = 10 \text{ °С,}$$

т.е. он заметно выше нормативного.

Иными словами, можно сказать, что, если бы подогреватель работал нормально, то в нем потребовалось бы держать давление не 0,169 МПа, а давление $p_{п,н}$, определяемое температурой конденсации $t_{к} = 105 + 6,3 = 111,3$ °С, т.е. при $p_{п,н} = 0,15$ МПа. Это соответствующим образом снизило бы давление в камере отбора и увеличило бы выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляют ПТЭ к плотности стопорных и регулирующих клапанов?
2. В соответствии с ПТЭ работа турбины с неплотными обратными клапанами на линиях нерегулируемых отборов пара не допускается. Как следует поступить при неисправности обратного клапана и нежелательности остановки турбины?
3. Назовите сроки проверок плотности стопорных, регулирующих и обратных клапанов.
4. Почему перед испытанием на сброс нагрузки обязательно проверяется плотность обратных клапанов?
5. С какой целью производится расхаживание клапанов?
6. Турбина работает с ежесуточными остановками на ночь. Следует ли производить расхаживание стопорных и регулирующих клапанов?
7. Назовите сроки частичного и полного расхаживания регулирующих клапанов.
8. Почему проверку автомата безопасности предпочитают производить с помощью специального устройства при номинальной частоте вращения вместо разгона турбины до частоты срабатывания автомата безопасности?

9. В каких случаях проверку системы защиты осуществляют путем разгона ротора турбины?
10. Для какой цели ежегодно снимают статическую характеристику регулирования?
11. В каких случаях производят испытание турбины на сброс нагрузки?
12. При испытаниях турбины на сброс нагрузки произошло закрытие стопорных клапанов. Требуется ли настройка системы регулирования и защиты?
13. Как контролируется качество работы маслоохладителя?
14. Почему в инструкциях по обслуживанию всегда ограничивают значения давлений в проточной части турбины?
15. Почему требуется поддержание давления уплотняющего пара в очень узких пределах?
16. Каким образом проверяется качество работы регенеративных подогревателей?
17. Как влияют отложения в турбине на ее надежность и экономичность?
18. По каким признакам обнаруживается занос турбины отложениями?
19. Почему для турбин на сверхкритическое начальное давление требования к качеству пара более жесткие, чем для других ПТУ?
20. Почему промывку турбины ведут влажным паром?
21. Почему нельзя проводить промывку турбины при номинальной мощности?
22. Почему перевод турбины на режим промывки должен производиться плавно и постепенно?
23. Каковы особенности промывки блочных турбин?
24. Когда применяются химические промывки?
25. Что такое коэффициент теплопередачи? В каких единицах он измеряется?
26. Назовите причины стремительного увеличения давления в конденсаторе.
27. Что должен делать машинист турбины при повышении давления в конденсаторе?
28. Назовите причины медленного повышения давления в конденсаторе.
29. Как будут изменяться нагрев охлаждающей воды, температурный напор и давление в конденсаторе при заносе трубок отложениями?
30. Как будут изменяться нагрев охлаждающей воды, температурный напор и давление в конденсаторе при заглушении части трубок пробками из-за их неплотности?
31. Назовите причины уменьшения расхода охлаждающей воды.
32. Назовите причины нарушения водяной плотности конденсатора.
33. Как влияют температурные напоры в сетевом подогревателе на выработку электроэнергии на тепловом потреблении?
34. Как влияет гидравлическое сопротивление паропроводов, по которым пар поступает к сетевым подогревателям, на выработку электроэнергии на тепловом потреблении?
35. Чем определяются ограничения минимального и максимального значений давления в сетевых подогревателях?
36. Чем регламентируются давление и расход сетевой воды через сетевые подогреватели?
37. Почему лимитируется нагрев сетевой воды в подогревателе?
38. Назовите факторы, определяющие температурный напор в подогревателе?
39. Для чего служит нормативная характеристика подогревателя?

Глава тринадцатая

ПУСК ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

13.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПУСКОВ И ОСНОВНОЙ ПРИНЦИП ИХ ПРОВЕДЕНИЯ

Технология пуска турбины в большой степени зависит от температурного состояния оборудования перед пуском. В соответствии с этим различают пуски из холодного, неостывшего и горячего состояний. Эта классификация (для энергоблоков) производится по температуре турбины и главных паропроводов перед пуском.

Если котел и паропроводы энергоблока ТЭС полностью остыли, а температура турбины не превышает 150 °С, то считают, что пуск происходит из холодного состояния. Для мощных энергоблоков для остывания до такой температуры требуется не менее 90—100 ч. Пускам из горячего состояния соответствует температура турбины 420—450 °С и выше. Это снижение происходит за 6—10 ч. Промежуточным значениям температуры турбины перед пуском соответствуют пуски из неостывшего состояния.

На практике обычно пусками из горячего состояния называют пуск после ночного простоя, из неостывшего состояния — после простоя в субботу и воскресенье, из холодного состояния — после простоев большей длительности. Пуск турбины из любого температурного состояния должен проводиться с учетом явлений, возникающих при нестационарных тепловых режимах, рассмотренных в § 11.8.

Всякое удлинение пуска приводит к дополнительным затратам топлива. Поэтому пуск должен производиться быстро, однако не в ущерб надежности. Таким образом, *основной принцип проведения пуска состоит в том, что он должен проводиться со скоростью, максимально возможной по условиям надежной работы.*

Для понимания процессов и последовательности проведения пусков оператор должен досконально знать развернутую тепловую схему и все ограничения, которые накладываются на режимы работы оборудования. Ниже для целей изучения принципов выполнения пусковых и остановочных операций нет необходимости использовать развернутую теп-

ловую схему, во-первых, потому, что любая развернутая схема носит конкретный характер, и, во-вторых, потому что она затемнена многочисленными деталями, которые мы будем изучать с помощью отдельных фрагментов развернутых тепловых схем, имеющих достаточно универсальный характер.

Прежде всего необходимо усвоить, что *пуск любой теплофикационной турбины с конденсацией (блочной или неблочной) осуществляется в чисто конденсационном режиме*, когда регулятор давления регулируемого отбора отключен, а регулирующие органы ЧНД полностью открыты. Только при вполне определенной электрической нагрузке осуществляется подключение теплофикационной установки.

Свои особенности имеют пуски турбин с противодавлением, которые рассмотрены в отдельном параграфе.

13.2. НЕПОЛАДКИ И ДЕФЕКТЫ, ПРЕПЯТСТВУЮЩИЕ ПУСКУ

В ПТЭ, а также в инструкциях по обслуживанию каждой конкретной турбоустановки в специальном разделе указаны условия, при которых пуск запрещен. Несмотря на различия в конструкциях турбин, пусковых схемах и другом оборудовании, существует определенный общий перечень неполадок и дефектов, без устранения которых пуск турбины запрещается.

Пуск турбины запрещается при неисправности основных приборов, показывающих протекание теплового процесса в турбине и ее механическое состояние. К таким приборам относятся тахометр, приборы, измеряющие температуру и давление свежего пара, пара промежуточного перегрева и регулируемых отборов, а также вакуум и температуру в выходном патрубке.

Неисправность тахометра не позволяет производить прогрев турбины на безопасной частоте вращения (вдали от критических частот и частот, вызывающих резонанс рабочих лопаток), не позволяет точно подогнать частоту вращения к частоте сети для плавного включения турбогенератора в сеть,

создает опасность неконтролируемого повышения частоты вращения и разгона турбины.

Без знания параметров пара перед ЦВД и ЦСД (в случае турбины с промежуточным перегревом) невозможно выдержать одно из главных требований безопасности пуска — *удержать температурные напряжения в безопасных пределах*. Знание температуры поступающего в цилиндры пара позволяет в определенной степени контролировать относительное расширение ротора.

Повышение температуры выходного патрубка и ухудшение вакуума вызывают опасность расцентровок ротора и корпуса ЦНД с последующими задеваниями и короблениями.

Пуск турбины запрещается при неисправной масляной системе, обеспечивающей смазку подшипников турбины. Качество масла должно удовлетворять стандарту, а его уровень в масляном баке должен быть не ниже допустимого с учетом заполнения маслом и системы регулирования (если системы смазки и регулирования объединены). Маслопроводы должны быть плотными и надежными, все требования техники безопасности должны строго соблюдаться. Неплотность маслопровода может привести в лучшем случае к падению давления в системе смазки и остановке турбины, а в худшем — к пожару. В предусмотренных местах на маслопроводном тракте должны устанавливаться манометры требуемого класса точности, позволяющие достаточно точно измерять давление масла при работе основных, резервных и аварийных насосов.

Основные, вспомогательные, резервные и аварийные насосы (см. рис. 4.1 и 4.3), а также арматура маслопроводов и сливной клапан должны быть исправными. Особое внимание уделяется электрической части двигателей насосов и особенно системе блокировок и переключения насосов.

Пуск турбины запрещается при неисправности системы защиты. Хотя система защиты имеет несколько независимых контуров, пуск турбины не разрешается, если неисправен хотя бы один из контуров, обеспечивающих прекращение подачи пара в турбину.

Автомат безопасности турбины (каждый из бойков или каждое из колец) должен быть правильно настроен и безупречно работать.

Стопорные клапаны ЦВД и ЦСД, являющиеся главной защитой турбины, не должны заедать или задерживаться при закрытии или неплотно садиться. В равной степени это относится к обратным кла-

панам с принудительным закрытием на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов пара.

Вся цепочка элементов от датчиков защиты до исполнительных органов должна работать быстро и надежно. В частности, это относится к реле осевого сдвига, вакуум-реле, электромагнитному выключателю.

Должны быть исправными атмосферные клапаны или диафрагмы, предохраняющие выходную часть турбины и камеры отборов от разрыва при повышении давления.

Наконец, должна быть в полной исправности запорная арматура на линиях свежего пара, промежуточного перегрева и отборов. Неплотности арматуры приводят к чрезмерному остыванию отдельных элементов установки при ее остановке на короткий период, скоплению конденсата, который может быть унесен в турбину при последующем пуске. Должен быть в исправности электрический привод, установленный на арматуре

Пуск турбины запрещается при неисправной системе регулирования. Если система регулирования отделена от системы смазки, то маслоснабжение системы регулирования должно быть таким же надежным, как и снабжение маслом подшипников.

Регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД не должны заедать и должны плотно садиться на свои седла. Следует помнить, что *система регулирования не только выполняет функцию регулирования электрической нагрузки или отборов, но и является одним из контуров защиты турбины от разгона*.

Регулирование должно надежно работать на холостом ходу, не допуская чрезмерных колебаний частоты вращения. В противном случае затрудняется синхронизация турбогенератора с сетью и становится невозможным удержать частоту вращения в допустимых пределах (без срабатывания автомата безопасности) при сбросе нагрузки.

Поддержание устойчивого вращения турбины на холостом ходу и переход на холостой ход при полном сбросе электрической нагрузки — неременные требования к системе регулирования, без удовлетворения которых агрегат не может быть допущен к эксплуатации.

Пуск турбины запрещается, если неисправно валоповоротное устройство. Подача пара на неподвижный ротор перед набором вакуума в турбине неминуемо влечет изгиб ротора, повышенную вибрацию и истирание уплотнений со снижением экономичности.

Должна быть в безупречном состоянии теплофикационная установка и все приборы, характеризующие ее состояние.

13.3. ПУСК НЕБЛОЧНЫХ ПТУ ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

13.3.1. Особенности пуска неблочных ПТУ

Основные характерные особенности пуска неблочной ПТУ вытекают из схемы паропроводов электростанции с поперечными связями. Поскольку от парового коллектора станции питаются другие турбины, перед пуском конкретной турбины для нее имеется пар номинальных параметров. Поэтому *главной особенностью пуска неблочной ПТУ является использование пара номинальных параметров.* При этом в сферу обязанностей машиниста не входят заботы о паровом коллекторе электростанции и параметрах пара в нем. Об этом заботится персонал котельной установки.

Деаэраторы на неблочных ТЭС относятся к общестанционному хозяйству. Подача деаэрируемой воды и греющего пара в деаэратор производится из коллекторов конденсата и греющего пара, к которым присоединены другие турбины данной ТЭЦ. Поэтому во время пуска конкретной турбины машинисту ПТУ неблочной ТЭЦ нет необходимости заботиться о работе деаэраторов. Только после пуска турбины производят подключение турбины к соответствующим коллекторам. Это же относится к работе сетевых подогревателей.

Таким образом, в сферу забот машиниста при пуске неблочных ПТУ входят паропроводы от парового коллектора электростанции до турбины, собственно турбина вместе с конденсационной установкой, регенеративная система и теплофикационная установка.

На рис. 13.1 показана схема паропровода от парового коллектора электростанции до стопорного клапана турбины. Непосредственно у парового коллектора на перекрытии 1 установлена маги-

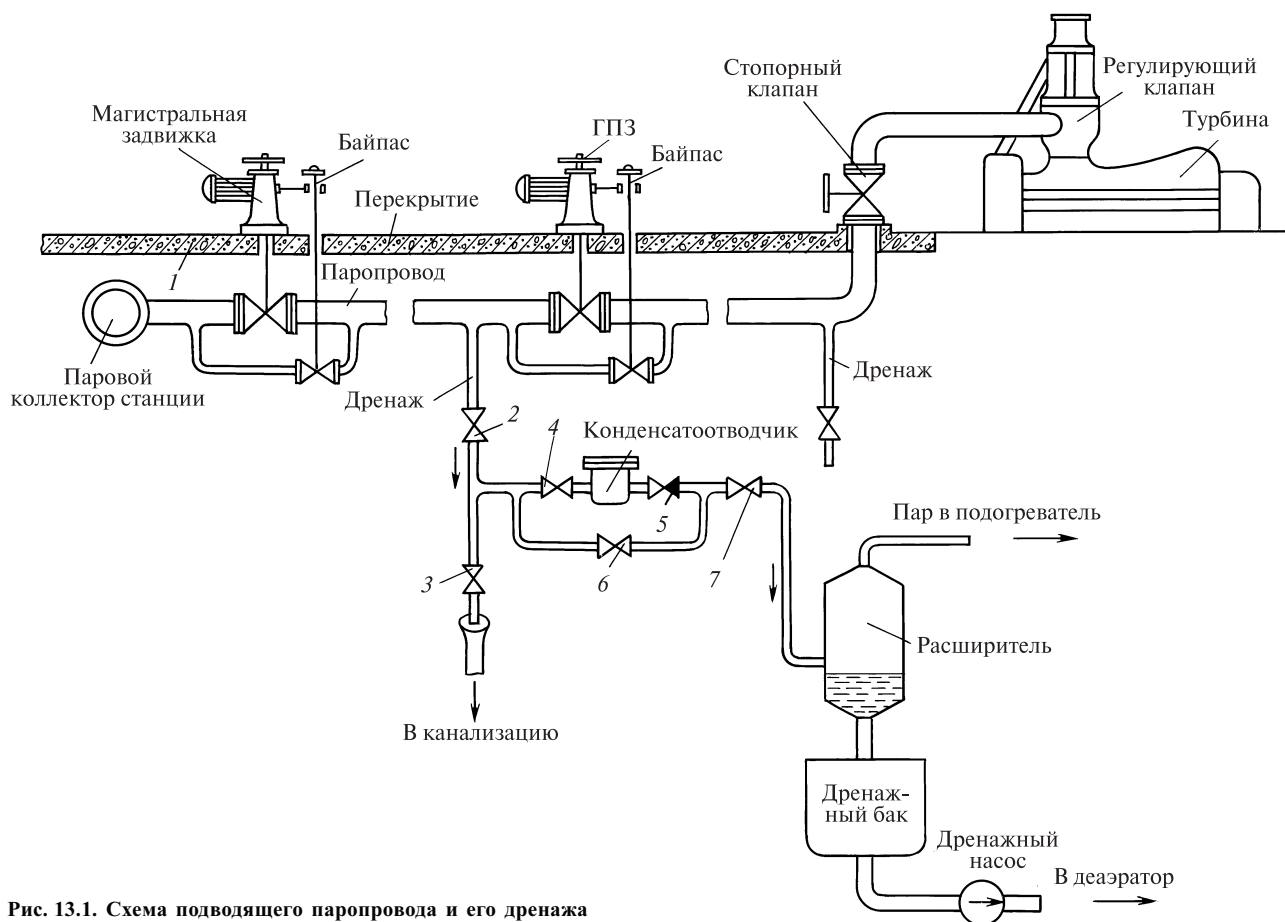


Рис. 13.1. Схема подводящего паропровода и его дренажа

стральная задвижка, а непосредственно у стопорного клапана турбины главная паровая задвижка ГПЗ.

Прогрев паропровода производится по участкам: сначала прогревается участок от парового коллектора до ГПЗ, а затем — от ГПЗ до стопорного клапана. Для прогрева паропровода паром с постепенно повышающимися параметрами, отвода конденсата, образующегося при подаче пара в холодный паропровод, его снабжают дренажами — трубопроводами малого диаметра, соединяющими главный паропровод с устройствами, в которых поддерживается меньшее давление (в частности, это может быть просто атмосфера). Дренажи ввариваются в самые низкие точки паропровода для свободного стока конденсата, а сам паропровод должен иметь небольшой уклон в сторону дренажа.

Каждый дренаж снабжают арматурой и специальными устройствами, позволяющими ему работать в трех характерных режимах.

Прежде всего дренаж может работать «на воронку»: для этого открывают вентили 2 и 3 образующийся конденсат сбрасывают в канализацию. Такой режим используется на первых этапах прогрева паропровода, когда конденсат загрязнен окислами железа, образовавшимися во время простоя турбины.

После достаточной промывки паропровода осуществляется постепенный перевод дренажа «с воронки» на расширитель (в результате открытия вентиля 7, обводного вентиля 6 конденсатоотводчика и закрытия вентиля 3 «на воронку»). В расширителе поддерживается пониженное давление, поэтому происходит частичное вскипание дренажного конденсата. Образующийся пар используется в цикле, а конденсат направляется в дренажный бак и затем дренажным насосом подается в деаэрактор. Аналогичным образом работает дренаж и при окончании конденсации, когда прогрев паропровода ведется уже «пролетным» паром.

После полного прогрева паропровода такие постоянные дренажи закрываются. Когда дренаж подсоединен к полостям, где возможно скопление конденсата при работе турбины или коротких остановках, дренаж оставляют в работе, однако осуществляют его через вентили 4 и 5 и конденсатоотводчик (конденсационный горшок) — устройство, поддерживающее определенный уровень конденсата в дренажной линии и не допускающее ее переполнения. Обводной вентиль конденсатоотводчика при этом закрывают.

13.3.2. Пусковая схема неблочных ПТУ

На рис. 13.2 показана упрощенная пусковая схема турбины, состоящей из ЦВД и двухпоточного ЦНД. Для того чтобы не мешать пониманию процессов, происходящих при начальном этапе пуска, который ведется на конденсационном режиме, на схеме не показаны регулируемые отборы пара на сетевые подогреватели и теплофикационная установка (которые подключаются на последних этапах пуска), органы регулирования отборов (клапаны или диафрагмы в ЧНД), схематически показана система регенерации турбины, схема уплотнений содержит только трубопроводы, необходимые при анализе пусковых операций, не показан встроенный в конденсатор теплофикационный пучок. Многие из этих элементов будут рассмотрены ниже.

Для прогрева и пуска схема содержит три дренажных коллектора: высокого, среднего и низкого давления. Такое разделение необходимо, так как в противном случае пар или конденсат из трубопровода высокого давления будет вытеснять конденсат из дренажа низкого давления. Все три коллектора соединены с расширителем, паровое пространство которого связано с паровым пространством конденсатора, а водяное — с его конденсатосборником.

В коллектор высокого давления заведены дренажи четырех перепускных труб от стопорного клапана к четырем регулирующим клапанам турбины. Если конструкция паровпускной части турбины позволяет скопиться конденсату в области паровпуска (например, в боковых пароподводящих патрубках, как показано на рис. 9.5), то образующийся конденсат также отводят в дренажный коллектор высокого давления.

Дренажи ЦВД (для простоты показан один дренаж) направлены непосредственно в расширитель. Это практически исключает возможность попадания в турбину воды через дренажную линию (это может произойти только при переполнении конденсатом расширителя). В дренажный коллектор среднего давления обычно заводят дренажи перепускных труб от ЦВД к ЦСД (если он имеется), паровпускной части ЦСД и трубопроводов отборов на ПВД (на рис. 13.2 для простоты показан только один отбор на ПВД). Дренажи трубопроводов отборов на ПВД и на сетевые подогреватели обычно заводят в коллектор низкого давления.

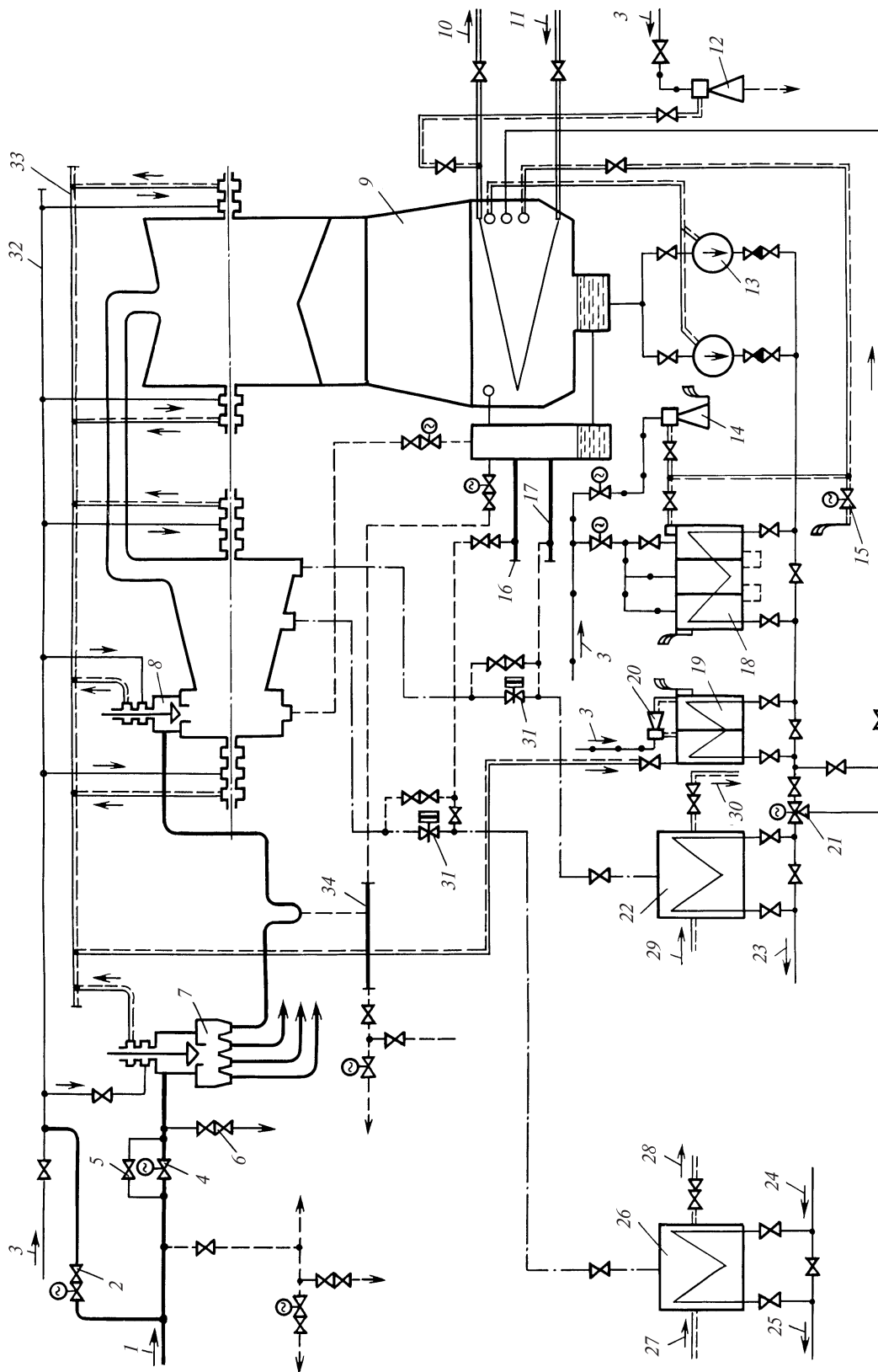


Рис. 13.2. Принципиальная пусковая схема неблочной ПТУ

1 — свежий пар из коллектора; 2 — вентиль для подмешивания свежего пара к уплотняющему; 3 — пар от деаэратора; 4 — ГПЗ; 5 — байпас ГПЗ; 6 — вентиль обеспаривания; 7 — стопорный клапан; 8 — регулирующий клапан; 9 — турбина; 10, 11 — отвод и подвод охлаждающей воды; 12 — эжектор циркуляционной системы; 13 — конденсатный насос; 14 — пусковой эжектор; 15 — задвижка для сырья вакуума; 16, 17, 34 — соответственно дренажные коллекторы среднего, низкого и высокого давления; 18 — пароструйный охладитель; 19 — эжекторный охладитель; 20 — клапан рециркуляции; 21 — клапан рециркуляции; 22 — первый ПВД; 23 — конденсат во второй ПВД; 24 — питательная вода из деаэратора; 25 — питательная вода во второй ПВД; 26 — ПВД; 27, 29 — отсос воздуха из следующего подогревателя; 28, 30 — отсос воздуха из подогревателя; 31 — обратный клапан с принудительным закрытием; 32 — коллектор уплотнений пара; 33 — коллектор отсоса паровоздушной смеси из уплотнений

13.3.3. Пуск ПТУ

Приступать к пуску турбоустановки можно только при отсутствии запрещений на пуск, изложенных в § 13.2. Пуск турбины состоит из четырех основных этапов:

- 1) подготовительного, охватывающего период от первых проверочных операций до приведения ротора во вращение;
- 2) разворота и доведения частоты вращения до синхронной;
- 3) синхронизации и нагружения турбины;
- 4) подключения при определенной мощности теплофикационной установки и нагружения турбины до заданной мощности.

Подготовка к пуску предусматривает проверку общего состояния турбоустановки и теплофикационной установки, отсутствия каких-либо незаконченных работ, исправности приборов и сигнализации. Убедившись в готовности оборудования к пуску, приступают к прогреву паропроводов от стационарного парового коллектора до ГПЗ (см. рис. 13.1).

Перед подачей пара в прогреваемый паропровод при пуске турбины из холодного состояния его температура равна температуре окружающей среды, т.е. составляет несколько десятков градусов. *При подаче в паропровод горячего пара происходит его мгновенная конденсация.* Интенсивность теплообмена между пленкой образующегося конденсата и внутренней поверхностью чрезвычайно велика. Внутренняя поверхность практически сразу приобретает температуру конденсата, которая равна температуре насыщения. Внешние слои трубопровода при этом остаются холодными. Поэтому разность температуры внутренней поверхности паропровода и средней температуры его сечения оказывается большой, в результате чего мгновенно возникают очень высокие температурные напряжения — происходит тепловой удар. *Циклическое повторение тепловых ударов приводит к появлению трещин малоциклового усталости, их развитию и разрушению паропровода.*

Пример 13.1. Пусть, например, в общестационарном коллекторе свежего пара давление 12,8 МПа, температура 555 °С. Оценим напряжения, возникающие на внутренней поверхности паропровода при подаче в него пара с этими параметрами, если начальная температура паропровода $t_0 = 30$ °С. Материал паропровода — сталь 12Х1МФ с характеристиками: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_T = 13 \cdot 10^{-6}$ 1/К; $\mu = 0,3$. Давлению 12,8 МПа соответствует температура на-

сыщения $t_n = 330$ °С. Следовательно, возникают температурные напряжения (см. § 11.8).

$$\sigma = -\frac{\alpha_T E}{1-\mu} (t_n - t_0) = -\frac{13 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{1-0,3} (330-30) = -1150 \text{ МПа.}$$

Эти напряжения более чем в 3 раза превышают предел текучести для этой стали, находящийся на уровне 350 МПа.

Поэтому *на первых этапах пуска в прогреваемом паропроводе необходимо иметь низкое давление*, которому будут соответствовать малая температура насыщения и, следовательно, малые температурные напряжения в паропроводе. Этого добиваются путем открытия дренажей (вентили 2 и 3 на рис. 13.1) и постепенного открытия байпаса магистральной задвижки 1.

Прогрев паропровода на сниженном давлении (примерно 0,5—1 МПа) ведут до прекращения массовой конденсации, когда паропровод прогреется до температуры насыщения. Далее путем постепенного открытия байпаса магистральной задвижки повышают давление в паропроводе (скорость повышения давления оговорена в каждой пусковой инструкции и обычно составляет 0,1—0,2 МПа/мин). Управляя дренажами паропровода, как описано выше, доводят давление в нем до номинального. После этого открывают магистральную задвижку, а ее байпас закрывают.

Аналогичным образом прогревают участок паропровода (перепускные трубы) от ГПЗ до стопорного клапана. Обычно время прогрева всего паропровода составляет в зависимости от параметров пара от 40 мин до 1,5 ч. Период прогрева паропроводов совмещают с другими подготовительными операциями с таким расчетом, чтобы к моменту окончания прогрева паропровода все подготовительные операции были закончены (это экономит расход электроэнергии и тепла на собственные нужды ПТУ).

Важнейшей и одной из самых длительных по времени операций является пуск конденсационной установки (см. рис. 13.2), который начинают с пуска циркуляционных насосов. В простейшем случае для этого необходимо заполнить их водой и включить. Во многих случаях этого оказывается недостаточно: насосы поднимают охлаждающую воду на некоторую высоту, но не могут заполнить и прокачать воду через него. Для того чтобы они могли это сделать, *необходимо заполнить систему насосами технической воды, создать сифон и*

после этого запустить циркуляционный насос. Тогда вода, движущаяся сплошным потоком в сбросном циркуляционном трубопроводе, будет оказывать дополнительное всасывающее действие, что обеспечит нормальную работу циркуляционных насосов. Для облегчения создания сифона включается эжектор 12 (см. рис. 13.2) циркуляционной системы, рабочий пар для которого берут либо от уравнительной линии деаэраторов, либо из паропровода свежего пара. После отсоса воздуха из водяной системы конденсатора его заполняют циркуляционной водой (под действием атмосферного давления), а затем включают в работу циркуляционные насосы. Далее пускают в ход конденсатные насосы 13. Для этого предварительно в конденсатор 9 добавляют химически очищенную воду (до уровня, предусмотренного инструкцией), открывают воздушники насосов на паровое пространство конденсатора и опробуют конденсатные насосы и их блокировки на холостом ходу (при закрытых напорных задвижках). После этого закрывают задвижку перед клапаном автоматической рециркуляции 21 в конденсатор, но открывают задвижку ручной рециркуляции. Это необходимо для того, чтобы при отсутствии подачи пара в конденсатор не произошла полная откачка конденсата с последующим срывом конденсатных насосов. После создания контура рециркуляции конденсатные насосы пускаются в нормальный режим работы. Затем приступают к созданию в конденсаторе и турбине вакуума. Для этого используют пусковой 14 и основной 18 эжекторы. На пусковой эжектор сначала подают пар (либо свежий, либо из уравнительной линии деаэраторов), а затем открывают задвижки на линии отсоса паровоздушной смеси из конденсатора. После создания пусковым эжектором в конденсаторе небольшого вакуума (примерно 13—20 кПа) включают в работу основной эжектор 18.

Пуск многоступенчатого парового эжектора производят в следующем порядке. При циркулирующем через холодильники эжекторов конденсате и залитом сифоне холодильника подается рабочий пар на последнюю по ходу паровоздушной смеси ступень эжектора и открывается отсос паровоздушной смеси из конденсатора. Затем последовательно через определенные промежутки времени подается пар на предыдущие ступени эжектора.

В период набора вакуума с помощью пускового и основного эжекторов (и прогрева паропровода) проверяют работу элементов системы маслоснабжения, смазки, защиты и регулирования. Проверяются

работа пускового масляного насоса (если основной насос расположен на валу турбины), резервного и аварийного, работа масляного реле давления и исправность электрических блокировок.

При работающих насосах смазки проверяют работу валоповоротного устройства, включая его электродвигатель и вводя в зацепление шестерни устройства и вала турбины. При вращении ротора валоповоротным устройством прослушивают стетоскопом турбину (проверяют отсутствие задеваний в проточной части и концевых уплотнениях). После проверки работы валоповоротного устройства оно отключается.

Проверка систем защиты и регулирования выполняется при закрытых ГПЗ и ее байпасе и отсутствии давления перед стопорным клапаном во избежание разгона турбины. Проверяется закрытие стопорного клапана и обратных клапанов на линиях отборов при воздействии на золотники автомата безопасности кнопками у турбины и кнопкой дистанционного отключения. Проверяется плавность хода регулирующих клапанов под воздействием механизма управления как от ручного привода, так и дистанционного управления.

После проверки работы валоповоротного устройства появляется возможность ускорения набора вакуума, при котором допускается подача пара в турбину. Для этого ротор турбины снова приводят во вращение посредством валоповоротного устройства, из коллектора уплотнений подают пар на уплотнения турбины и включают эжектор уплотнений для отсоса паровоздушной смеси из последних камер концевых уплотнений турбины и штоков клапанов. Необходимо подчеркнуть, что *подача пара на уплотнения при неподвижном роторе категорически запрещена*, поскольку это вызовет неизбежный тепловой изгиб ротора и интенсивную вибрацию при попытке поднять частоту вращения.

Непосредственно перед толчком ротора необходимо механизм управления турбины поставить в положение минимальной частоты вращения; тогда при развороте турбины, когда вступит в работу система регулирования, частота вращения будет минимальной и меньше номинальной. В дальнейшем механизмом управления можно будет плавно довести частоту вращения до синхронной.

Регулятор давления в отборе следует отключить, при этом клапаны ЧНД (или регулирующая диафрагма) полностью откроются и этап разворота и частично нагружения будет происходить так же, как и при пуске конденсационной турбины. Непосред-

ственно перед пуском необходимо взвести автомат безопасности и открыть дренажи на воронку из корпуса турбины и перепускных труб.

Приведение ротора во вращение (толчок ротора) можно производить различными способами. Наиболее простым является толчок открытием одного из регулирующих клапанов: в этом случае можно очень тонко регулировать расход пара и точно поддерживать необходимую частоту вращения. Однако такой способ плох тем, что пар, выходящий из одной группы сопел, несимметрично обогревает корпус, вызывая его коробление. Поэтому этот способ практически не применяют.

Для турбин малой мощности и на умеренные начальные параметры пара для разворота турбины часто используют стопорный клапан. Такой способ особенно удобен в том случае, когда стопорный клапан имеет специальный небольшой клапан для тонкой регулировки расхода пара.

Наиболее часто для приведения турбины во вращение используют байпас ГПЗ, которым подают пар в турбину через все сопловые сегменты. Это не только обеспечивает симметричный обогрев корпуса в области паровпуска, но и уменьшает интенсивность теплообмена между паром и внутренней поверхностью сопловых коробок (поскольку то же количество пара проходит, не через один, а через несколько сегментов, и тогда его скорость будет меньше).

В момент начала вращения ротора, когда в турбину начинает поступать свежий пар, в ней происходят такие же тепловые явления, как и в паропроводе. Поскольку корпус турбины холодный, происходит интенсивная конденсация пара, поэтому конденсат необходимо отводить из корпуса через дренажи.

Интенсивность теплового удара, возникающего при конденсации пара в холодной турбине, зависит от давления в камере регулирующей ступени. Это давление будет тем меньше, чем меньше требуется пара для начала вращения ротора. Углубление вакуума в турбине перед подачей пара и достаточный разогрев масла, идущего к подшипникам, уменьшают силы трения и давление в камере регулирующей ступени, возникающее в момент начала вращения ротора.

Подъем частоты вращения ведут в соответствии с графиком пуска. Разгон ротора до номинальной частоты вращения производят не непрерывно, а руководствуясь следующими правилами:

1. В процессе разворота производятся выдержки, при которых частота вращения остается неиз-

менной. Эти выдержки необходимы для равномерного прогрева ротора и корпуса турбины, для удержания в допустимых пределах относительного удлинения ротора и температурных напряжений в роторе и корпусе. Необходимость прогрева ротора на малых частотах вращения особенно важна для пуска из холодного состояния, когда из-за высокой критической температуры хрупкости материала ротора имеется опасность хрупкого разрушения (см. § 17.2). В начальный период пуска из холодного состояния необходима выдержка для удаления из корпуса турбины образующегося конденсата.

2. Критические частоты валопровода следует проходить быстро, не давая развиваться интенсивным колебаниям.

3. При появлении повышенной вибрации следует снизить частоту вращения и прогреть турбину при этой частоте. В большинстве случаев повышенная вибрация при пуске возникает из-за временного теплового прогиба вала или временного коробления корпуса вследствие несимметричного прогрева. Если при последующей попытке увеличить частоту вращения вибрация не возникает, то можно продолжать повышать частоту вращения. В противном случае турбину надо остановить и выяснить причину повышенной вибрации.

4. В процессе разворота необходимо периодически прослушивать турбину стетоскопом. При возникновении задеваний необходимо снизить частоту вращения. При прекращении задеваний следует дополнительно прогреть турбину и опять поднять частоту вращения. Если задевания ликвидировать не удастся, то следует остановить турбину и выяснить их причину.

5. В процессе разворота необходимо внимательно следить за работой всех систем турбины и конденсатора, за температурным состоянием корпуса турбины. Особенно внимательно надо следить за уровнем конденсата в конденсаторе, не допуская его повышения за счет увеличивающегося расхода пара; избыток конденсата следует отводить в деаэрактор, если химическим анализом подтверждается нормальное качество конденсата.

Температура масла на входе и выходе из подшипников должна тщательно контролироваться. На первом этапе пуска, в частности, при опробовании масляной системы, охлаждающая вода на маслоохладитель не подается, поскольку температура масла и так мала и его смазочные свойства недостаточны. Пуск турбины разрешается только по достижении значений температуры масла, не менее 30 °С.

В дальнейшем температура масла будет повышаться за счет потерь трения в масле при вращении ротора, и поэтому в определенный момент на маслоохладители следует подать охлаждающую воду. Обычно на выходе из маслоохладителя поддерживается температура масла на уровне 45 °С, а на выходе из подшипников — не более 65 °С.

Разница температур верха и низа цилиндра строго ограничивается для каждой турбины. *Обычно предельно допустимое значение разности верха и низа цилиндра находится на уровне 50 °С*, причем требуется продолжать прогрев до уменьшения этой разности до 30—35 °С. Так же строго ограничивается разность температур фланца и шпильки, обычно не выходящая за рамки 20—30 °С.

Работа турбины вблизи номинальной частоты вращения называется холостым ходом. При холостом ходе турбина мощности не вырабатывает, а вся энергия поступающего пара расходуется на преодоление трения в масляном слое подшипников и трение ротора турбины о пар. При таком режиме пар, протекающий через турбину, сильно разогревается, а температура выходной части повышается. Это грозит появлением расцентровок и повышением вибрации. Поэтому время холостого хода по возможности ограничивают.

С помощью механизма управления доводят частоту вращения ротора турбины до синхронной и на этой частоте проводят вторичную проверку работы системы защиты и системы регулирования.

В процессе всех проверок турбина должна работать устойчиво. *При неустойчивом холостом ходе эксплуатация турбины запрещается*. Опробуются кнопка ручного выключателя турбины и кнопки дистанционного отключения турбины со щита. При этом должны закрыться стопорные и регулирующие клапаны, а частота вращения должна медленно уменьшаться. Воздействием на электрические контакты проверяют срабатывание реле осевого сдвига и работу реле давления. Воздействием на механизм управления проверяют плавность перемещения регулирующих клапанов.

Последней операцией перед синхронизацией турбины является проверка срабатывания автомата безопасности на холостом ходу путем подачи к бойкам масла для выбивания бойка или смещения кольца (см. § 12.2). *Работа турбины с неисправным автоматом безопасности не допускается*.

После синхронизации машины и включения ее в сеть начинается немедленный **набор нагрузки** в соответствии с пусковой инструкцией. В процессе пуска необходимо осуществлять контроль всех па-

раметров, перечисленных при рассмотрении этапа разворота турбины.

Следует подчеркнуть, что если для турбины небольшой мощности наиболее ответственным является этап начала вращения и прогрева турбины на малой частоте, а процесс нагружения не вызывает больших затруднений, то для мощных турбин наиболее ответственным является этап нагружения, когда с ростом расхода пара через турбину резко увеличивается интенсивность теплообмена. При повышенной толщине корпуса и увеличенном диаметре ротора в них возникают значительные температурные напряжения, которые ограничивают скорость нагружения. Поэтому машинист турбины должен строго придерживаться графика нагружения, составленного и проверенного при отладке режимов. В процессе нагружения особенно внимательно необходимо следить за относительным удлинением ротора и при условиях, предусмотренных инструкцией, включать обогрев фланцевых соединений. При этом столь же внимательно следует наблюдать за разностью температур фланца и шпилек, чтобы, подавая пар на обогрев шпилек, удерживать ее в определенных пределах.

В процессе разворота и нагружения турбины, когда расход пара в конденсатор непрерывно увеличивается, необходимо прикрывать клапан на линии рециркуляции конденсата в конденсатор, переводя конденсат на ПНД и деаэрактор. При достаточном расходе пара включают в работу автоматический клапан рециркуляции 21 (см. рис. 13.2), а клапан ручной рециркуляции закрывают. В дальнейшем уровень конденсата в конденсатороборнике поддерживается автоматически.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, для теплофикационных турбин необходимо включить регуляторы давления пара в отборах, затем после проверки работы обратных клапанов открыть задвижки на линиях регулируемых отборов и подать пар на производство или в сетевые подогреватели. Этот этап одинаков для пуска неблочных и блочных турбин, и он рассматривается ниже.

13.4. ПУСК БЛОЧНЫХ ПАРОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК ТЭЦ

13.4.1. Особенности пусков энергоблоков

Особенности пусков энергоблоков связаны прежде всего с различиями в тепловых схемах энергоблоков и ПТУ неблочного типа. В блочной установке работа котла и работа турбины жестко связаны: пар,

вырабатываемый котлом, может быть использован только в турбине энергоблока (или не использован вообще), а турбина может получить пар только из котла данного энергоблока. Поэтому пуск котла и пуск турбины в энергоблоке стремятся совместить. Но условия надежной работы турбины и котла различны: если турбина может работать даже при весьма малых расходах пара, то надежная работа котла может быть обеспечена только при значительном расходе питательной воды. Таким образом, на ряде этапов пуска котел вырабатывает пар, который турбина не может использовать. Поэтому предусматриваются специальные устройства для обвода (байпасирования) турбины и сброса пара в конденсатор.

Пусковой обвод принципиально позволяет вести пуск энергоблока точно так же, как и пуск неблочных ПТУ. Для этого необходимо сбрасывать пар в конденсатор и поднимать параметры пара за котлом до тех пор, пока они не достигнут номинальных значений. Однако, во-первых, это будет очень неэкономично, а во-вторых, приведет к резкому усложнению оборудования станции. *Поэтому пуск блочных установок из холодного состояния всегда осуществляют на скользких параметрах*, когда в процессе всего пуска и температура, и давление пара за котлом (перед турбиной) постепенно изменяются, достигая своих номинальных значений только при номинальной нагрузке или близкой к ней.

В схему энергоблока органически входит не только котел, но и весь конденсатно-питательный тракт с его оборудованием: деаэраторами, питательной установкой и ПВД. Поэтому при пуске энергоблока необходимо заботиться о пуске этого оборудования и его резервировании посторонними источниками пара, когда энергоблок еще не работает.

Кроме ограничивающих факторов, аналогичным тем, которые действуют в неблочной ПТУ, при пуске энергоблоков возникают дополнительные.

Прежде всего, ПТУ при блочной схеме существенно сложнее, чем ПТУ неблочного типа: во многих случаях они выполняются с промежуточным перегревом, с большим числом цилиндров и сложной системой регенерации. Во многих случаях режим пуска определяется условиями работы не ЦВД, а ЦСД.

Важное значение при пусках приобретает безопасный прогрев паропроводов и арматуры, которые, при использовании пара сверхкритического давле-

ния, имеют толстые стенки, вследствие чего в них возникают высокие температурные напряжения.

Режим пуска энергоблока может диктоваться и условиями работы котла: надежностью работы поверхностей нагрева, барабана, сепаратора, пароперегревателя и т.д.

13.4.2. Пусковые схемы энергоблоков

К пусковым схемам энергоблоков предъявляется ряд жестких требований. Пусковая схема должна обеспечивать возможность пуска из любого состояния, т.е. после простоя любой продолжительности. Для этого паропроводы и турбину снабжают большим количеством дренажей, системами прогрева паропроводов, фланцев, шпилек и т.д. Пуск должен быть надежным и экономичным. Должен обеспечиваться нормальный водный режим энергоблока, при котором нормально работают тепловоспринимающие поверхности котла, а в турбине не появляются отложения.

Прежде чем перейти к рассмотрению пусковых схем, рассмотрим очень кратко технологическое оборудование блока, которое еще не упоминалось, в той мере, в какой это необходимо для понимания процесса пуска энергоблока.

На электростанциях используются дубль- и моноблоки.

Дубль-блок состоит из двух котлов, и одной турбины. Моноблок включает один котел и одну турбину. Выбор схемы энергоблока является сложной технико-экономической задачей, при решении которой необходимо учитывать требуемые электрические и тепловые нагрузки, капиталовложения в котлы и турбины, надежность работы котлов и турбин. В частности, дубль-блоки позволяют обеспечить более надежное теплоснабжение, не прибегая к внешним источникам тепла. Немалое значение имеет то обстоятельство, что теплофикационные ПТУ часто проектируют с использованием котлов, созданных ранее для конденсационных энергоблоков. Приведем конкретные примеры.

Пример 13.1. Турбину Т-110/120-12,8 ТМЗ мощностью 110 МВт включают в состав ТЭЦ не только по неблочной схеме с питанием от общего коллектора, но и по схеме теплофикационного моноблока с котлом соответствующей производительности. Турбину Т-185/220-12,8 ТМЗ, не имеющей промежуточного перегрева, подключают к двум котлам примерно такой же паропроизводитель-

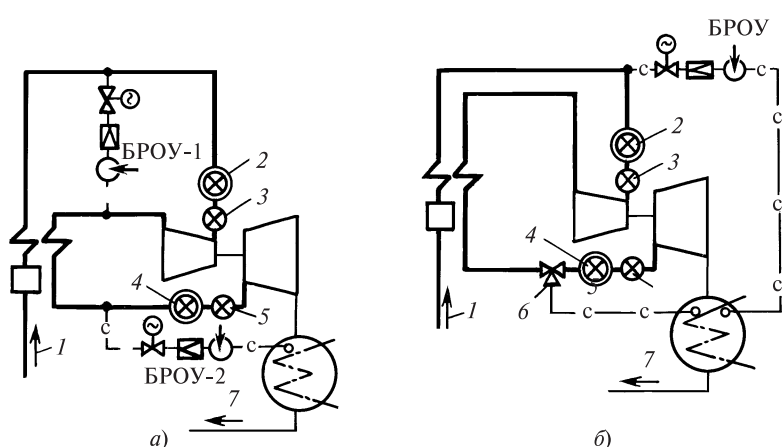


Рис. 13.3. Принципиальные пусковые схемы энергоблоков

а — двухбайпасная; *б* — однобайпасная; 1 — питательная вода в котел; 2, 3 — стопорный и регулирующий клапаны ЦВД; 4, 5 — то же ЦСД; 6 — сбросной клапан; 7 — конденсат в систему регенерации

ности, как и котлы для моноблоков Т-110/120-12,8 ТМЗ. Турбину Т-250/300-23,5 используют в схеме моноблока с котлом, спроектированным ранее для конденсационной турбины К-300-23,5.

Энергоблоки строятся с барабанными и прямоточными котлами.

Барабанные котлы по сравнению с прямоточными позволяют при пуске получать пар более низких параметров, что облегчает пуск из холодного состояния, предъявляют умеренные требования к качеству питательной воды, поскольку соли из цикла выводятся путем продувки барабана, обладают большой аккумулялирующей способностью, что облегчает резкие набросы нагрузки при регулировании частоты сети. Однако они имеют и ряд недостатков: барабан котла имеет толстую стенку, ослабленную многочисленными отверстиями под трубную систему. Поэтому при быстрых пусках и изменениях нагрузки в стенке барабана возникают высокие температурные напряжения. При их многократном повторении возникает опасность появления трещин термической усталости. Для снижения температурных напряжений при переходных режимах требуется ограничивать скорость пуска. Кроме того, применение барабанных котлов с естественной циркуляцией ограничивается давлением на уровне 17—18 МПа, поскольку при больших давлениях нарушается естественная циркуляция воды в экранях котла.

Прямоточные котлы могут строиться на любые давления. Наиболее толстостенным элементом прямоточного котла является встроенный сепаратор пара, однако толщина его стенки все-таки меньше, чем барабана барабанного котла. Поэтому прямо-

точный котел имеет меньше ограничений по скорости пуска, чем барабанный. Серьезным недостатком прямоточного котла является требование высокого качества питательной воды. При пуске энергоблока с прямоточным котлом необходимость обеспечения циркуляции воды под полным давлением в радиационной части котла требует создания внешнего контура циркуляции, что приводит к большим потерям тепла.

Пусковые схемы принято делить на однобайпасные и двухбайпасные.

При создании первых энергоблоков с промежуточным перегревом пара использовали двухбайпасные пусковые схемы. Такая схема (рис. 13.3, *а*) содержит два обвода: БРОУ-1 перепускает пар из паропроводов свежего пара в холодные нитки промежуточного перегрева, а БРОУ-2 — из горячих ниток промежуточного перегрева в конденсатор. При пуске турбины в быстрое действие БРОУ нет необходимости. Однако эти устройства используются не только при пусках, но и при резких сбросах нагрузки и аварийных режимах, когда клапаны ЦВД и ЦСД ограничивают пропуск пара в турбину, а котел продолжает его вырабатывать. В этих случаях и необходимо быстрое действие. БРОУ, особенно для энергоблоков сверхкритического давления пара, является сложным, дорогим и не всегда достаточно надежным устройством. Его схема показана на рис. 13.4. Пропуск пара через БРОУ регулируется дроссельным клапаном 1. Уменьшение давления пара осуществляется в дроссельных решетках 2, установленных внутри корпуса БРОУ. Для охлаждения пара через регулирующий клапан 4 внутрь БРОУ впрыскивается конденсат через форсунки 3.

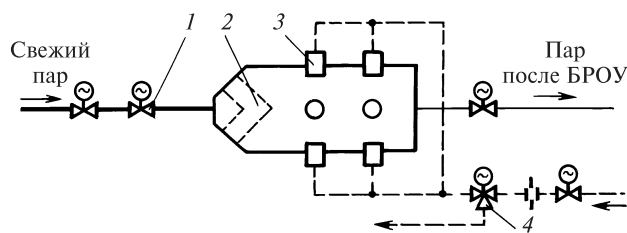


Рис. 13.4. Схема БРОУ

В особенно тяжелых условиях работает БРОУ при сбросе нагрузки, когда в нее внезапно подается пар высокой температуры. Чтобы обеспечить ее термоусталостную прочность, БРОУ все время поддерживают в горячем состоянии, что требует постоянного расхода пара и снижает экономичность энергоблока. Несинхронность подачи в БРОУ пара и впрыска конденсата приводит к попаданию на горячую поверхность относительно холодной воды и возникновению трещин.

Опыт эксплуатации показал, что основное требование использования двух БРОУ связано с необходимостью охлаждения труб промежуточного пароперегревателя на режимах малых расходов пара, так как повышение температуры пара при малом его расходе приводит к выходу из строя пароперегревателя. Усовершенствование конструкции котла, в результате которого промежуточный перегреватель был вынесен в область пониженных температур, где он мог работать без охлаждения потоком пара, позволило перейти к однобайпасной пусковой схеме (рис. 13.3, б). В этой схеме байпасирование свежего пара производится непосредственно в конденсатор, а обеспаривание тракта промежуточного перегрева производится с помощью сбросных клапанов.

Энергоблоки с турбинами Т-180/210-12,8 ЛМЗ и Т-250/300-23,5 ТМЗ выполняются с однобайпасной пусковой схемой. Естественно, что теплофикационные энергоблоки, не имеющие промежуточного перегрева пара, выполняются только с однобайпасной пусковой схемой.

13.4.2.1. Пусковая схема блока с барабанным котлом. На рис. 13.5 показана упрощенная однобайпасная пусковая схема блока с барабанным котлом. Для простоты показано только по одной нитке свежего пара и пара промежуточного перегрева, по одному стопорному и регулирующему клапану ЦВД и ЦСД, по одному эжектору и конденсатному насосу.

Не изображены регулируемые отборы и теплофикационная установка (пуск идет на конденсационном режиме), схемы уплотнений (концевых и штоков клапанов) и конденсационной установки, аналогичные схемам, показанным на рис. 13.2. Не показаны также линии отсоса воздуха из подогревателей.

Насыщенный пар из барабана 1 перегревается в перегревателе и по паропроводу направляется к стопорному клапану 8. На каждом из паропроводов установлены пусковая задвижка 6 и ее байпас 7. Между паропроводами свежего пара установлена перемычка, к которой подключена БРОУ, перепускающая свежий пар в обход турбины в конденсатор.

Перед стопорно-регулирующими клапанами ЦСД 25 на каждом из паропроводов установлено по сбросной задвижке 24, которые направляют пар из тракта промежуточного перегрева в конденсатор 15 турбины (в его пускосбросное устройство 16).

При нормальной работе энергоблока пар для работы основного эжектора 17 и эжектора уплотнений 13 берется из работающего деаэрата 3. При пуске турбины указанные источники пара не могут быть использованы, и тогда необходимо брать пар от постороннего источника (соседнего энергоблока или общестанционной паровой магистрали). Этот же пар используется и для деаэрации питательной воды при пусках, работы эжекторов циркуляционной системы и пускового эжектора.

Для возможности прогрева паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева, паропроводов подвода пара к БРОУ, стопорного клапана, перепускных труб к регулирующим клапанам, стопорно-регулирующих клапанов ЦСД предусмотрены дренажи, которые объединены в коллекторе 26, подключенном к расширителю дренажей точно так же, как и в схеме на рис. 13.2.

Характерной особенностью схемы с барабанным котлом является отсутствие необходимости внешней циркуляции питательной воды при его розжиге. Если барабан котла заполнен водой, а в его топке включены горелки, то начнется естественная циркуляция питательной воды из барабана по опускным трубам (расположенным вне топки) и затем по подъемным трубам (расположенным в топке) в барабан. За счет тепла горящего топлива будет происходить образование пара в барабане, причем важно, что при отсутствии расхода пара из котла (в начале пуска) не требуется подача в него питательной воды.

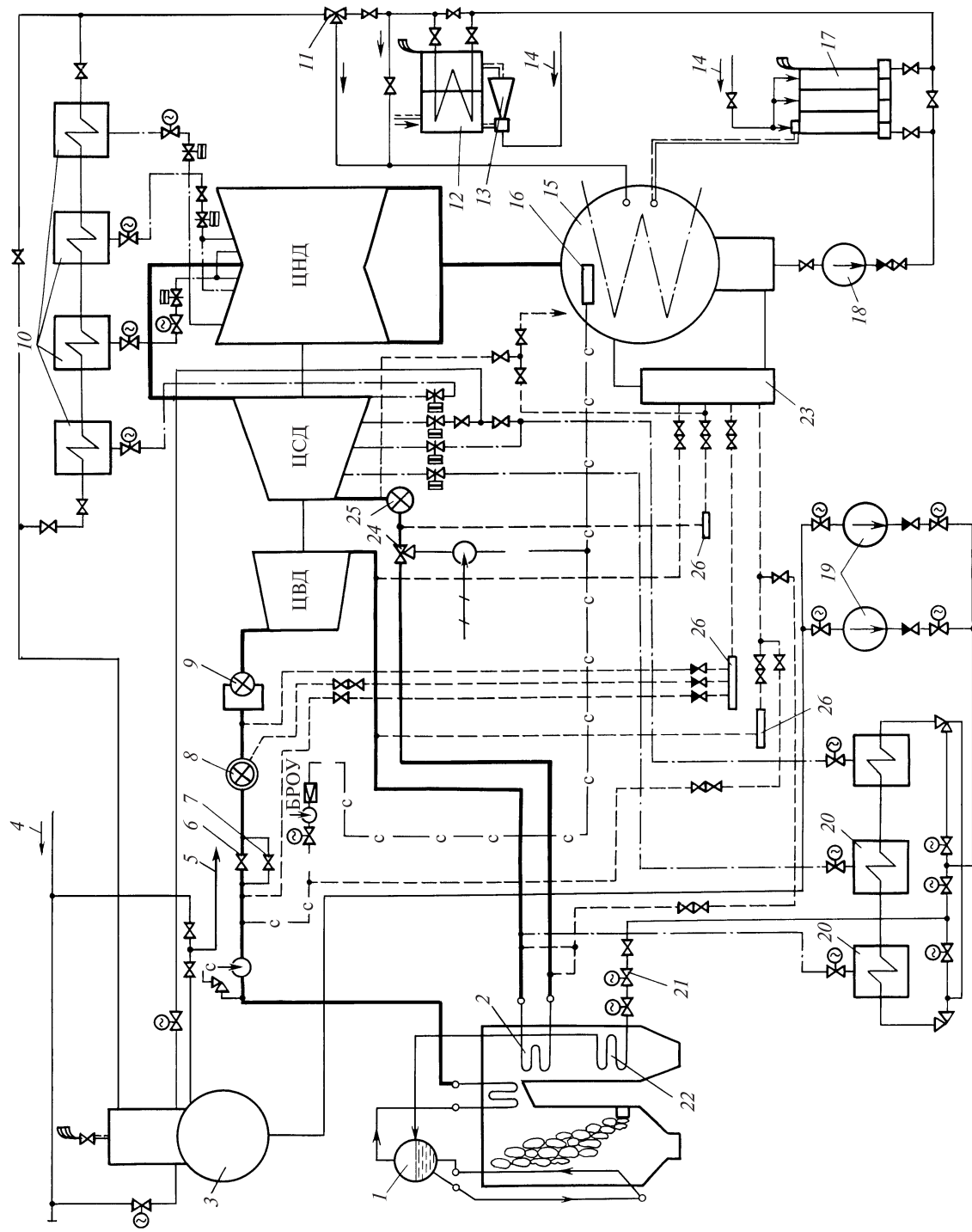


Рис. 13.5. Упрощенная пусковая схема блока с барабанным котлом
 1 — барабан; 2 — промежуточный пароперегреватель; 3 — деаэратор; 4 — пар от постороннего источника; 5 — пар на эжекторы; 6 — ГПЗ; 7 — байпас ГПЗ; 8 — стопорный клапан; 9 — регулирующий клапан; 10 — ПНД; 11 — клапан рециркуляции; 12 — эжекторный охладитель; 13 — эжектор уплотнений; 14 — пар от деаэратора; 15 — конденсатор; 16 — пускосбросное устройство; 17 — эжектор; 18 — конденсатный насос; 19 — питательный насос; 20 — ПВД; 21 — питательный клапан; 22 — экономайзер; 23 — расширитель; 24 — сбросная задвижка; 25 — комбинированный стопорно-регулирующий клапан ЦСД; 26 — дренажные коллекторы

13.4.2.2. Пусковая схема с прямоточным котлом.

На рис. 13.6 показана пусковая схема моноблока с прямоточным котлом на сверхкритическое давление пара и с одним обводом. На перемычке паропроводов свежего пара, устанавливаются БРОУ, которая при пусках и сбросах нагрузки направляет пар непосредственно в пускоприемное устройство конденсатора. Для обеспаривания тракта промежуточного перегрева при сбросах нагрузки служат сбросные клапаны, направляющие пар также в конденсатор.

В отличие от барабанного, прямоточный котел не может работать при малом расходе питательной

воды через топочные экраны. Нормальная работа прямоточного котла возможна только при расходе воды на уровне 30 % номинального и достаточно большом давлении. Это требует создания при пуске котла циркуляции нагреваемой среды. Поэтому для пуска котел оборудуется специальным растопочным узлом, состоящим из встроенной задвижки, дроссельного клапана Д-1, встроенного сепаратора, дроссельного клапана Д-3, дроссельной задвижки Д-2 и растопочного расширителя, в котором поддерживается давление около 2 МПа.

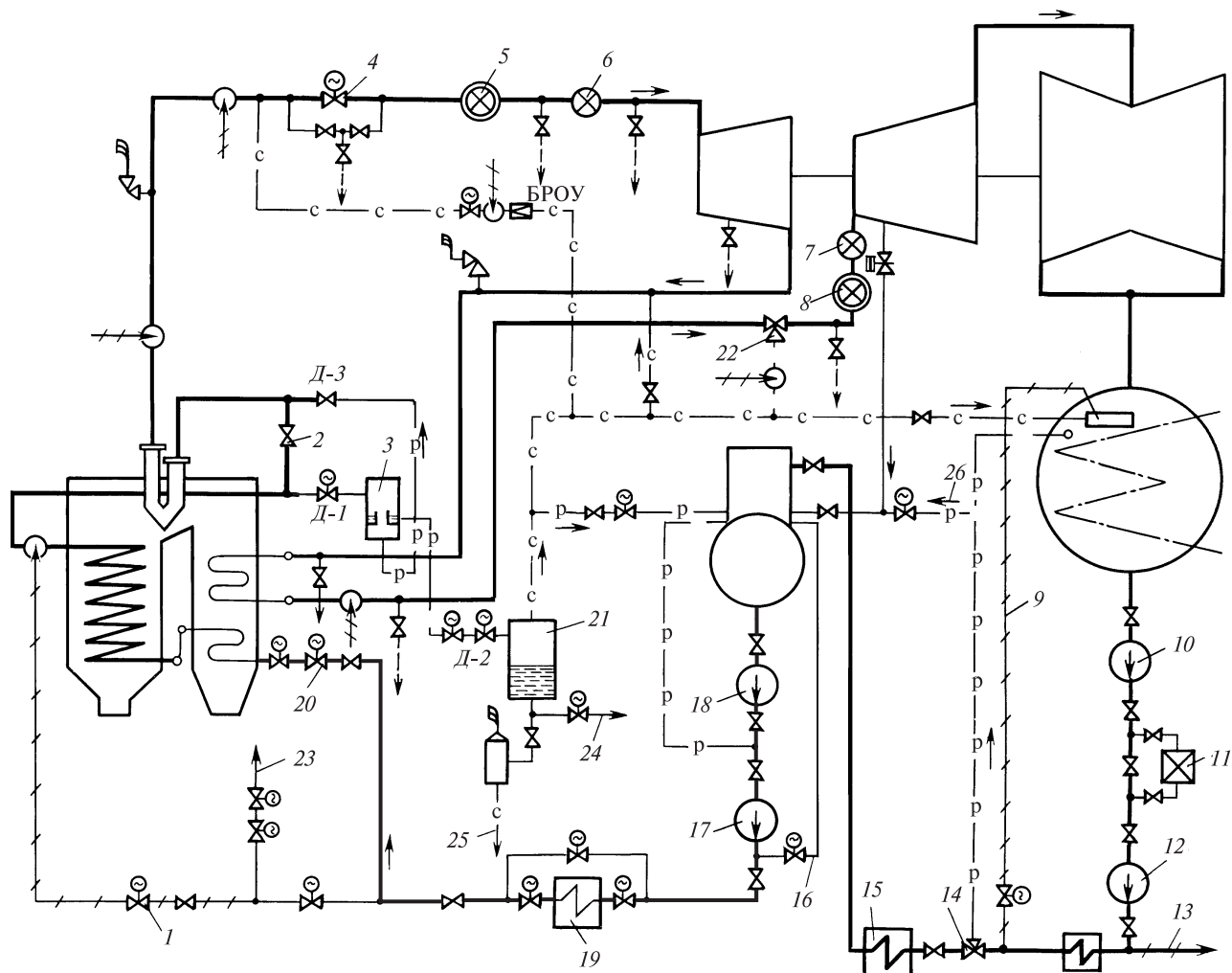


Рис. 13.6. Принципиальная пусковая схема моноблока с прямоточным котлом

1 — регулирующий клапан впрыска; 2 — встроенная задвижка; 3 — встроенный сепаратор; 4 — ГПЗ; 5 — стопорный клапан ЦВД; 6 — регулирующий клапан ЦВД; 7 — стопорный клапан ЦСД; 8 — регулирующий клапан ЦСД; 9 — линия впрыска в конденсатор; 10, 12 — конденсатные насосы; 11 — БОУ; 13 — на впрыск в БОУ; 14 — клапан рециркуляции; 15 — группа ПНД; 16 — линия рециркуляции; 17 — питательный насос; 18 — бустерный насос; 19 — группа ПВД; 20 — регулирующий питательный клапан котла; 21 — растопочный расширитель; 22 — сбросной клапан; 23 — питательная вода в деаэрактор; 24 — в конденсатор; 25 — сброс в циркуляционный водовод; 26 — пар от постороннего источника

Встроенная задвижка делит тракт котла на испарительную и перегревательную части. Перед растопкой котла встроенную задвижку и дроссельный клапан *Д-3* закрывают и, несколько открывая дроссельный клапан *Д-1*, создают циркуляцию питательной воды по контуру конденсатор — деаэратор — питательный насос — испарительная часть котла — встроенный сепаратор — расширитель — конденсатор (приведен один из возможных вариантов циркуляции). При зажигании горелок котла сначала происходит нагрев воды, а затем во встроенных сепараторах образуется пар. Приоткрывая дроссельный клапан *Д-3*, подают образующий пар в паропроводы свежего пара.

Тепло конденсата растопочного расширителя, направляемого в конденсатор, отдается циркуляционной воде и поэтому теряется, а образующийся в расширителе пар используется для различных целей: деаэрации питательной воды, прогрева паропровода промежуточного перегрева и т.д.

Пусковая схема оборудована дренажами (на рис. 13.6 не показаны) для возможности доведения паропроводов и арматуры до нужного перед толчком турбины температурного состояния. Дренажи заведены в коллекторы, а коллекторы соединены с расширителем дренажей аналогично тому, как показано на рис. 13.5.

При пусках турбины необходимо обязательно прогревать и паропроводы промежуточного перегрева во избежание конденсации поступающего в них из ЦВД пара и предотвращения возможности заброса конденсата в ЦСД. Выше упоминалось о возможности прогрева тракта промежуточного перегрева паром из растопочного расширителя, который широко используется для этой цели. Наиболее часто для этой цели используют специальную РОУ, снижающую параметры свежего пара и подающую его в тракт промежуточного перегрева.

В настоящее время все шире внедряется способ пуска, при котором до приведения ротора во вращение прогрева тракта промежуточного перегрева не производят, а начинают его после разворота турбины и проводят на малой частоте вращения при закрытых регулирующих клапанах ЦСД; пар, проходя ЦВД, поступает в тракт промежуточного перегрева, прогревает его и затем через сбросные клапаны ЦСД направляется в конденсатор. При этом турбина вращается паром с малой частотой, чтобы не произошел сильный разогрев ЦСД и ЦНД от трения.

13.4.3. Пуск энергоблоков из холодного состояния

Пуск энергоблока из любого состояния начинается с выполнения подготовительных операций и проверки возможности осуществления пуска. На турбоагрегате и вспомогательном оборудовании должны быть закончены ремонтные работы, находиться в полном порядке электрическая часть пускаемых агрегатов, приборы и сигнализация.

Поскольку питание котла производится не от общего коллектора питательной воды, баки запаса должны содержать достаточный запас химически обессоленной воды и конденсата, бак деаэратора должен быть заполнен водой, химводоочистка должна обеспечивать возможность непрерывной подачи химически очищенной воды. Последнее особенно важно для энергоблоков с прямоточным котлом, когда при горячей отмывке поверхностей нагрева определенное время питательная вода сбрасывается в циркуляционный водовод и поэтому требуется постоянная подпитка.

Далее проверяется работа масляных насосов и системы смазки, валоповоротного устройства, системы защиты и регулирования точно так же, как это делается при пуске неблочной установки. Одновременно с проверкой указанных выше систем включается в работу конденсационная установка, как и при пуске неблочной установки. Следует подчеркнуть, что к моменту начала растопки котла необходимо поддерживать вакуум в конденсаторе примерно 45—55 кПа, поскольку пар из БРОУ направляется в конденсатор.

Включают в работу валоповоротное устройство и, прогрев паропроводы подачи пара на концевые уплотнения, подают его на них. Подготавливают к работе группу ПНД, соединяя их паровые пространства последовательно и с паровым пространством конденсатора для отсоса паровоздушной смеси. Включают в работу регулятор уровня воды в конденсаторе и направляют питательную воду в деаэратор. Включают в работу деаэрационную установку, подавая в ее деаэрационные колонки пар от постороннего источника, и питательные насосы. Собирают схему каскадного слива конденсата греющего пара ПВД в конденсатор. Способ дальнейшего пуска зависит от типа котла.

13.4.3.1. *Пуск блока с барабанным котлом.* Пуск производят по пусковой схеме, приведенной на рис. 13.5. Необходимо приготовить к пуску трубопроводы блока: закрыть ГПЗ 6 и их байпасы 7 на паропроводах свежего пара и задвижки 24 на холодных нитках промежуточного перегрева, подготовить к работе БРОУ, открыть дренажи паропроводов свежего пара, стопорного клапана и перепускных труб ЦВД, холодных и горячих ниток промежуточного перегрева, паропроводов регенеративных отборов, корпуса ЦВД, а также паропроводов БРОУ.

При давлении в конденсаторе турбины 45—55 кПа зажигают горелки котла, и через некоторое время в паропроводы свежего пара начинает поступать пар. Через БРОУ его направляют в конденсатор. В этот период необходимо внимательно следить за температурой выходного патрубка, которая возрастает вследствие сброса пара высокой температуры (обычно температура сбросного пара ограничивается 220 °С, а выходного патрубка 120 °С). На этом этапе скорость прогрева паропроводов ограничивается определенным значением, зависящим от толщины стенок, металла и конструкции (следовательно, от начальных параметров пара). Обычно скорость прогрева ограничивается значением 3—4 °С/мин; она регулируется путем изменения температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева с помощью обводной задвижки в котле. При достаточном давлении в барабане (примерно 0,2 МПа) открывают байпас ГПЗ и прогревают при закрытых регулирующих клапанах стопорный клапан и ГПЗ.

По мере увеличения форсировки котла параметры пара за ним растут. При давлении перед ГПЗ около 1—1,2 МПа и температуре 220—240 °С, а в паропроводах промежуточного перегрева 0,15—0,2 МПа и 180 °С разрешается подача пара в турбину. Приведение турбины во вращение может осуществляться различными способами.

Лучшим способом для равномерного прогрева корпуса является пуск при полностью открытых стопорных и регулирующих клапанах ЦВД и ЦСД путем подачи пара через байпас ГПЗ. Такой способ рассмотрен выше применительно к пускам неблочных ПТУ. Однако для энергоблоков такой способ имеет особенность, связанную с низкими параметрами пара перед ГПЗ. В ряде случаев пропускной способности байпаса не хватает для разгона турби-

ны при фиксированной на период пуска форсировке котла. Поэтому наряду с этим способом нашел применение и способ разгона турбины путем постепенного одновременного открытия регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (при полностью открытых ГПЗ и стопорных и регулирующих клапанах ЦСД). Отрицательный эффект такого способа в значительной степени сглаживается низкими параметрами пара, когда для приведения ротора во вращение требуется значительное открытие клапанов; обычно в этом случае при подходе к номинальной частоте вращения регулирующие клапаны оказываются полностью открытыми.

Подъем частоты вращения ротора до номинальной производится с соблюдением точно таких же требований, как и при разгоне ротора неблочной турбины. Отличие состоит в том, что в процессе разгона изменяются параметры пара — давление и температура. Следует подчеркнуть, что выдерживание пускового графика по температуре является достаточно трудной операцией и возможно лишь при исправной автоматике пусковых впрысков конденсата в паропровод свежего пара и точном регулировании температуры промежуточного перегрева. Обычно требуется, чтобы отличие температуры задания от реальной температуры было не более чем на ± 20 °С.

При достижении частоты вращения 47,5—48,5 1/с температура свежего пара составляет 270—290 °С, давление перед ГПЗ 1—1,3 МПа, температура перед ЦСД 240—260 °С. К этому же времени значительно углубляется вакуум.

Механизмом управления турбина выводится на холостой ход. Осуществляется проверка работы системы защиты и регулирования подобно тому, как это делается для турбоустановок неблочного типа.

Затем генератор включается в сеть и работает с небольшой нагрузкой (примерно 10 МВт). Дальнейший набор нагрузки производится при полностью открытых регулирующих клапанах и всей запорной арматуре до них. Увеличение мощности происходит за счет постепенного повышения в соответствии с графиком температуры и давления пара и производительности котла (пуск на скользящих начальных параметрах). При таком пуске происходит одновременный прогрев паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева. На этом этапе

скорость прогрева паропровода допускается существенно меньшей и составляет 1—1,5 °С/мин. Это связано с повышающейся интенсивностью теплообмена из-за увеличивающегося расхода пара.

По мере нагружения турбины турбоустановку подготавливают к постоянному режиму работы. Через короткое время после включения турбогенератора в сеть (через 15—20 мин), когда исключается возможность конденсации пара в паропроводах, закрывают дренажи паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева и арматуры, расположенной на них.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, когда давление в турбине в месте отбора пара на деаэратор превысит давление в нем, деаэратор переводят с работы паром от постороннего источника на работу паром из отбора. При нагрузке около половины номинальной включают в работу ПВД, предварительно проверив их защиту от переполнения. На определенном этапе подключают теплофикационную установку (см. § 13.5).

13.4.3.1. Пуск энергоблоков с прямоточными котлами. Рассматриваемый пуск из холодного состояния имеет ряд особенностей. Подготовка паропроводов к пуску состоит (см. рис. 13.6) в закрытии ГПЗ и их байпасов, стопорных клапанов ЦСД и БРОУ. Дроссельный клапан *Д-3* на отводе пара из встроенных сепараторов котлов закрывается и начинается растопка котла.

Подача пара для прогрева паропроводов свежего пара производится при температуре питательной воды перед встроенной задвижкой около 260 °С (и при полном давлении питательной воды). Открытие дроссельного клапана *Д-3* должно производиться очень осторожно, поскольку при этом давление в пароперегревателе и паропроводе свежего пара возрастает до 0,3—0,4 МПа, чему соответствует температура насыщения 130—140 °С. При этом возможен тепловой удар и возникают высокие температурные напряжения. Учитывая это обстоятельство, растопку котла часто производят при открытом клапане *Д-3* (давление во встроенном сепараторе регулируется дроссельным клапаном *Д-1*); тогда происходит плавное возрастание давления в последующем тракте. Прогрев паропроводов све-

жего пара ведут через дренажи при постепенном повышении его параметров.

Так же, как и при пуске из холодного состояния энергоблока с барабанным котлом, требуется прогрев тракта промежуточного перегрева.

Прогрев паропроводов до ГПЗ ведут постепенно в соответствии с допустимыми скоростями прогрева; температура образующегося пара регулируется пусковыми впрысками конденсата.

Пуск паротурбинной установки с прямоточным котлом значительно усложнен его неспособностью выдать устойчиво перегретый пар низких параметров. Давление, при котором на выходе из прямоточного котла образуется перегретый пар, составляет в зависимости от его конструкции 1—3 МПа. Поскольку пар должен быть перегретым не менее чем на 50 °С, температура пара перед началом вращения турбины составляет как минимум 250—300 °С.

Создание таких параметров пара перед ГПЗ и последующий пуск турбины открытием их байпасов либо привели бы к появлению в корпусе стопорного клапана, перепускных трубах и деталях турбины чрезмерно высоких тепловых напряжений, либо значительно удлиннили бы время пуска. Поэтому в процессе пуска осуществляют предварительный прогрев стопорного клапана и перепускных труб путем приоткрытия стопорного клапана и подачи пара через байпасы (если они имеются) ГПЗ при открытых дренажах и закрытых регулирующих клапанах ЦВД. При этом происходит и частичный прогрев корпусов регулирующих клапанов. Аналогично производят и предварительный прогрев стопорных и регулирующих клапанов ЦСД паром, поступающим на прогрев тракта промежуточного перегрева.

Приведение во вращение, разворот и первоначальное нагружение турбины осуществляют аналогично тому, как это делается для энергоблока с барабанным котлом. Их можно вести при полностью открытых клапанах (стопорных и регулирующих) ЦВД и ЦСД путем подачи свежего пара через байпас ГПЗ. После его полного открытия открывают ГПЗ и дальнейшее регулирование нагрузки энергоблока производится котлом в соответствии с графиком-заданием по температуре, давлению и расходу пара.

На первом этапе увеличение нагрузки происходит за счет открытия дроссельного клапана *Д-1*. После полного его открытия перед турбиной установ-

ливается определенное давление. В этот момент необходимо осуществить перевод энергоблока на номинальное давление путем прикрытия регулирующих клапанов для повышения давления перед ними и открытия встроенной дроссельной задвижки *Д-3* при одновременном отключении пусковых сепараторов. Для деталей энергоблока перевод давления является весьма ответственным моментом, так как некоторые из деталей паровпуска (например, корпуса регулирующих клапанов или перепускные трубы, расположенные между регулирующими клапанами и паровпуском турбины) в момент перевода давления могут оказаться недостаточно прогретыми из-за малой интенсивности теплообмена на первых этапах пуска. При резком подъеме давления возрастает температура насыщения, которая может значительно превысить температуру металла клапана. В этом случае произойдет тепловой удар с конденсацией пара. Циклическое повторение таких режимов от пуска к пуску приведет к появлению трещин термической усталости. Поэтому либо этап перевода давления надо осуществлять достаточно длительно, либо использовать другую технологию пуска, исключая этап перевода давления. Рассмотрим ее на примере пуска энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ. На рис. 13.7 показана полная пусковая схема энергоблока, а на рис. 13.8 — график его пуска из холодного состояния.

Приведение турбины во вращение (момент 2) производится после прогрева главных паропроводов и стопорных клапанов при достижении давления свежего пара 0,8—1,0 МПа и после получения перегретого свежего пара с температурой примерно 280 °С. Стопорные клапаны ЦВД должны быть прогреты до 180—200 °С. Турбина за 15 мин выводится на частоту вращения 1400 об/мин, температура перед ней с помощью пусковых впрысков питательной воды, начиная с момента 3, поддерживается на уровне 280 °С, и производится прогрев роторов в течение 30—35 мин. Одновременно ведется прогрев тракта промежуточного перегрева при закрытых стопорных клапанах ЦСД со сбросом пара в конденсатор. Затем повышается температура пара t_{III} перед ЦСД, в него подается пар (момент 3) про-

исходит его прогрев. Заметим, что длительность прогрева роторов ЦВД и ЦСД зависит от температуры верха корпуса ЦСД-1 в районе паровпуска. Если она мала (ниже 100 °С), то длительность прогрева увеличивается до 1,5 ч.

По окончании прогрева турбина выводится на синхронную частоту вращения, выполняются все необходимые проверки, и генератор турбины включается в сеть. Тут же с помощью синхронизатора прикрывают РК № 5 и РК № 6 (см. рис. 11.8), оставляя полностью открытыми только первые четыре клапана, и берут начальную нагрузку не менее 15 МВт. К этому моменту за счет форсировки котла температура пара перед цилиндрами достигает 270—300 °С и начинается интенсивный прогрев турбины. Для удержания относительного расширения ротора в допустимых пределах включается (момент 5) прогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД.

Последующее нагружение энергоблока ведется на скользящих параметрах. Все большая часть пара из сепараторов котла направляется в турбину, и в момент 7 котел переходит на прямоточный режим. Одновременно с повышением мощности в момент 8 начинается прогрев турбопитательного насоса и переход на работу с ним в момент 9 (пуск турбины начинается на питательном электронасосе). К моменту 11 исчерпывается пропускная способность пускового узла котла. Поскольку весь этот этап нагружения осуществлялся при четырех полностью открытых регулирующих клапанах (из шести), то исчерпание пропускной способности котла происходит при достижении начального номинального давления. Это позволяет исключить этап перевода турбины с текущего давления на номинальное и избежать опасностей, о которых говорилось выше. Встроенная задвижка котла полностью открывается, а пусковой узел котла отключается. Дальнейший набор мощности осуществляется открытием РК № 5 (см. рис. 11.8). В результате в момент 12 нагружение турбины заканчивается при температуре пара перед цилиндрами 520 °С. Отключают обогрев фланцевых соединений ЦВД и ЦСД-1. В последующие 20 мин температуры t_0 и t_{III} выводятся на номинальные значения (в момент 13).

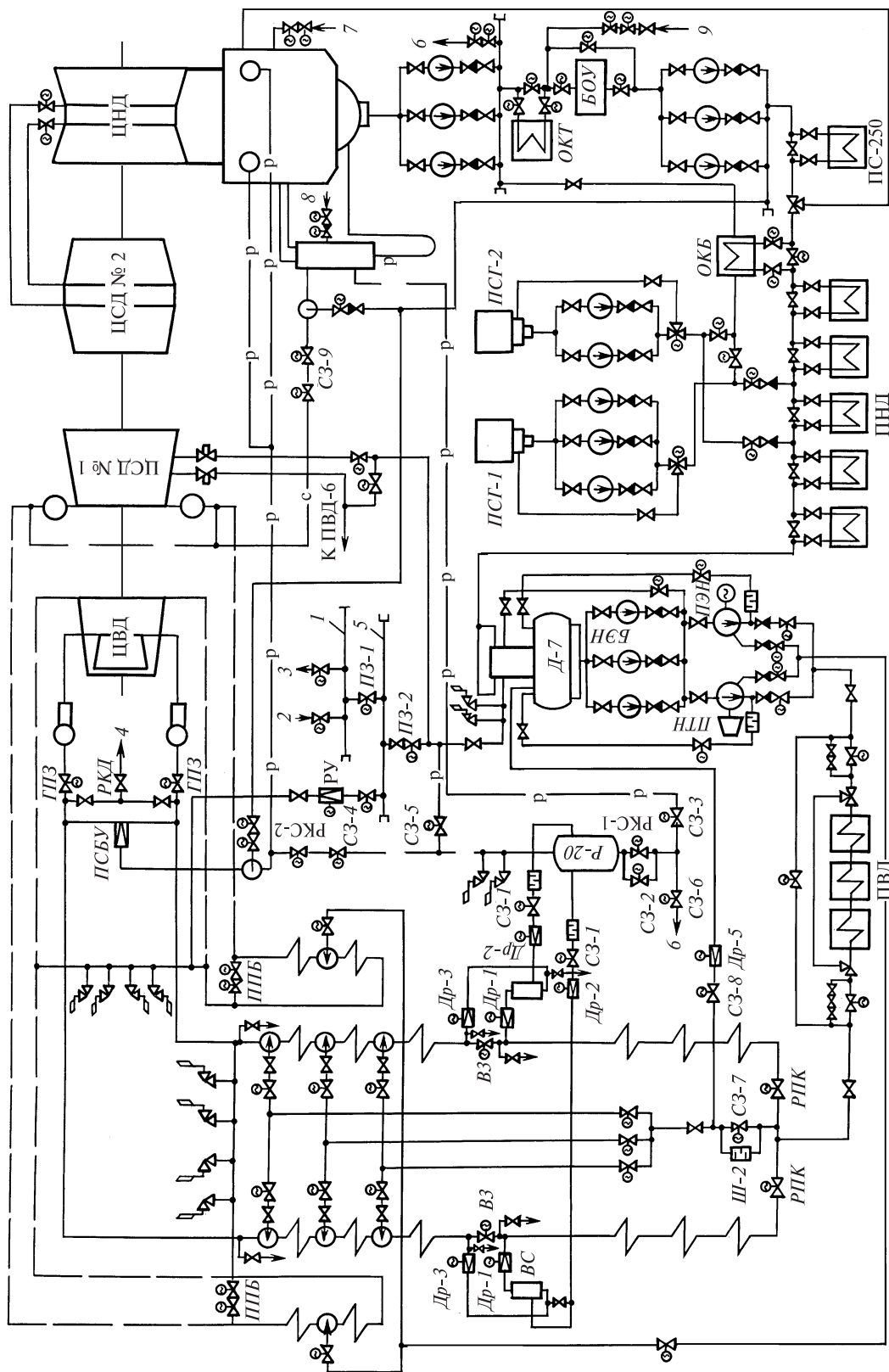


Рис. 13.7. Типовая пусковая схема моноблока 250 МВт с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ и котлом ТГМП-314

1 — общестанционная магистраль; 2 — от пусковой котельной; 3 — к конденсатору; 4 — в коллектор собственных нужд энергоблока; 5 — в циркуляционный водовод; 6 — нормальная подпитка энергоблока; 7 — аварийная подпитка энергоблока; 8 — от насосов БЗК; БОУ — блочная обессоливающая установка; БЭН — бустерный электронасос; ВЗ — встроена в тракт котла задвижка; ВС — встроены в паровой сепаратор; ГПЗ — главный паровой задвижка; Д-7 — деаэратор; Др — дрессельный клапан; ОКБ — охлаждающий конденсат бойлеров (ПСГ-1 и ПСГ-2); ОКТ — охлаждающий конденсат турбины; ПЗ — паровая задвижка; ПТН — питательный турбонасос; ПЭН — питательный электронасос; ППБ — байпас промпрегрева; ПСБУ — пускособное устройство; Р-20 — расгонный расширитель; РКД — регулирующий клапан дренажа; РКК — регулирующий питательный клапан; РУ — редукционная установка; СЗ — сбросная установка; СЗ — шайбовый набор

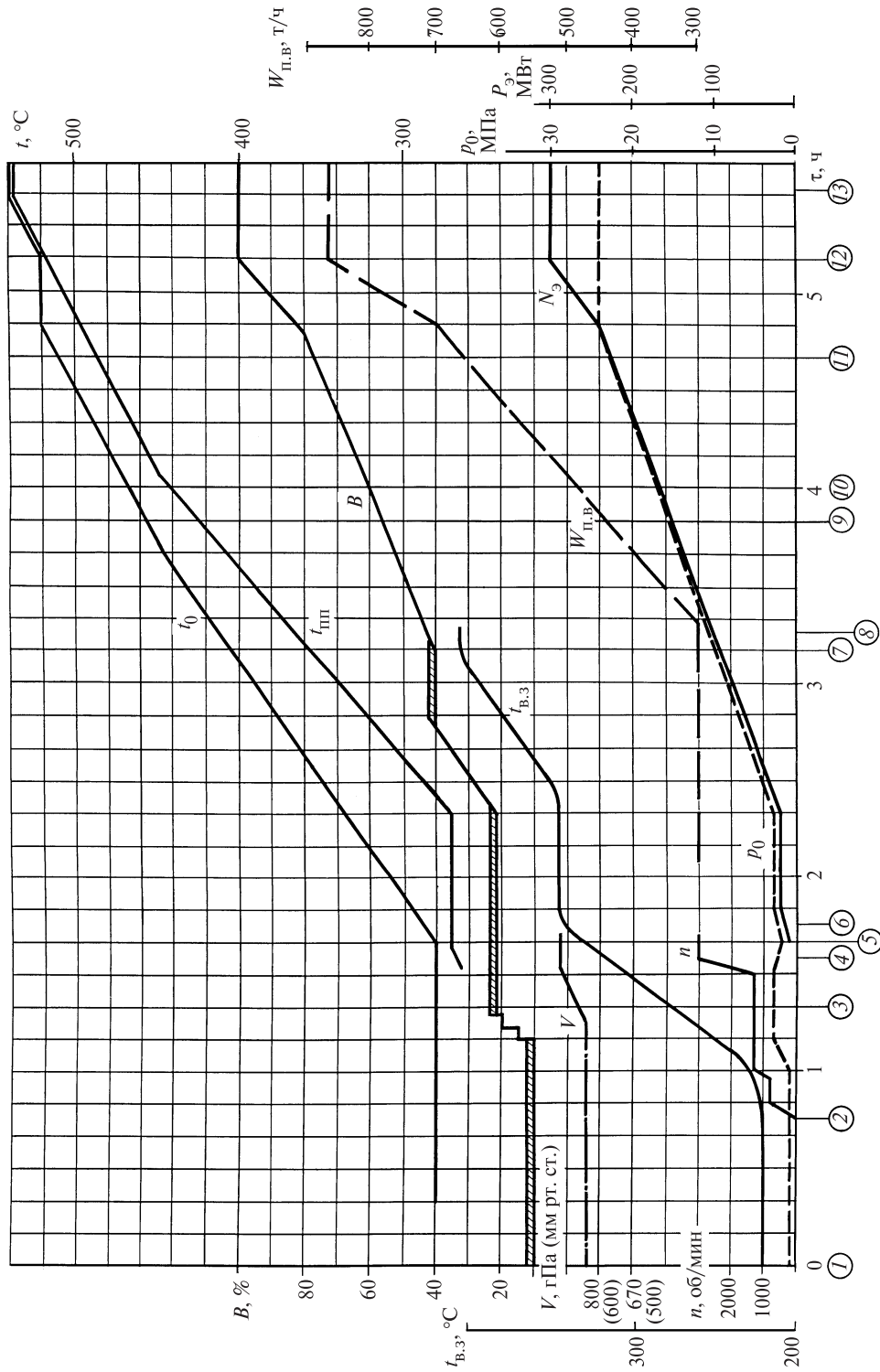
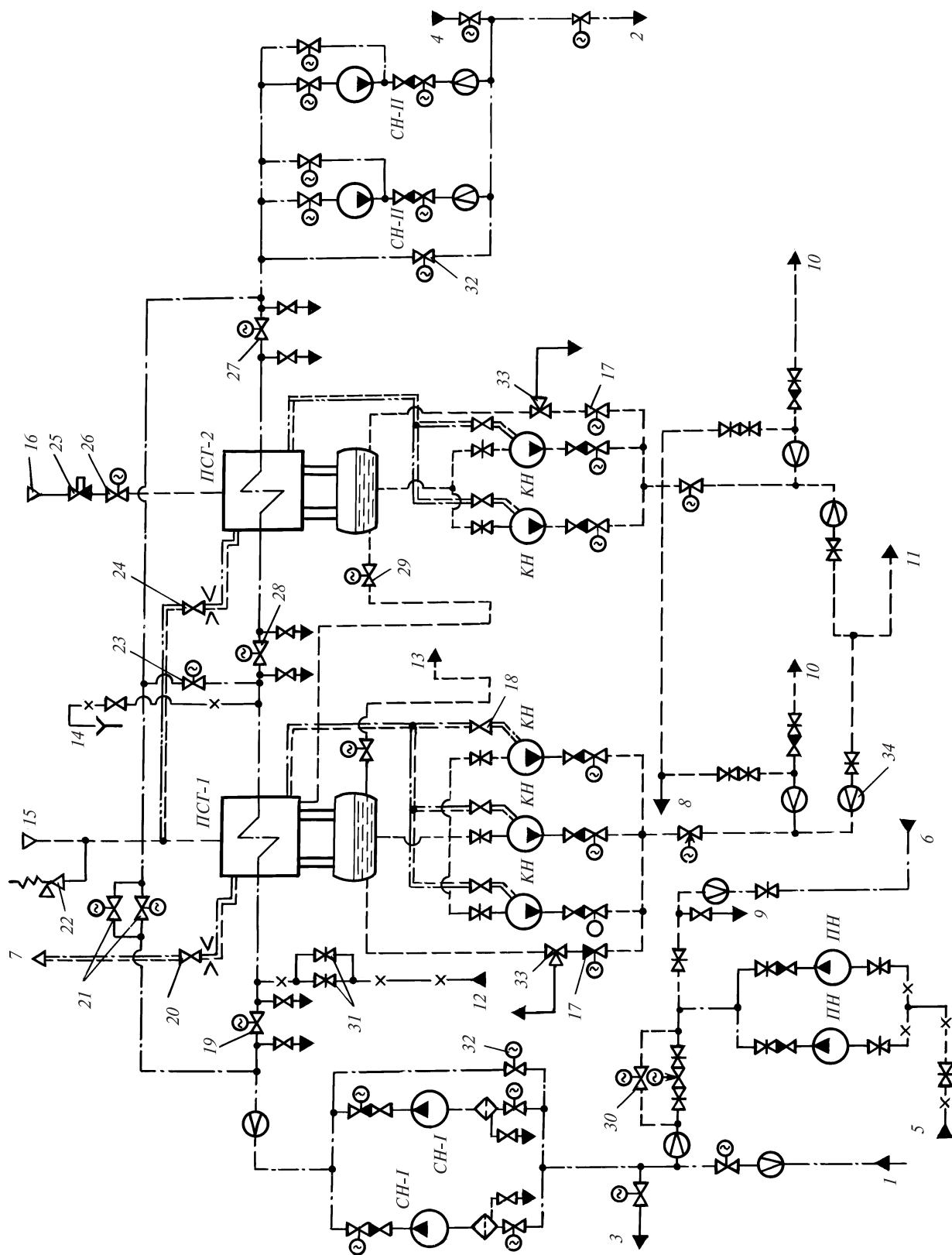


Рис. 13.8. График-задание пуска энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ из холодного состояния (температура паровпуска ЦВД 150 °С, ЦСД 100 °С)

1 — розжиг горелок (форсунок); 2 — толчок ротора и начало прогрева паропроводов тракта промпрегрева; 3 — конец прогрева паропроводов промпрегрева, открытие стопорных и регулирующих клапанов ЦСД-1 и закрытие сбросных задвижек перед ЦСД; 4 — включение генератора в сеть, закрытие ПСБУ, открытие полностью первых четырех регулирующих клапанов турбины (угол поворота кулачкового вала 80 °С); 5 — включение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦСД-1; 6 — включение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦВД; 7 — переход котла на прямоточный режим; 8 — начало прогрева ПТН и включение нижнего отопительного отбора; 9 — включение верхнего отопительного отбора; 10 — переход с ПЭН на ПТН; 11 — открытие встроенных задвижек котла; 12 — отключение системы обогрева фланцевых соединений корпусов ЦВД и ЦСД-1; 13 — выход на номинальную температуру свежего пара; V — разряжение в конденсаторе; W_{пл.в} — расход питательной воды на котел; B — расход топлива; t_{в.з} — температура среды перед встроенной задвижкой



13.5. ВКЛЮЧЕНИЕ СЕТЕВОЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

13.5.1. Общие принципы

На рис. 13.9 показана принципиальная схема установки подогрева сетевой воды, позволяющая рассмотреть все этапы ее пуска.

При включении теплофикационной установки следует четко сознавать, что она по существу является частью турбины. Неправильные действия на оборудовании теплофикационной установки угрожают аварией не только ей самой, но и турбине. Исходя из этого, можно сформулировать некоторые общие принципы подключения установки для нагрева сетевой воды.

1. Нагружение любого сетевого подогревателя, осуществляемое увеличением через него расхода сетевой воды и повышением ее температуры на выходе, должно осуществляться медленно и плавно со скоростями, оговоренными в инструкции. Превышение скоростей нагружения приводит к появлению в трубной системе повышенных температурных напряжений, в свою очередь провоцирующих нарушение закрепления трубок в трубных досках и ускоряющих коррозионные процессы в металле трубок. Раньше или позже это заканчивается протечками сетевой воды в паровое пространство подогревателя и необходимостью его отключения по сетевой воде и переводом турбины в конденсационный режим. Для заглушения отверстий в трубных досках поврежденных трубок или вальцовочных соединений ПГС-1 требуется останов турбоагрегата.

2. В идеальном порядке должны быть автоматические системы поддержания уровня конденсата греющего пара в конденсатосборнике и системы питания и блокировок всех групп насосов, а также

сигнализация об их состоянии. Для этого в соответствии с инструкциями выполняются их многократные проверки.

3. Пуск теплофикационной установки не должен приводить к загрязнению основного контура. Поэтому на первом этапе пуска производится отмывка парового пространства образующимся конденсатом с его выводом из цикла, на втором — его ввод в цикл через БОУ, на третьем — в обвод БОУ напрямую в линию основного конденсата. Загрязнение конденсата и пара приводит к тяжелым повреждениям деталей турбин и трубной системы самих подогревателей.

Прежде всего, необходимо уяснить состояние теплофикационной установки перед пуском. С помощью задвижек она отключена от коллекторов обратной и прямой сетевой воды. Сетевые насосы и насосы конденсата греющего пара не работают. Пар в ПСГ-2 не поступает, так как арматура на трубопроводах подвода в него пара закрыта. В ПСГ-1 поступает пар, так как никакой запорной арматуры на линии подвода пара нет. Для конденсации этого пара через вентили 31 в трубную систему ПСГ подается небольшое количество химически очищенной воды. Она обеспечивает конденсацию поступающего небольшого количества пара, которая сбрасывается «на воронку» из трубной системы ПСГ-1. Задвижки 19, 21, 23 и 28 закрыты, и сетевая вода в ПСГ-2 не поступает. Образующееся небольшое количество конденсата греющего пара через гидрозатвор сливается в конденсатор.

Включение теплофикационной установки в работу в общем случае состоит из следующих основных этапов:

- подготовки к включению;
- включения системы циркуляции сетевой воды;
- включения ПСГ-1;
- включение ПСГ-2.

Рис. 13.9. Типовая схема теплофикационной установки с двумя отопительными отборами

1 — сетевая вода из теплосети; 2 — сетевая вода в теплосеть; 3 — сетевая вода в коллектор обратной сетевой воды соседних энергоблоков; 4 — сетевая вода от коллектора прямой сетевой воды; 5 — подпиточная вода из технического или питьевого водопровода; 7 — отсос паровоздушной смеси в конденсатор; 8 — аварийный слив; 9 — контрольный слив; 10 — в линию основного конденсата турбин; 11 — на обессоливающую установку; 12 — химически обессоленная вода на заполнение подогревателя ПСГ-1; 13 — слив конденсата греющего пара в конденсатор; 14 — контроль за поступлением химически обессоленной воды в трубную систему подогревателя ПСГ-1; 15 — пар из нижнего отопительного отбора; 16 — пар из верхнего отопительного отбора; 17 — задвижки на линии рециркуляции конденсатных насосов; 18 — вентили на линиях отсоса воздуха из корпусов конденсатных насосов; 19 — задвижка на входе сетевой воды в ПСГ-1; 20 — вентиль на линии отсоса паровоздушной смеси из ПСГ-1 в конденсатор; 21 — задвижка на обводной линии сетевой воды подогревателей; 22 — предохранительный клапан; 23 — обводная задвижка ПСГ-2; 24 — задвижка на линии отсоса паровоздушной смеси из ПСГ-2 в ПСГ-1; 25 — обратный клапан с принудительным закрытием; 26 — задвижка на линии подвода греющего пара из ВТО; 27 — задвижка на выходе сетевой воды из ПСГ-2; 28 — разделительная задвижка; 29 — задвижка на линии перелива конденсата греющего пара из ПСГ-2 в ПСГ-1; 30 — задвижка на линии подпитки теплосети; 31 — вентили заполнения ПСГ-1 химически обессоленной водой и регулирование ее расхода; 32 — задвижки на линии рециркуляции сетевых насосов; 33 — клапан рециркуляции; 34 — измерительное устройство расхода

13.5.2. Подготовка к включению установки

Подготовка включает ее тщательный осмотр, проверку окончания всех ремонтных работ, исправности арматуры, измерительных приборов, регулирующих, указывающих и сигнальных систем.

Проверяется готовность к пуску сетевых насосов I и II подъема *СН-I* и *СН-II* и конденсатных насосов *КН*, откачивающих конденсат греющего пара из подогревателей. Электродвигатели должны быть в полном порядке. Проверяют состояние задвижек на стороне нагнетания (они должны быть закрыты) и на стороне всасывания (они должны быть открыты). Открывают воздушники на линиях отсоса воздуха из корпусов насосов, заполняют насосы водой и закрывают воздушники. Подают воду на уплотнения насосов и на подшипники.

Проверяются давления в обратном и подающем коллекторах сетевой воды. В дальнейшем давление в подающем коллекторе должно поддерживаться с требуемой точностью включением рециркуляции насосов (задвижки 32) и изменением их числа в работе. Давление в коллекторе обратной воды должен поддерживать диспетчер теплосети. Летом, когда тепловая нагрузка мала, достаточно иметь в работе только сетевые насосы I подъема. Зимой должны работать обе группы насосов.

13.5.3. Включение системы циркуляции сетевой воды

Задачей этого этапа является создание протока сетевой воды из коллектора обратной сетевой воды по обводной линии подогревателей в коллектор прямой сетевой воды с помощью сетевых насосов *СН-I* и *СН-II* (см. рис. 13.9) в количестве и с давлением в напорном трубопроводе, требуемом диспетчером тепловой сети.

С этой целью задвижки 19, 28 и 27 на входе и выходе из подогревателей, а также задвижку 23 на байпасе закрывают, а обводную задвижку 21 и ее байпас — открывают. Перед пуском циркуляционной системы должны быть открыты воздушники на трубопроводах сетевой воды, корпусах сетевых насосов и водяных камерах *ПСГ-2*.

Циркуляционная система заполняется сетевой водой. Для этого приоткрывают задвижки на всасывающей линии *СН-I* и задвижку 32 на линии рециркуляции *СН-I* и открывают задвижку подачи

обратной сетевой воды к этим насосам. Так как воздушники открыты, то обратная сетевая вода вытесняет воздух, заполняя всю циркуляционную (точнее — обводную) систему, включая корпуса насосов *СН-I* и *СН-II*. Если возникают затруднения с заполнением системы, включают подпиточный насос *ПН*. Воздушники закрываются, заполненная система отключается от обратной магистрали, задвижка 32 закрывается.

Заполнение насосов водой позволяет осуществить проверку работы каждого из них и всей группы насосов в целом. Выполняется последовательная проверка работы сетевых насосов при закрытой напорной задвижке. В этом режиме насос может работать без запаривания всего несколько минут. Убедившись, что системы смазки подшипников и охлаждения сальников работают нормально, открывают задвижку рециркуляции 32 и напорную задвижку насоса. Давление за насосом должно соответствовать требуемому инструкцией. Проверив все насосы, а также блокировки по включению резервных насосов, в работе оставляют по одному насосу I и II подъемов.

Последним этапом по включению системы циркуляции является обеспечение требуемого диспетчером теплосети давления и расхода прямой сетевой воды путем включения соответствующего числа сетевых насосов и приоткрытия, если необходимо, задвижки рециркуляции 32.

13.5.4. Включение нижнего теплофикационного отбора

Подача греющего пара в *ПСГ-1* осуществляется при вполне определенной мощности турбины и температуре обратной сетевой воды. Напомним, что пуск турбины производится при конденсационном режиме, и поэтому ее мощность практически однозначно определяет расход пара через нее и давления в камерах отборов турбины.

Пример 13.2. Подключение *ПСГ-1* к турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ допускается в диапазоне электрических нагрузок 120—280 МВт, которому соответствует диапазон изменения расхода пара на турбину, показанному на рис. 13.10. В этом диапазоне давление пара в нижнем теплофикационном отборе изменяется от 44 до 100 кПа, а температура конденсации этого пара от 28 до 100 °С, а с учетом температурного напора примерно от 23 до 95 °С. Температура сетевой воды на входе в *ПСГ-1* должна быть не менее 30 °С, для того чтобы при подаче горячего пара в *ПСГ-1* диапазон нагрева его трубок при последующем

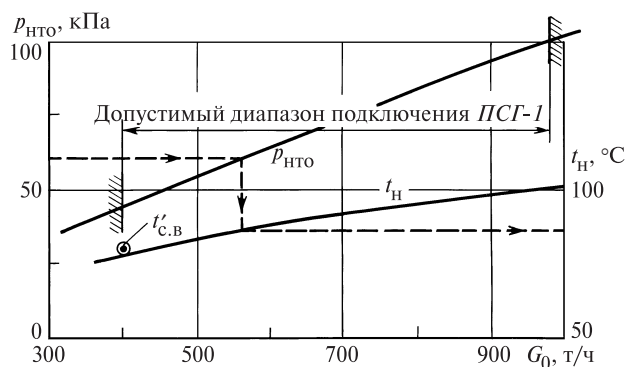


Рис. 13.10. Давление в нижнем теплофикационном отборе в диапазоне расхода свежего пара, допустимого при подключении ПСГ-1

нагрузении был небольшим. Это не дает развиваться высоким температурным напряжениям, угрожающим нарушению плотности трубок системы.

Включают сигнализацию и защиту предельного уровня конденсата в сборнике ПСГ-1 и закрывают задвижку на линии 13 слива конденсата греющего пара из него в конденсатор. Поскольку в подогреватель поступает пар, то с его конденсацией повышается уровень конденсата в конденсаторе. Открывают задвижки на всасывающих линиях конденсатных насосов и воздушники на корпусах насосов; конденсирующийся пар из НТО постепенно заполняет насосы, и воздушники закрываются.

Далее обычным образом последовательно проверяют работу всех конденсатных насосов сначала при закрытых напорных задвижках, а затем — на линию рециркуляции (задвижка 32). В работе оставляют один насос.

При достижении определенного уровня конденсата в сборнике ПСГ-1 линию рециркуляции переводят в автоматический режим: клапан рециркуляции начинает поддерживать уровень в конденсатосборнике, отводя избыток в сливной водовод циркуляционной системы. Тем самым осуществляется отмывка подогревателя со стороны парового пространства.

Включается регулятор давления в нижнем отборе воздействием на синхронизатор регулирующий диафрагмы на ее закрытие. После вступления в работу регулирования в НТО устанавливают давление, оговоренное в инструкции.

Пример 13.3. Инструкция по пуску теплофикационной установки турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ требует начального давления в ПСГ, равного 60 кПа. Ему соответствует температура конденсации примерно 30 °C. Это исключает тепловые удары и температурные напряжения в ПСГ-1.

Далее осуществляется взятие тепловой нагрузки. Для этого закрываются вентили 31 подачи химически очищенной воды, и сетевая вода постепенно переводится с обвода (постепенно закрываются задвижки 21) на ПСГ-1 (постепенно открываются задвижки 19 и 23). Этот перевод ведут очень плавно со скоростью, оговоренной в инструкции.

Пример 13.4. Скорость нагружения ПСГ-1 расходом воды турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ не должна быть больше, чем 20 т/ч в минуту. Это означает, что если надо взять максимальную для ПСГ-1 тепловую нагрузку 330 Гкал/ч, которой соответствует расход пара в подогреватель 590 т/ч, то для этого подогревателя время нагружения составляет не менее 30 мин.

При увеличении расхода сетевой воды через ПСГ ее температура на выходе начинает снижаться, так как снижается ее нагрев. Это приводит к уменьшению давления в НТО, и регулятор давления, стремясь его восстановить, откроет регулирующие клапаны ЦВД и прикроет регулирующие диафрагмы ЦНД (чтобы сохранить электрическую мощность). В результате тепловая нагрузка возрастет.

Далее осуществляется химический анализ конденсата греющего пара ПСГ-1 в конденсатосборнике, по которому можно оценить плотность трубной системы. В зависимости от его качества конденсат отправляют либо в БОУ, либо в линию основного конденсата.

Очень плавно, для того чтобы резко не изменить давление в конденсаторе, открывают задвижку 20 на трубопроводе отсоса паровоздушной смеси из ПСГ-1 в конденсатор.

После окончательной отмывки парового пространства ПСГ-1 закрывают задвижку сброса конденсата греющего пара в сбросной циркуляционный водовод и переводят его на БОУ.

Последней операцией является вывод температуры прямой сетевой воды на требуемую изменением задания регулятору давления. Это тоже очень ответственная операция, при которой ограничивается скорость повышения температуры сетевой воды значением 30 °C/мин. Конечно, должно выполняться ограничение по максимальному давлению в ПСГ-1.

При включении ПСГ-1 и его нагружении необходимо вести тщательное наблюдение и за турбиной, так как при этом процессе существенно изменяются расходы пара через отдельные цилиндры и температурные условия выхлопа ЦСД и ЦНД. Особенно внимательно надо следить за давлением в камере регулирующей ступени, температурой баббитовой заливки колодок упорного подшипника и относи-

тельным расширением роторов. Эти параметры не должны выходить за допустимые значения.

13.5.5. Включение верхнего теплофикационного отбора

Перед подключением верхнего отбора ПСГ-2 отключен от турбины задвижкой 26 и обратным клапаном с принудительным закрытием 25. Задвижки 28 и 27 закрыты, сетевая вода в подогреватель не поступает, а проходит в теплосеть в обход через ПСГ-1 и задвижку 23.

Перед пуском необходимо включить дренажи паропровода отопительного отбора для его прогрева и открыть задвижку 29 перелива конденсата греющего пара ПСГ-2 в конденсатосборник ПСГ-1 через гидрозатвор.

Поскольку при работе двух подогревателей управляющим импульсом является давление в верхнем теплофикационном отборе турбины, то регулятор давления следует переключить на него.

Затем водяное пространство ПСГ-2 заполняется водой. Для этого открывают вентиль выпуска воздуха из ПСГ-2 и приоткрывают входную задвижку 28. Заполнив подогреватель сетевой водой, закрывают вентиль выпуска воздуха и полностью открывают задвижку 28.

Конденсатосборник заполняют водой, производят проверку работы конденсаторных насосов и их блокировок, организуют рециркуляцию конденсата с включенным регулятором уровня конденсата греющего пара, после чего приступают к подаче пара в подогреватель.

Подключение подогревателя производится при диапазоне нагрузок, оговоренных в инструкции.

Медленно открывают задвижку 25 и открытием задвижки 27 дают начальную тепловую нагрузку (напомним, что основной расход сетевой воды в этот период проходит по обводной линии ПСГ-2). Дальнейшее нагружение осуществляется переводом сетевой воды с обвода на ПСГ-2 путем постепенного прикрытия задвижки 23 со скоростью, оговоренной в инструкции.

Пример 13.5. Подключение ПСГ-2 теплофикационной установки турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ производится в диапазоне нагрузок 150—250 МВт со скоростью изменения расхода охлаждающей воды, не более 20 т/ч в минуту.

В процессе подключения контролируется качество конденсата, который сначала сбрасывается из

цикла, а затем переводится на обессоливание в БОУ или в линию основного конденсата.

Закрывается задвижка 29 на линии конденсата из ПСГ-2 в ПСГ-1. С помощью механизма управления регулятором давления установка выводится на заданную температуру прямой сетевой воды.

13.6. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА ТУРБОУСТАНОВОК С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Основная особенность пуска ПТУ с противодавлением связана с отсутствием конденсатора. Это обстоятельство, с одной стороны, упрощает пуск ПТУ, но с другой стороны, делает невозможным пуск обычными способами.

Действительно, при нормальной работе турбины с противодавлением отработавший пар поступает в коллектор, а оттуда — потребителю. Это означает, что давление на выходе из турбины должно быть на этапе пуска большим, чем давление в коллекторе питания потребителя, часто составляющее 1,5 МПа. Поэтому принципиально пуск ПТУ с противодавлением может осуществляться двумя способами.

Первый способ состоит в том, что при отключенном коллекторе противодавления турбину пускают с выпуском пара с атмосферу до тех пор, пока давление в ее выхлопном патрубке не поднимется выше давления в коллекторе противодавления. Тогда можно переключиться на работу на коллектор противодавления. Такой способ связан с большими потерями пара и может использоваться только для турбоустановок малой мощности. Для современных мощных турбин с противодавлением такой способ пуска недопустим.

Второй способ пуска состоит в том, что после прогрева паропровода от стационарного коллектора до ГПЗ приступают к прогреву турбины «с хвоста». При этом способе ГПЗ и ее байпас закрывают, а регулирующие и стопорные клапаны, а также дренажи корпуса турбины и паропровода от турбины до ГПЗ открывают. Подачу пара в цилиндр производят из коллектора противодавления с постепенным открытием сначала байпаса задвижки на линии отбора, а потом после полного ее открытия — самой задвижки. При всех этих операциях ротор турбины должен вращаться валоповоротным устройством.

Такой способ прогрева турбины, регулирующих и стопорных клапанов хорош тем, что позволяет плавно прогреть эти элементы. Вместе с тем его ограниченные возможности по температуре в ряде случаев затрудняют последующий пуск турбины

(температура металла оказывается низкой по сравнению с температурой пара, поступающего в турбину). Поэтому в некоторых установках металлоемкий стопорный клапан часто прогревают свежим паром при закрытых регулирующих клапанах.

Приведение во вращение ротора турбин с противодействием осуществляют байпасом ГПЗ. После разгона турбины и ее включения в сеть принимают начальную нагрузку. При пуске турбины с противодействием турбина работает по электрическому графику до нагрузки, равной 10—15 %. Только после этого включают регулятор давления и переводят турбину на работу по тепловому графику.

Контрольные вопросы

1. Назовите основной принцип проведения пусковых операций.
2. Перечислите неполадки, без устранения которых пуск турбоустановки не допускается.
3. В чем состоит главная особенность пуска турбин неблочного типа?
4. Как устроен дренажный трубопровод? Чем грозит неисправность конденсатоотводчика?
5. Оцените температурные напряжения в паропроводе, возникающие при тепловых ударах при открытии ГПЗ, если в паропроводе создаются давления 0,1; 0,3; 0,5 МПа.
6. Зависят ли температурные напряжения, возникающие в паропроводе при конденсации, от температуры поступающего пара?
7. Для предпускового прогрева паропроводов требуется 75 мин, а для создания предшествующего развороту турбины вакуума — 60 мин. С какой операции следует начинать пуск турбины, если она питается от общего коллектора ТЭЦ? Как изменится ответ, если турбина является блочной?
8. Для какой цели устанавливают эжектор циркуляционной системы?
9. Перечислите основные операции, производимые при пуске конденсационной установки.
10. Чем различаются пуски конденсационной установки для неблочной и блочной ПТУ?
11. Почему в конденсационных турбинах перед пуском создают вакуум?
12. В каком положении должна быть арматура главных паропроводов при проверке системы регулирования перед разворотом турбины?
13. Почему рациональнее производить пуск турбины при полностью открытых регулирующих клапанах, а не путем их последовательного открытия?
14. С какой целью при развороте ротора турбины производят выдержки при постоянной частоте вращения? Из каких соображений выбирают эти частоты?
15. За какими разностями температур в корпусе турбины необходимо следить в процессе пуска и нагружения?
16. В чем состоит главная особенность пуска блочных турбин по сравнению с неблочными?
17. Назовите основные функции БРОУ.
18. Почему стремятся ограничить время работы турбины на холостом ходу?
19. В чем состоит особенность прогрева турбины с противодействием перед началом вращения ротора?
20. В чем преимущества однобайпасной пусковой схемы перед двухбайпасной?
21. От каких источников пара на первых этапах пуска питаются турбины питательных насосов, деаэрактор и паровые эжекторы?
22. В чем состоит главное отличие растопки прямоточного котла от растопки барабанного?
23. Почему требуется предпусковой прогрев тракта промежуточного перегрева? Какими средствами он выполняется в двухбайпасной и однобайпасной пусковых схемах?
24. Изложите последовательность основных операций при пуске турбины из холодного состояния.
25. Назовите основные этапы пуска теплофикационной установки.

Глава четырнадцатая

ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ И ЕЕ ПУСК ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

14.1. ЯВЛЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ТУРБИНЕ ПРИ СНИЖЕНИИ НАГРУЗКИ И ОСТАНОВКЕ

При снижении расхода пара через турбину в ее проточной части меняются параметры пара, в первую очередь давление и температура. Наиболее сильное влияние на режим остановки турбины оказывает изменение температуры, особенно для неблочных турбин, а также для тех блочных турбин, снижение нагрузки которых осуществляется при номинальном давлении свежего пара. Если снижение нагрузки производить скольжением начального давления без изменения начальной температуры пара, то температура в проточной части изменяется мало (см. § 11.3).

Изменение температуры в проточной части турбины приводит к тем же явлениям, которые возникают и при пуске турбины: появляется несовместность тепловых расширений отдельных деталей, а в них самих возникают температурные напряжения. Однако при остановке турбины эти явления проявляются специфически, поэтому они требуют отдельного рассмотрения.

Наиболее опасным явлением при остановке турбины является *относительное сокращение ротора*, основной причиной которого является поступление в камеру регулирующей и последующих ступеней пара пониженной температуры. Ротор, омываемый паром по большой поверхности и с высокой интенсивностью, быстро охлаждается и сокращается. Корпус турбины, имеющий гораздо большую массу и экранированный во многих случаях обоями, охлаждается хуже и поэтому отстаёт от ротора в своем сокращении.

Однако есть и другая причина. При нормальной работе турбоагрегата значительная часть длины уплотнений омывается горячим паром (рис. 14.1, а), поступающим из камеры первой ступени ЦВД или ЦСД. При уменьшении нагрузки эта часть уплотнения начинает обтекаться паром все более низкой температуры, а при отключении генератора турбины

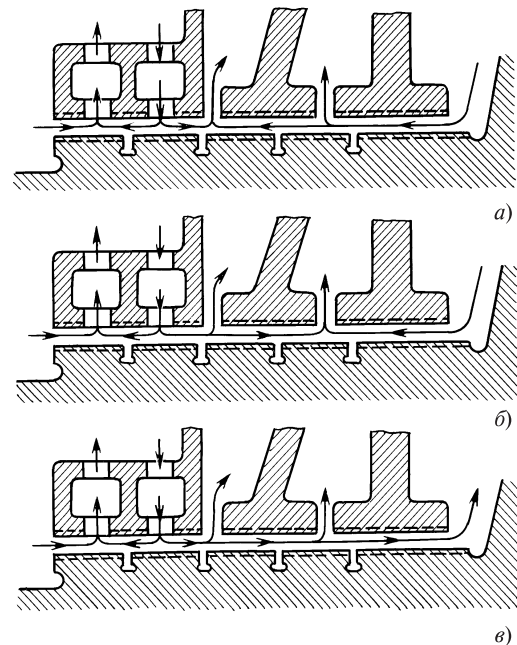


Рис. 14.1. Изменение направления потоков пара в конечном уплотнении ЦВД при остановке турбины
а — работа под нагрузкой; б — на холостом ходу; в — под вакуумом

ны от сети (рис. 14.1, б) поверхность ротора начинает омываться относительно холодным паром из деаэрата (140—160 °С). Если учесть, что длина передних концевых уплотнений ЦВД иногда составляет половину длины ротора, то становится ясным, что даже небольшое охлаждение ротора приведет к его сильному сокращению. При неправильной технологии остановки сокращение передней части ротора может достигать недопустимого значения.

Постепенное закрытие регулирующих клапанов приводит к неравномерному подводу пара по окружности камеры регулирующей ступени, а если эти клапаны неодинаково открыты, то пар, поступающий из сопел регулирующей ступени, будет иметь разную температуру (см. рис. 11.12). Это вызовет неравномерное охлаждение корпуса, его коробление и задевания ротора о неподвижные детали.

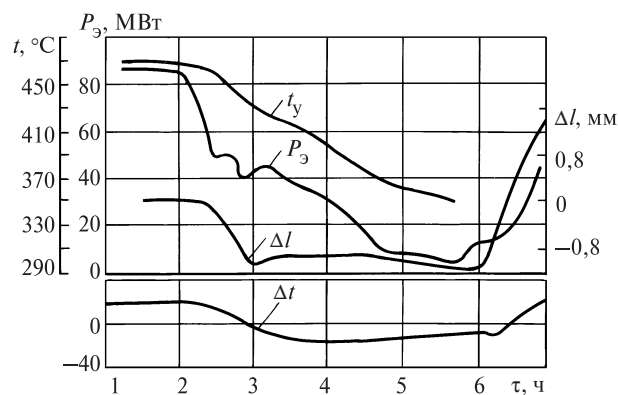


Рис. 14.2. Разгрузка турбины Т-100-12,8 ТМЗ

$t_{\text{у}}$ — температура пара из первого отсека переднего уплотнения; Δl — относительное удлинение ротора ЦВД; Δt — разность температур по ширине фланца

Весьма опасны и температурные напряжения, особенно в роторе и корпусе турбины, возникающие из-за быстрого охлаждения поверхностей этих деталей. Следует подчеркнуть, что возникающие на поверхностях этих деталей растягивающие напряжения более опасны, чем напряжения сжатия, появляющиеся при неравномерном нагреве, поскольку они в большей степени способствуют возникновению и развитию трещин.

Пример 14.1. На рис. 14.2 показаны графики изменения параметров при разгрузке турбины Т-100-12,8 при первых отладочных пусках. После снижения нагрузки с 85 до 50 МВт, проведенной в течение получаса, в последующие полчаса произошло относительное сокращение ротора на 1 мм (при осевом зазоре в регулирующей ступени 1,1—1,2 мм). Чтобы сохранить осевые зазоры в безопасных пределах, в дальнейшем снижали нагрузку в течение почти 3 ч. В процессе остановки по толщине фланца ЦВД перепад температур изменил свой знак: если на стационарном режиме работы внутренняя поверхность фланца была на 20°C горячее наружной, то при остановке возникла обратная разность температур в 20°C .

Ясно, что способ разгрузки, показанный на рис. 14.2, нерационален. Хотя он и обеспечивает надежность (не возникает ни опасного относительного сокращения ротора, ни высоких температурных напряжений), длительная работа турбины при постепенно снижающейся нагрузке является неэкономичной. Кроме того, произойдет значительное охлаждение деталей турбины, что затянёт и сделает более трудным возможный последующий пуск из горячего состояния (см. § 14.8).

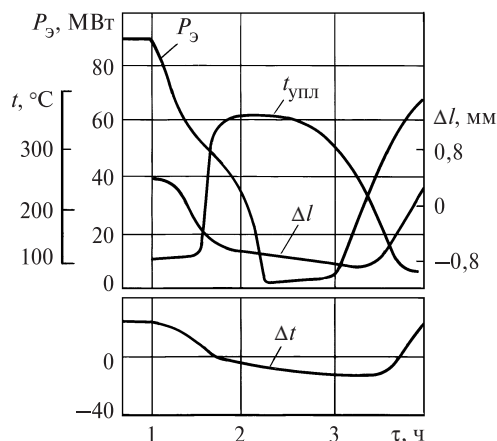


Рис. 14.3. Разгрузка турбины Т-100-12,8 ТМЗ с повышением температуры пара, поступающего на переднее уплотнение ЦВД

$t_{\text{упл}}$ — температура уплотняющего пара (остальные обозначения см. на рис. 14.2)

Стремление сократить время разгрузки, не допуская при этом опасного относительного сокращения ротора и появления больших температурных напряжений, привело к усложнению пусковой схемы.

Главным способом уменьшения относительного сокращения ротора при разгрузке и выбеге турбины является подача на уплотнение пара повышенной температуры.

Пример 14.2. На рис. 14.3 показаны изменения относительных сокращений ротора турбины Т-100-12,8 когда в отличие от режима, иллюстрированного рис. 14.2, при нагрузке 50 МВт к пару, поступающему на уплотнения, подмешивают свежий пар. Видно, что при этом скорость относительного сокращения ротора резко упала. С помощью этого мероприятия удалось разгрузить турбину примерно за 1 ч.

Такой же метод можно использовать и для блочных турбин (см. рис. 12.6). При пуске энергоблока из холодного состояния уплотняющий пар подается из общестанционной магистрали через регулятор давления с температурой примерно 150°C . Для предотвращения укорочения вала при пуске горячей турбины к уплотнениям ЦВД и ЦСД предусмотрен временный подвод горячего пара. Однако подавать горячий пар на уплотнения ЦВД нельзя, так как разогрев вала ЦВД может привести к временному или постоянному ослаблению посадки дисков и втулок уплотнений и возникновению недопустимых вибраций турбоагрегата. Поэтому схема трубопроводов содержит два отдельных коллектора уплотняющего пара для «горячих» и «холодных» уплотнений.

14.2. ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ В ГОРЯЧИЙ РЕЗЕРВ

При остановке турбины в горячий резерв предполагают ее пуск после относительно короткого времени. Как правило, это остановки на ночь или на конец недели (на субботу и воскресенье).

При остановке турбины в горячий резерв желательно сохранить температуру турбины как можно более высокой, так как это не только сократит и облегчит последующий пуск турбины (см. § 14.8), но и уменьшит потери тепла на нагрев деталей турбины до номинальной температуры.

С этой точки зрения наилучшим способом остановки турбины был бы мгновенный сброс нагрузки. В этом случае не происходило бы охлаждения турбины во время разгрузки. Сброс любой нагрузки, особенно полной, является очень серьезным испытанием для турбины, поэтому как способ остановки он вообще неприемлем. Можно говорить об очень быстрой разгрузке турбоагрегата и отключении его от сети. Следует, однако, помнить, что мощность многих турбоагрегатов в настоящее время настолько велика, что может составлять значительную долю мощности энергосистемы, в которой они работают. Быстрое исключение из работы значительной мощности в этом случае может привести к неустойчивости работы всей энергетической системы. Поэтому такой способ не применяется.

Для теплофикационных турбоустановок неблочного типа, а также теплофикационных энергоблоков, работающих с постоянным начальным давлением свежего пара, разгрузка турбины ведут путем постепенного закрытия регулирующих клапанов (с помощью механизма управления). В процессе разгрузки необходимо в соответствии с местной инструкцией при уменьшении давления в отборах производить отключение сетевых подогревателей и ПВД, уменьшать количество работающих конденсатных насосов.

В предусмотренный момент времени необходимо перевести уплотнения ЦВД и ЦСД на питание горячим паром. Особенно внимательно нужно следить за относительным сокращением ротора. Если, несмотря на все принимаемые меры, сокращение ротора приближается к опасному пределу, необходимо прекратить разгрузку, а возможно, даже увеличить нагрузку.

При уменьшении пропуска пара в конденсатор на определенном этапе должен включаться в работу клапан рециркуляции, направляющий часть конден-

сата обратно в конденсатор. Следует убедиться, что этот клапан действительно вступил в работу.

Снижение нагрузки обычно ведут до 15—20 % номинальной, после чего воздействием на кнопку выключения прекращают подачу пара в турбину. С этого момента турбина вращается сетью, т.е. электрический генератор работает в режиме двигателя. При этом происходит разогрев турбины вследствие потерь трения ротора о пар. Поэтому в короткое время, оговоренное инструкцией (обычно это несколько минут), необходимо убедиться, что стопорные, регулирующие и обратные клапаны на линиях отборов закрылись, а ваттметр указывает отрицательную мощность (потребление мощности из сети). После этого можно отключить генератор от сети. Может оказаться, что из-за недостаточной плотности клапанов, их зависания или других причин в турбину поступает пар. *Отключать турбогенератор в этом случае от сети запрещается, поскольку поступающего количества пара может оказаться достаточно для ее разгона.* Необходимо предварительно полностью закрыть ГПЗ и ее байпас, убедиться, что пар в турбину не поступает, и только после этого отключить генератор от сети.

Остановку в горячий резерв блочных турбоустановок можно производить более рационально, уменьшая нагрузку турбины скольжением (понижением) начального давления, но сохраняя температуру свежего пара номинальной. При этом регулирующие клапаны турбины (или их часть) должны быть полностью открыты.

Перед открытием регулирующих клапанов отключают регуляторы подачи топлива и воздуха в котел энергоблока. В процессе открытия клапанов нагрузка на турбине практически не изменяется, так как она определяется зафиксированным режимом котла. Температура пара перед турбиной может, однако, несколько возрасти за счет уменьшения дросселирования пара в регулирующих клапанах. Необходимо следить за температурой свежего пара и при необходимости воздействовать на нее впрысками конденсата (или питательной воды) в паропровод или регулированием подачи топлива и воздуха в котел.

При уменьшении нагрузки снижается температура пара за промежуточным пароперегревателем. Однако это понижение не должно быть больше 20—25 °С. Дальнейшее разгрузку блочной турбины ведется постепенным уменьшением подачи топлива в котел, вследствие чего уменьшается давление свежего пара перед турбиной.

В блочной установке ряд ее элементов питается паром из отборов турбины. Поэтому на определенном этапе остановки, когда возможности главной турбины для этого исчерпываются, необходимо переходить на питание паром от других источников. Это относится к деаэратору и питательному турбо-насосу. При снижении нагрузки деаэратор сначала переводят на питание паром из отбора с более высоким давлением (если он имеется), а затем — от постороннего источника.

Если питательная установка блока состоит из электропитательного и турбопитательного насосов (см. рис. 7.12), то при уменьшении давления в отборе для приводной турбины переходят на питательный электронасос. При определенной нагрузке включают в работу БРОУ для того, чтобы избыточный пар, вырабатываемый котлом, сбрасывать в конденсатор в обвод турбины.

Разгрузка энергоблока производится до нагрузки, определяемой устойчивостью температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева при малых расходах топлива. Сброс остаточной нагрузки производится кнопкой отключения турбины. Непосредственно перед отключением турбины прекращают подачу топлива в котел, который вследствие своей высокой теплоаккумулирующей способности в течение нескольких минут продолжает вырабатывать пар. Тем самым частично возмещаются затраты топлива на разогрев котла и трубопроводов при пуске. После отключения турбогенератора от сети начинается выбег ротора, при котором частота вращения изменяется от номинальной до нуля. Это вращение происходит за счет инерции ротора.

14.3. ВЫБЕГ РОТОРА

Выбег ротора — важный эксплуатационный этап, позволяющий в определенной степени судить об исправности турбоагрегата. Во время выбега обязательно снимается кривая выбега — зависимость частоты вращения от времени (рис. 14.4). Замедление частоты вращения при выбеге происходит из-за трения лопаток и дисков о пар, из-за вентиляции пара лопаточным аппаратом и из-за трения в масляном слое подшипников.

Вентиляционные потери очень сильно зависят от частоты вращения. Со снижением частоты вращения они быстро уменьшаются, поэтому начальный участок кривой выбега имеет большую крутизну. С уменьшением частоты вращения основную

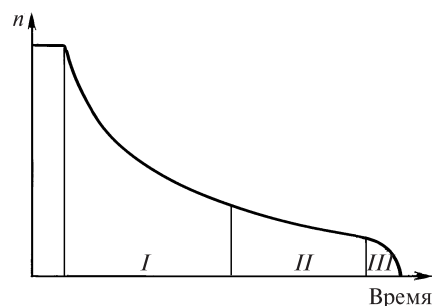


Рис. 14.4. Кривая выбега турбины

I — зона влияния вентиляционных потерь; *II* — зона влияния жидкостного трения в подшипниках; *III* — зона полусухого трения в подшипниках

роль начинают играть потери на трение в масляном слое подшипников. Сопrotивление трения в подшипниках в меньшей степени зависит от частоты вращения, поэтому протекание кривой выбега носит пологий характер. Наконец, на последнем участке наблюдается резкое падение частоты вращения, вызванное переходом от жидкостного трения в подшипниках к полусухому.

Снятие кривой выбега производится следующим образом. С помощью механизма управления турбоагрегат выводится на холостой ход и затем кнопкой отключения прекращается подача пара в турбину. С помощью ручного тахометра через каждые 2—3 мин производят измерение частоты вращения. По данным измерений строят кривую выбега, которая затем сравнивается с нормативной кривой, снятой после первых 200—300 ч работы (после приработки всех деталей турбины).

Как нормативную, так и все остальные кривые выбега снимают при одном и том же постоянном давлении в конденсаторе, поскольку вентиляционные потери в турбине в значительной степени зависят от плотности среды, в которой вращается ротор турбины.

Время полного выбега современных турбин составляет в зависимости от мощности 20—40 мин. При отклонении выбега по сравнению с нормативным более чем на 2—3 мин необходимо выяснить причины отклонения и принять соответствующие меры. Уменьшение времени выбега свидетельствует о появлении повышенного трения в подшипниках или задеваний в проточной части и уплотнениях. Поэтому в процессе выбега необходимо периодически прослушивать турбину, чтобы обнаружить возможные задевания. Увеличение времени выбега, как правило, свидетельствует о неплотности стопорных

или регулирующих клапанов или клапанов на линиях отборов.

В процессе выбега ротора на турбине производится ряд операций. Поскольку в этот период система регулирования уже не работает, отпадает необходимость в работе мощных насосов, обеспечивающих систему регулирования. Эти насосы отключают. Если система смазки и система регулирования работают от одного насоса, расположенного на валу турбины, то в работу включается сначала пусковой масляный электро- или турбонасос, а затем резервный насос смазки малой мощности.

Для исключения возможной конденсации пара в остывающих в последующем перепускных трубах ЦВД и паропроводах промежуточного перегрева необходимо при закрытой ГПЗ через вентили обеспаривания выпустить пар из тракта промежуточного перегрева, а через дренажи — из перепускных труб ЦВД.

Далее при остановке турбины в горячий резерв необходимо принять все возможные меры для сохранения тепла в паропроводах и в котле. Для этого закрываются все дренажи и задвижки, через которые возможен отток тепла.

После остановки ротора турбины необходимо во избежание его теплового прогиба немедленно включить валоповоротное устройство.

Последними операциями по остановке турбины являются прекращение подачи пара на эжекторы и уплотнения, остановка питательного насоса после предварительной подпитки котла, остановка конденсатных насосов (после достаточного охлаждения охладителей пара эжекторов), остановка циркуляционных насосов (при температуре выходного патрубка ниже 50 °С и непоступлении пара в конденсатор) и прекращение подачи пара от постороннего источника на деаэрактор.

14.4. ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ С ОХЛАЖДЕНИЕМ

Остановка турбины с охлаждением (расхолаживанием) производится в тех случаях, когда предусматриваются работы, которые не могут быть проведены на горячей турбине. К таким работам относятся текущие и капитальные ремонты, а также другие работы, при проведении которых необходимо вскрывать цилиндры. Прекращение вращения ротора турбины валоповоротным устройством, подача масла к подшипникам и снятие изоляции допускаются как по техническим причинам, так и по

соображениям техники безопасности при температуре турбины ниже 200 °С. Необходимость в полном остывании возникает не только при капитальных, но и при частичных ремонтах системы маслоснабжения, подшипников, паровпускных частей турбины, одним словом, тогда, когда подача масла на подшипники или вращение ротора валоповоротным устройством не могут быть прекращены или когда этого требует техника безопасности.

Если производить остановку ранее описанным способом с сохранением постоянной температуры горячих частей турбины, то, поскольку современные турбины остывают со скоростью 60—70 °С в сутки, потребовалось бы 6—7 сут для остывания до допустимой температуры.

Основная идея проведения остановки блочной турбины с расхолаживанием состоит в том, что турбина постепенно охлаждается протекающим через нее паром понижающейся температуры; при этом также уменьшают начальное давление пара. Основная трудность в осуществлении режима расхолаживания состоит в том, что не все котлы могут выдавать пар требуемых параметров. Выше отмечалось, что для исключения попадания в турбину влажного пара (это вызовет резкое понижение температуры металла турбины) необходимо иметь перегрев пара по отношению к температуре насыщения. Поэтому вместе со снижением температуры пара следует снижать и его давление. Эта операция сравнительно просто осуществляется на энергоблоке с барабанным котлом. Весь тракт прямоточного котла, как уже упоминалось, должен работать под давлением, которое не может быть сильно снижено по соображениям его надежности, поэтому на энергоблоках с такими котлами возможно лишь ограниченное снижение температуры пара. В некоторых случаях расхолаживание турбины ведут путем прикрытия регулирующих клапанов при поддержании номинальных параметров пара, но при снижении паропроизводительности котла.

При остановке турбины с расхолаживанием в результате постепенного охлаждения со скоростью 0,5—0,7 °С/мин удастся довести температуру турбины за 5—7 ч до 360—370 °С. Все рассмотренные выше операции по остановке оборудования энергоблока остаются прежними. Продолжительность естественного остывания турбины после разгрузки турбины с расхолаживанием еще до температуры 150—180 °С составляет дополнительно 5—7 сут. Простой энергетического оборудования даже в течение короткого времени приводит к ог-

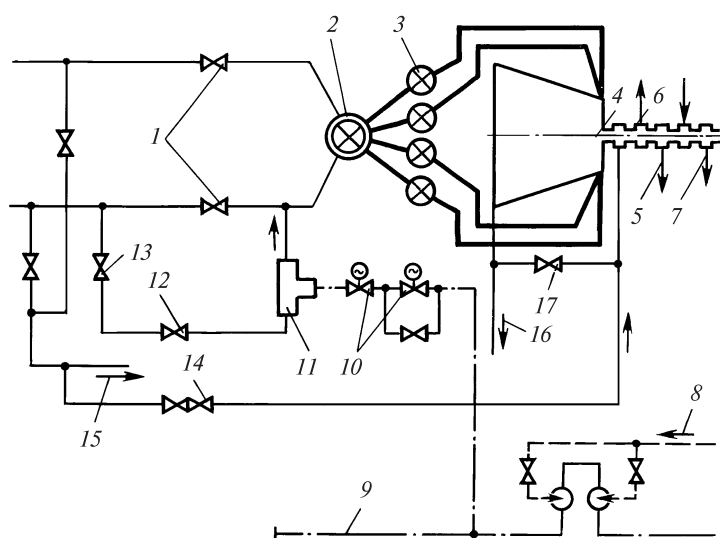


Рис. 14.5. Схема ускоренного расхолаживания турбины ТМЗ Т-100-12,8

1 — ГПЗ; 2, 3 — стопорный и регулирующий клапаны; 4, 5 — отсос в сальниковый подогреватель; 6 — пар от деаэратора с подмешанным свежим паром; 7 — пар в эжекторный холодильник; 8 — от конденсатных насосов; 9 — коллектор пара отбора с давлением 0,8—1,3 МПа; 10 — задвижка на подводе пара из отбора к смесителю; 11 — смеситель; 12, 13 — задвижка на подводе свежего пара к смесителю; 14 — задвижка подачи свежего пара на уплотнение; 15 — подвод свежего пара к эжекторам; 16 — отсос в I отбор; 17 — задвижка, закрываемая при расхолаживании

ромным убытком. Поэтому постоянно ведутся поиски рациональных, относительно быстрых способов расхолаживания турбин с тем, чтобы сократить до минимума период отключения генератора от сети до начала ремонта.

Пример 14.3. На рис. 14.5 показана схема ускоренного расхолаживания турбины Т-100-12,8, примененная ВТИ на одной из ТЭЦ, на которой также установлены турбины с отборами ПТ-60-8,8/1,3. К смесительному устройству через задвижки на подводе свежего пара одновременно подается свежий пар (при закрытых ГПЗ) и пар с давлением 0,8—1,3 МПа из коллектора промышленного отбора пара, температура которого значительно ниже температуры свежего пара.

Расхолаживание турбины производится следующим образом. После разгрузки турбины ее ГПЗ закрывают и подачу пара в турбину производят через задвижки на подводе свежего пара в смеситель, в который подается во все увеличивающемся количестве пар из коллектора отбора через задвижки на подводе пара из отбора. После полного открытия этих задвижек дальнейшее понижение темпера-

туры охлаждающего пара осуществляется путем уменьшения подачи свежего пара в смеситель. В дальнейшем и пар отбора, поступающий в турбину, охлаждается впрысками конденсата, поступающего от конденсатных насосов.

Для удержания относительного сокращения ротора в допустимых пределах в первый отсос переднего концевого уплотнения ЦВД через задвижку подачи свежего пара на уплотнение подводится свежий пар; задвижка, через которую в нормальных условиях пар направляется в первый отбор, при расхолаживании закрывается.

На рис. 14.6 показана эффективность предложенного способа расхолаживания: для охлаждения турбины до температуры 200 °С требуется всего около 8 ч вместо 90 ч при естественном остывании.

14.5. АВАРИЙНАЯ ОСТАНОВКА ТУРБОАГРЕГАТА

При возникновении на турбоагрегате аварийного положения дежурный персонал должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией, в которой содержится перечень основных аварийных ситуаций и приведены меры по их ликвидации.

При ликвидации аварийных положений дежурный персонал должен особенно внимательно наблюдать за основными показателями работы турбины, к которым относятся: частота вращения, электрическая мощность, параметры свежего пара и пара промежуточного перегрева, вакуум в конденсаторе, уровень вибрации турбоагрегата, осевое положение ротора и положение роторов относительно соответствующих корпусов, давление масла в системе регулирования и смазки, уровень масла в масляном баке, температура масла на входе в подшипники и выходе из них.

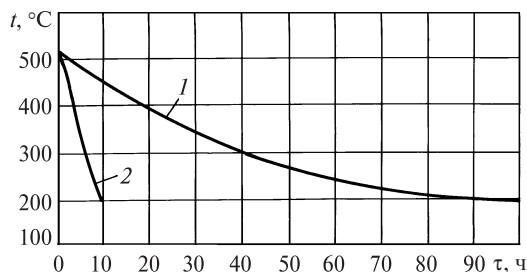


Рис. 14.6. График остывания турбины

1 — естественное остывание; 2 — ускоренное расхолаживание паром отбора

Аварийная остановка турбоагрегата производится путем немедленного прекращения подачи пара в турбину. При этом различают аварийную остановку без срыва вакуума, т.е. без его резкого ухудшения, и со срывом вакуума, при котором в выходную часть турбины и конденсатор впускают атмосферный воздух через специальную электродвигу (см. поз. 15 на рис. 13.2).

При срыве вакуума плотность среды в ЦНД резко возрастает, и это приводит к быстрому замедлению частоты вращения ротора при прекращении подачи пара и отключении генератора от сети.

Пример 14.4. Время полного выбега турбины Т-180-12,8 ЛМЗ при номинальном вакууме составляет 32—35 мин, а при остановке со срывом вакуума — всего 15 мин.

При срыве вакуума динамические напряжения в рабочих лопатках возрастают в несколько раз, поэтому регулярные остановки с использованием срыва вакуума ведут к накоплению в них повреждений. Кроме того, при срыве вакуума происходит разогрев выходного патрубка и появляется возможность расцентровок и вибрации. Поэтому использование срыва вакуума допустимо лишь в аварийных ситуациях, действительно требующих этого.

Пример 14.5. Внезапное возникновение сильной вибрации свидетельствует либо о внезапно появившейся разбалансировке ротора, например, из-за обрыва рабочей лопатки, либо о значительных задеваниях. Поэтому быстрое прекращение вращения может предотвратить поломку других лопаток, выплавление баббитовой заливки опорных подшипников и т.д. Ясно, что в этом случае необходима остановка со срывом вакуума.

Аналогичное положение возникает и при увеличении частоты вращения сверх допустимой, при гидравлическом ударе, при котором может произойти выплавление заливки колодок упорного подшипника, при резком осевом сдвиге ротора, при чрезмерном относительном удлинении роторов, при появлении искр из концевых уплотнений, свидетельствующих о сильных задеваниях, при которых может произойти прогиб ротора (см. гл. 17).

Пример 14.6. Резкое повышение температуры масла на выходе из подшипника свидетельствует либо об ухудшении его маслоснабжения, либо о неисправности самого подшипника. Задержка в остановке ротора может привести не только к выплавлению баббитовой заливки вкладыша, но и к задеваниям и повреждениям диафрагменных, концевых и надбандажных уплотнений. Поэтому в этом случае также необходима остановка со срывом вакуума.

Внезапное понижение уровня масла в баке при невозможности его восстановления требует быстрой остановки во избежание срыва масляных насосов и нарушения маслоснабжения. Срочные меры по остановке ротора следует предпринять при возникновении пожара или его серьезной угрозе.

При аварийной остановке со срывом вакуума необходимо прекратить доступ пара в турбину с помощью кнопки выключения и потребовать остановки котла (при блочной схеме турбоустановки). При этом пар, вырабатываемый некоторое время котлом, в силу его большой аккумулирующей способности нельзя сбрасывать в конденсатор через БРОУ, что обеспечивает блокировка БРОУ на открытие. Через предохранительные клапаны паропроводов пар выпускают в атмосферу. Далее необходимо убедиться в том, что турбина надежно отключена от паропроводов и не вырабатывает мощности; только после этого можно отключить генератор от сети (см. § 14.2). Затем открывают задвижку срыва вакуума и отключают эжектор.

Далее, если ГПЗ и ее байпас не закрыты, то их следует закрыть, для того чтобы случайные неправильные действия персонала или неполадки в системе регулирования не привели к открытию клапанов и разгону турбины. Необходимо обеспечить нормальную работу системы смазки (проверить включение пусковых или резервных масляных насосов), конденсатных насосов (включить рециркуляцию в конденсатор), деаэрата (перевести его на работу паром от постороннего источника).

Дальнейшая остановка ведется обычным способом. При выбеге ротора необходимо особенно тщательно прослушать уплотнения и записать время выбега ротора.

Приведем несколько примеров, когда срыва вакуума не требуется.

Пример 14.7. При изменениях температуры свежего пара или пара промежуточного перегрева, выходящих за пределы, предусмотренные противоаварийной инструкцией, нет необходимости срывать вакуум. Достаточно просто отключить турбину и проследить за выбегом ротора.

Пример 14.8. Срыв вакуума при повышении температуры выходного патрубка сверх допустимой не нужен, так как это может вызвать дополнительный его нагрев за счет увеличения трения ротора о среду.

Остановка без срыва вакуума необходима при сильном ухудшении вакуума, при поломках в системе регулирования, которые невозможно устранить на ходу, и в некоторых других случаях, зафик-

сированных в противоаварийных инструкциях. При аварийной остановке без срыва вакуума нет необходимости выпускать пар, вырабатываемый котлом, в атмосферу, а можно его направить через БРОУ в конденсатор.

При возникновении аварийного положения, не предусмотренного противоаварийной инструкцией, персонал должен действовать быстро, но продуманно. Прежде всего, надо уяснить, что же произошло. Для этого необходимо быстро собрать всю возможную информацию, имеющую отношение к аварии, и мысленно представить себе процесс развития аварии. Это позволит предположить причину возникновения аварии.

Очень большую пользу при этом оказывает знание конкретной турбины, ее особенностей и истории эксплуатации. Конечно, все это надо делать быстро, иногда в считанные секунды. Приняв решение, необходимо приступить к ликвидации сначала последствий, а затем причин аварии.

14.6. ОСТЫВАНИЕ ТУРБИНЫ И ЭЛЕМЕНТОВ ЭНЕРГБЛОКА ПРИ ОСТАНОВКЕ В ГОРЯЧИЙ РЕЗЕРВ

После полного выбега ротора и включения в работу валоповоротного устройства начинается процесс естественного остывания турбины и других элементов турбоустановки. *В период остывания прекращение вращения ротора и подачи масла на подшипники турбины не допускается.* Обычно в течение первых 8 ч ротор вращается валоповоротным устройством непрерывно, а в дальнейшем ротор периодически (с увеличивающимся периодом) поворачивают на 180 °С. Прекращение вращения ротора недопустимо из-за его неравномерного остывания и появления теплового прогиба. Подача масла к подшипникам необходима, во-первых, для уменьшения трения в подшипниках при вращении ротора валоповоротным устройством и, во-вторых, для снятия тепла, аккумулированного в турбине при ее работе и притекающего по валу к подшипникам при ее остановке.

При остывании хорошо изолированной турбины интенсивность теплообмена между окружающим воздухом и турбиной очень мала. Поэтому опасных температурных напряжений в ее деталях не возникает. *Наибольшую опасность представляют временные деформации корпуса турбины, возникающие вследствие неравномерного остывания.*

Наиболее серьезные последствия возникают из-за появления разности температур между верхней и нижней образующими корпуса. Это приводит к выгибу корпуса вверх. Разность температур возникает по трем основным причинам.

1. Недостаточность или некачественность изоляции низа корпуса. Особенно сильно это сказывается при сборной изоляции.

Сборная изоляция состоит из жестких теплоизоляционных изделий и гибких матрацев из базальтовой и минеральной ваты. Эти изделия в несколько рядов крепятся проволокой к основной несущей части каркаса. Каркас составляют бандажи, прикрепленные к корпусу турбины на заводе, и опорные шпильки, привариваемые к бандажам на станции при установке изоляции. Для ликвидации щелей между изделиями пространство между ними промазывается специальным раствором. Пространство между шпильками фланцевого разреза изолируется съемными матрацами из асбестовой или стеклянной ткани, заполненной минеральной или базальтовой ватой.

Монтаж сборной изоляции весьма трудоемок и, как показывает опыт эксплуатации, не может обеспечить надежной теплоизоляции: при частых пусках, остановках и вибрации нарушается связь между металлом корпуса и изоляцией, между отдельными изоляционными изделиями появляются щели, куда проникает холодный воздух, снижая эффективность теплоизоляции и вызывая неравномерность остывания корпуса турбины.

Эти недостатки сборной изоляции привели к появлению так называемой торкретированной изоляции, состоящей из смеси асбестового волокна, перлитного песка и связующей массы, наносимой на поверхность турбины методом напыления с помощью специальной пневматической установки. В результате после высушивания образуется бесшовная монолитная конструкция из легковесной массы.

На рис. 14.7 показан пример появления разности температур между верхом и низом корпусов мощной турбины

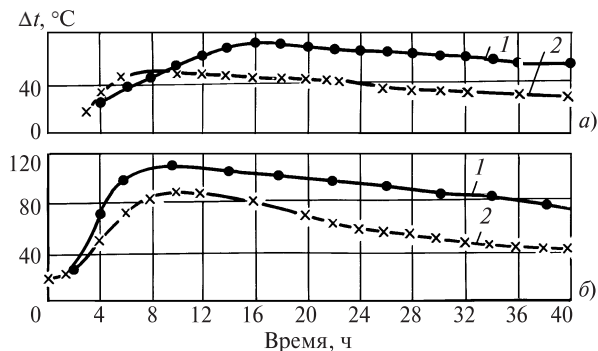


Рис. 14.7. Разность температур верха и низа корпуса турбины
а — ЦВД; б — ЦСД; 1 — с обычной изоляцией; 2 — с напыленной изоляцией

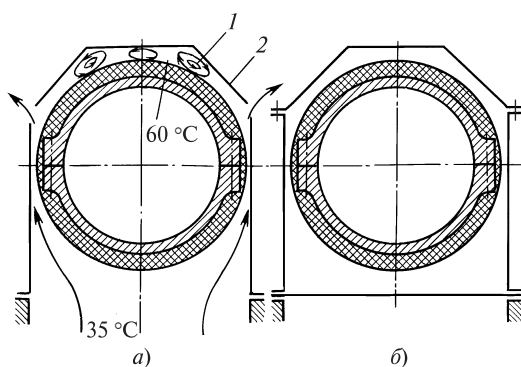


Рис. 14.8. Негерметичная (а) и герметичная (б) конструкции обшивки турбины

1 — застойная зона; 2 — обшивка

ны, при использовании сборной и торкретированной изоляции, иллюстрирующей достоинства последней: если при сборной изоляции разность температур достигала в ЦСД 100 °С и выше, то при изоляции напылением она уменьшалась до 85 °С. Нормальная работа современных мощных турбин немислима без хорошей изоляции.

2. Отвод тепла от низа корпуса по патрубкам отборов. После остановки турбины вдали от нее температура паропроводов отбора быстро снижается, а корпус турбины остается горячим, поэтому вдоль паропровода происходит интенсивный отток тепла. Он будет особенно большим при плохой изоляции паропроводов отбора.

3. Негерметичность и неправильное выполнение обшивки турбины. Например, при конструкции обшивки, показанной на рис. 14.8, а, холодный воздух из конденсационного помещения может проникать под изоляцию турбины, охлаждать ее низ и вытекать через отверстия в обшивке. Над верхней частью корпуса при этом образуется застойная вихревая зона, температура в которой по измерениям может достигать примерно 60 °С, в то время как под турбиной она находится на уровне 35 °С. При установке под корпусом турбины герметизирующего листа (рис. 14.8, б) охлаждение корпуса становится равномерным и разность температур верха и низа корпуса уменьшается.

Для ликвидации возникающих разностей температур верха и низа используют различные способы. Весьма эффективным является создание в отдельных камерах корпуса циркуляционных токов посредством небольших сопел (рис. 14.9), к которым подается пар из коллектора обогрева фланцев.

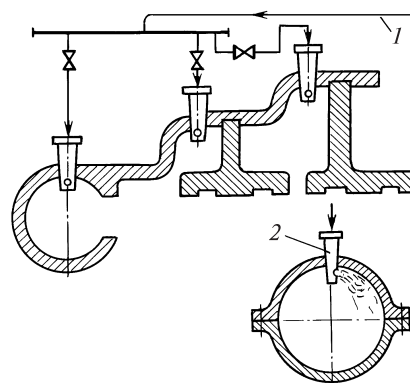


Рис. 14.9. Выравнивание разницы температур верха и низа корпуса турбины с помощью сопел

1 — пар из коллектора обогрева; 2 — сопло

14.7. УХОД ЗА ОСТАНОВЛЕННОЙ ТУРБИНОЙ

За остановленной турбиной необходим тщательный уход. Наибольшую опасность для остановленной турбины и некоторых других элементов турбоустановки представляет стояночная коррозия.

Основной причиной стояночной коррозии является одновременное присутствие влаги и воздуха, поэтому при остановке турбины должны быть приняты меры для исключения их одновременного попадания в турбину. Для этого паропровод, подводящий пар к турбине, снабжается специальным вентиляем обеспаривания, который открывается на атмосферу сразу же после остановки турбины. Камера регулирующей ступени турбины, камеры отборов, паровые коробки регулирующих клапанов, перепускные трубы (от стопорных клапанов к регулирующим) также должны быть сообщены с атмосферой во избежание скопления конденсата, который может испаряться и через неплотности арматуры попадать в турбину.

При остановке турбины в длительный резерв принимаются дополнительные меры. Турбина с помощью заглушек надежно отключается от всех паропроводов, по которым может быть протечка пара: от паропроводов свежего пара, паропроводов отборов, регенеративных подогревателей и т.д. Вал турбины дополнительно уплотняется асбестовым шнуром, а в паровое пространство конденсатора устанавливают противни с хлористым кальцием для поглощения влаги. Особая забота проявляется по отношению к шейкам подшипников: для создания защитного слоя масла не реже 1 раза в неделю через подшипники прокачивается масло, а ротор

поворачивается валоповоротным устройством на несколько оборотов.

Еще более эффективным средством борьбы со стояночной коррозией является подача внутрь турбины теплого сухого воздуха или инертного газа, чаще всего азота. Для этого с помощью вентилятора из машинного зала засасывается воздух, пропускается через нагреватель, где он нагревается на 3—5 °С выше температуры окружающей среды и с небольшим избыточным давлением подается в турбину, из которой он выходит через концевые уплотнения.

14.8. ПУСК НЕБЛОЧНОЙ ПТУ ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

Если при пуске неблочной турбины из холодного состояния основная трудность состоит в том, что поступающий в турбину пар имеет слишком высокую температуру по сравнению с температурой металла, то при пуске из горячего и неостывшего состояния возникает другая трудность: пар, поступающий в турбину, может иметь более низкую температуру, чем ее металл. Связано это с тем, что, как правило, за время стоянки паропровод и арматура на нем (магистральная задвижка, ГПЗ, стопорный и регулирующие клапаны) остывают быстрее, чем сама турбина. Поэтому свежий пар, поступающий из станционного коллектора и проходящий по паропроводу в турбину, остывает.

Поступление охлажденного пара в турбину нежелательно по следующим основным причинам:

1) быстрое охлаждение ротора относительно корпуса приводит к сокращению ротора и выборке входных осевых зазоров в проточной части;

2) охлаждение ротора и корпуса турбины происходит неравномерно по толщине, и в них возникают дополнительные температурные напряжения, циклическое повторение которых способствует появлению трещин термической усталости;

3) охлаждение турбины приводит к необходимости повышать ее температуру в дальнейшем, что вызывает ограничение по скорости набора нагрузки.

Перечисленные обстоятельства позволяют сформулировать принципы, на которые необходимо опираться при проведении пусков неблочных турбин из неостывшего и горячего состояний;

1) температура свежего пара должна иметь номинальное значение;

2) паропроводы свежего пара и всю установленную на нем арматуру необходимо тщательно про-

греть, для того чтобы не происходило остывания движущегося по ним пара;

3) следует исключить все источники охлаждения трубопроводов, арматуры и деталей турбины. В частности, становится совершенно недопустимой подача на уплотнения относительно холодного пара из уравнивательной линии деаэраторов, поскольку в отсутствие потока тепла по валу от пара, протекающего через турбину, происходят охлаждение ротора и его опасное сокращение;

4) если по условиям температурного состояния невозможно подать в турбину пар более высокой температуры, чем температура металла, то необходимо производить как можно быстрее разворот турбины и взятие начальной нагрузки, с тем чтобы не охладить детали и не вызвать опасного сокращения ротора.

Порядок пуска ПТУ из горячего и неостывшего состояния принципиально не отличается от пуска из холодного состояния. Отличие состоит в длительности и порядке проведения отдельных операций, которые должны обеспечить безопасный пуск и минимальный расход энергии на собственные нужды и пусковые потери тепла.

Перед пуском турбоустановки обязательно следует убедиться в отсутствии чрезмерной разности температур между верхом и низом корпуса ЦВД, которая может возникнуть при остывании турбины. Если она превышает предельно допустимую, то пуск турбины запрещается. Точно так же необходимо проследить за положением ротора относительно корпуса, поскольку при стоянке ротор может чрезмерно сократиться.

Пуск ПТУ осуществляется в соответствии с пусковым графиком.

Прогрев паропровода при пусках из горячего и неостывшего состояний не требует много времени, поэтому начинать подготовительные операции целесообразно с пуска конденсационной установки.

В процессе пуска конденсационной установки и прогрева паропроводов выполняют проверку систем защиты и регулирования.

После проверки работы валоповоротного устройства необходимо, сделав соответствующие переключения в схеме подачи пара на уплотнения, включить его и подать на «горячие» уплотнения горячий пар, на «холодные» — холодный. Затем включить в работу эжектор уплотнений.

Этап разгона, синхронизации и начального нагружения производится точно так же, как и при пуске из холодного состояния, за исключением того, что

их ни в коем случае нельзя задерживать. Необходимо четко усвоить, что если при пуске из холодного состояния задержка в пуске не представляет опасности для турбины и влечет только перерасход топлива, то *при пуске из горячего и неостывшего состояния задержка в пуске вызывает опасность задевания из-за сокращения ротора и дополнительные температурные напряжения и ограничивает скорость набора нагрузки на последующих этапах.*

Быстрому развороту и набору нагрузки способствуют отсутствие конденсации в корпусе турбины и невозможность хрупкого разрушения ротора (см. § 17.2), поскольку, его температура значительно выше критической температуры хрупкости.

Хотя турбину следует разгонять и нагружать как можно скорее, это необходимо делать не в ущерб проверкам состояния ее проточной части и систем защит. В процессе пуска эти системы должны тщательно проверяться, а турбина прослушиваться.

14.9. ПУСК ЭНЕРГОБЛОКОВ ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

Трудности, возникающие при пуске из неостывшего и горячего состояний блочных турбинных установок, в общем, не отличаются от трудностей, возникающих при таких же пусках для неблочных турбин. *Основная сложность состоит в необходимости поддержания соответствия температуры пара температуре металла отдельных узлов блока.*

Мощные блоки выполняются с промежуточным перегревом (в отличие от неблочных турбин), и поэтому при пусках из горячего и неостывшего состояний приходится заботиться не только о ЦВД, но и о ЦСД.

На рис. 14.10 очень упрощенно показана схема паропроводов свежего пара и паропроводов промежуточного перегрева, на которой указаны типичные значения температур металла отдельных узлов турбоустановки после остановки блока на 8 ч. Видно, что за это время меньше всего остыли корпуса ЦВД и ЦСД, а сильнее всего — паропроводы «горячего» промежуточного перегрева и перепускные трубы ЦВД. Это обстоятельство сильно усложняет технологию пуска.

Действительно, если температура металла ЦВД составляет 480 °С, то в турбину следует подавать пар с температурой 530 °С. Если в процессе пуска удастся установить за котлом эту температуру, а затем открыть байпас ГПЗ для толчка ротора, то в турбину будет поступать пар, сильно охлажден-

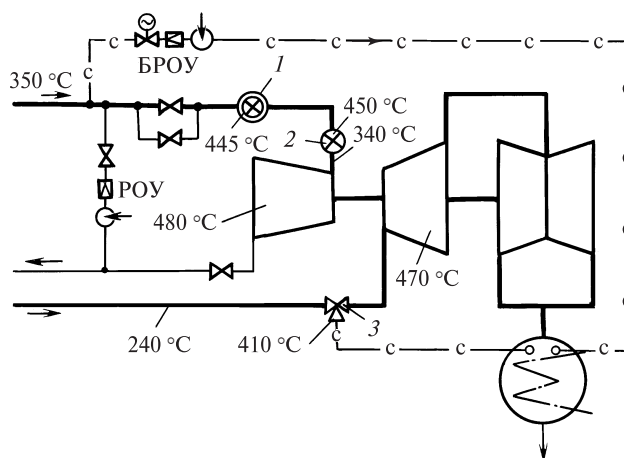


Рис. 14.10. Пусковая схема с одной БРОУ и РОУ для пуска из горячего состояния
1, 2, 3 — стопорный, регулирующий и сбросной клапаны соответственно

ный из-за дросселирования в байпасе ГПЗ и при движении по холодным паропроводам. Чтобы учесть это обстоятельство, можно поднять температуру перед ГПЗ еще выше (но не выше номинальной). В этом случае детали ЦВД могут оказаться в безопасности. Однако другие элементы паропровода, в частности, значительно остывшие корпуса стопорного и регулирующего клапанов, перепускные трубы, окажутся под воздействием слишком высокой для них температуры. Тракт от ГПЗ до закрытых регулирующих клапанов необходимо прогревать отдельно. При этом открытие байпаса должно производиться вполне определенным образом, т.е. так, чтобы не охладить корпус стопорного клапана (поскольку в дальнейшем его придется нагревать), но и не разогревать паропроводы за ГПЗ с опасной скоростью. Аналогичное положение возникает и при прогреве регулирующих клапанов, расположенных за ними перепускных труб и собственно турбины. Это приводит к тому, что выполнить все требования в полной мере без значительного увеличения пусковых потерь становится невозможно. Поэтому, разрабатывая технологию пуска из горячего или неостывшего состояния, наладочные организации часто выбирают компромиссный вариант, при котором обеспечивается надежность всех элементов схемы с точки зрения температурных напряжений при небольшом, однако, охлаждении ЦВД. Последнее обстоятельство крайне нежелательно из-за относительного сокращения ротора, но не опасно при достаточно быстром пуске.

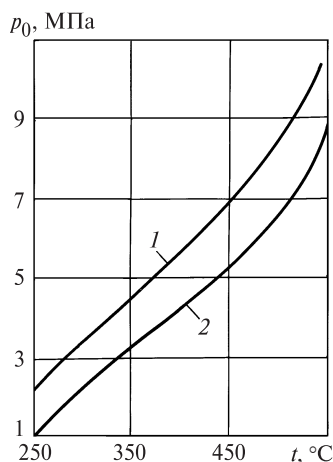


Рис. 14.11. Зависимость давления свежего пара за котлом от температуры, необходимой для подачи пара в турбину
1 — для прямоточного котла; 2 — для барабанного котла

Таким образом, *тщательное поддержание режима при пусках из горячего состояния является неперемным условием безопасной и долговечной работы оборудования.*

Выше, говоря о необходимости получения перед ГПЗ пара почти номинальной температуры, мы не рассматривали технические возможности котла. Получить такой пар за котлом можно лишь при достаточно большом давлении. Например (рис. 14.11), для получения пара с температурой 560 °С необходимо иметь давление за барабанным котлом примерно 9 МПа, а за прямоточным — более 10 МПа. Таким образом, приведение ротора во вращение и нагружение при пуске энергоблока из горячего состояния происходят при значительно больших давлениях и температурах, чем при пуске из холодного состояния. А это приводит к тому, что холостой ход и малые нагрузки турбины обеспечиваются при малой степени открытия регулирующих клапанов, что вызывает сильное дросселирование пара в клапане и снижение его температуры. Иногда даже при превышении температуры пара и перепускных труб на 50—100 °С по отношению к температуре металла турбин в результате дросселирования при частичном открытии клапана температура металла оказывается все же выше температуры поступающего пара.

Радикальной мерой борьбы с охлаждением пара из-за дросселирования является начальное нагружение турбины не путем постепенного открытия регулирующих клапанов, а путем увеличения паропроизводительности и параметров за котлом. Кроме того, когда охлаждение цилиндра по ряду при-

чин становится неизбежным, необходимо режим разворота, синхронизации и начального нагружения вести достаточно быстро, в строгом соответствии с графиком-заданием.

Повышенные параметры пара перед началом вращения ротора и при начальном нагружении требуют усиленной форсировки котла. В пусковых схемах с двумя обводами (см. рис. 13.3, а) повышенная форсировка не вызывает особых сложностей, так как пар, проходящий через БРОУ-2, охлаждает промежуточный пароперегреватель. В схеме с одним обводом для охлаждения промежуточного пароперегревателя используют РОУ (см. рис. 14.10), подводящую пар из паропроводов свежего пара. Одновременно при этом производят прогрев тракта промежуточного перегрева.

Так же, как и при пуске из холодного состояния, в пусковых схемах с прямоточными котлами важное значение имеет этап перехода на номинальное давление свежего пара (перевода давления). Однако, если при пусках из холодного состояния следовало опасаться за прочность регулирующих клапанов и расположенных за ними перепускных труб, то при пусках из горячего и неостывшего состояний перевод давления вызывает опасность охлаждения паровпускной части ЦВД.

На рис. 14.12 точка А, изображает состояние пара перед полностью открытыми регулируемыми клапанами в момент начала перевода давления, когда

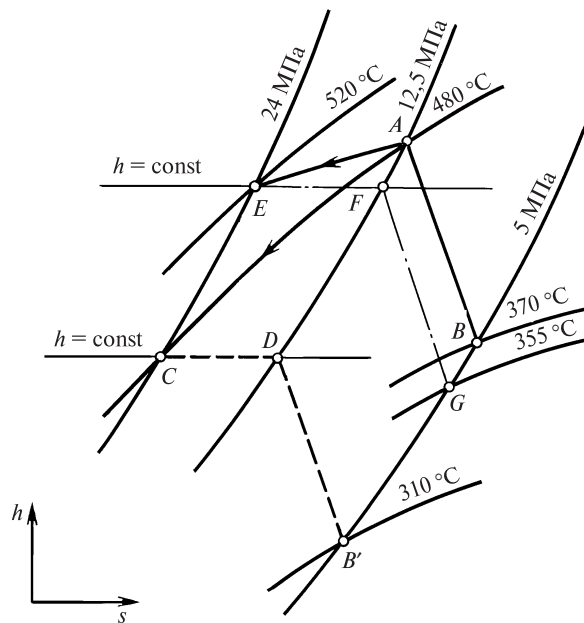


Рис. 14.12. Изменение температуры в камере регулирующей ступени при переводе давления

температура достигла 480 °С, давление 12,5 МПа. Линия *AB* изображает процесс расширения пара в регулирующей ступени. Если для перевода давления быстро и одновременно прикрыть все регулирующие клапаны и тем самым при неизменной температуре поднять давление до 24 МПа (переместиться в точку *C*), то протекающий через регулирующие клапаны пар сначала будет дросселироваться (линия *CD*), а затем расширяться в регулирующей ступени (линия *DB'*) до прежнего давления 5 МПа (поскольку расход пара не изменился). В результате этого в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой 310 °С, т.е. на 60 °С меньшей, чем до перевода давления. Если вместе с повышением давления до 24 МПа увеличить и температуру пара за котлом, скажем, до 520 °С, то процесс расширения пойдет по линии *EFG* и в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой уже 355 °С. На практике так и поступают. К сожалению, во многих случаях поднимать температуру пара очень быстро нельзя, так как это может привести к перегреву корпусов стопорных и регулирующих клапанов, которые к моменту начала перехода на номинальное давление могут иметь относительно низкую температуру. Поэтому процесс перевода давления достаточно длителен и может занимать 10—20 мин.

Пуск энергоблоков из неостывшего состояния принципиально не отличается от пуска из горячего состояния. Последовательность операций при пусках из горячего и неостывшего состояний такая же, как и при пусках из холодного состояния. Основные отличия связаны с необходимостью очень тщательного выполнения графиков-заданий и быстротой выполнения ряда операций, при которых происходит охлаждение элементов ЦВД: при синхронизации и включении турбогенератора в сеть, наборе нагрузки до получения в проточной части турбины температур, отвечающих состоянию ее металла, и переводе давления.

Контрольные вопросы

1. Почему при остановке турбины происходит относительное сокращение ротора?
2. Почему относительное сокращение ротора более опасно, чем его относительное удлинение?
3. Назовите технологические способы, с помощью которых не допускают значительных относительных сокращений ротора.
4. Почему турбоагрегаты не разгружают путем полного сброса нагрузки?
5. Можно ли сразу же после воздействия кнопкой выключения на систему регулирования и защиты отключать генератор от сети?
6. Почему при остановке турбины обязательно снимается кривая выбега?
7. Когда турбину останавливают с расхолаживанием?
8. Какой выигрыш получается при ускоренном расхолаживании турбины?
9. При нормальной работе турбины обнаружено нарушение уплотнения поршня сервомотора, расположенного в корпусе переднего подшипника. Какого типа остановку необходимо использовать для замены уплотнительных колец сервомотора? Как изменится ответ, если неполадки возникнут в конденсатном насосе?
10. Когда следует использовать аварийную остановку со срывом вакуума, а когда без срыва?
11. Почему при аварийной остановке со срывом вакуума не допускается работа БРОУ на пускоприемное устройство конденсатора?
12. Почему после полного выбега ротора необходимо включать валоповоротное устройство?
13. Почему при работе на валоповоротном устройстве после выбега ротора необходимо прокачивать масло через подшипники?
14. Назовите основные причины выгиба корпуса.
15. Каковы преимущества торкретированной изоляции перед сборной?
16. Назовите способы, применяемые для выравнивания температур по сечению корпуса для уменьшения его выгиба.
17. Почему при стоянке турбины необходимо предотвратить попадание внутрь нее влаги?
18. Назовите способы консервации турбины на долгий срок.
19. В чем состоит основная трудность пуска неблочной турбины из горячего состояния?
20. Назовите принципы, которыми следует руководствоваться при пуске горячей турбины.
21. Почему при пуске из горячего состояния разворот и нагружение турбины следует производить очень быстро?
22. Назовите, в чем основная трудность пуска блочных установок из горячего и неостывшего состояний.
23. Почему при переводе котла на работу с номинальным давлением происходит относительное сокращение ротора?

Глава пятнадцатая

МАНЕВРЕННОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН И ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

15.1. ГРАФИКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗОК И СПОСОБЫ ИХ ПОКРЫТИЯ

Производство электрической энергии в любой момент времени должно совпадать с ее потреблением. На рис. 15.1 показан типичный суточный график потребления электроэнергии крупным промышленным городом. Часть потребителей электроэнергии работает круглосуточно (например, трехсменные промышленные предприятия), часть — только днем (например, односменные промышленные предприятия), а часть — только в определенные часы суток (например, освещение). В результате при суммировании всех нагрузок получается зависимость электрической нагрузки от времени суток, которую на-

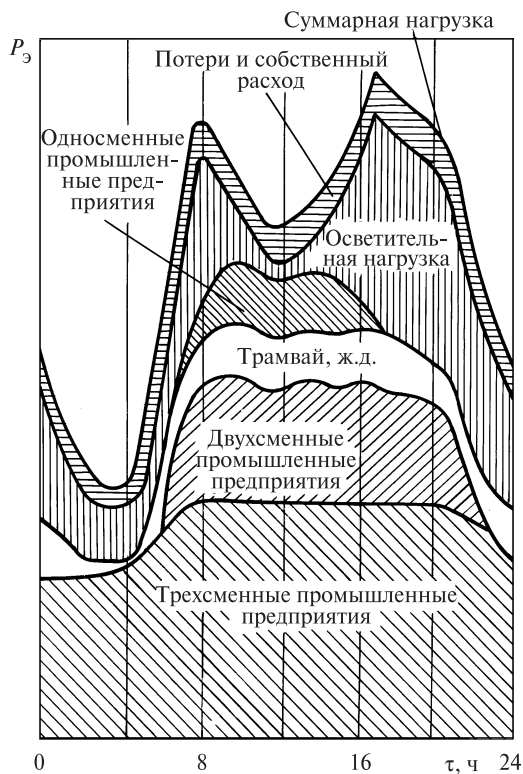


Рис. 15.1. График суточной электрической нагрузки промышленного города

зывают суточным графиком электрической нагрузки. *Выработка электроэнергии в соответствии с этим графиком называется покрытием электрического графика нагрузки.*

График электрической нагрузки принято делить на три зоны: базовую, полупиковую и пиковую (рис. 15.2). Базовая зона лежит ниже уровня минимальной нагрузки. Отношение минимальной нагрузки к ее максимальному значению называется коэффициентом неравномерности графика нагрузки. Например, для графика, приведенного на рис. 15.2, коэффициент неравномерности $\alpha = 0,6$.

Если на графике нагрузки провести линию, соответствующую средней нагрузке, то область, лежащая выше этой линии, называется пиковой зоной. Отношение средней нагрузки к максимальной называется плотностью графика нагрузки. Например, плотность графика, приведенного на рис. 15.2, составляет $\beta = 0,83$. Область графика, расположенная между пиковой и базовой зонами, называется полупиковой.

В идеальном случае всякая энергосистема должна располагать энергетическим оборудованием для работы в соответствующей области графика нагрузки.

Для покрытия базовой зоны используются мощные ГЭС и АЭС с энергоблоками 160—1200 МВт, ТЭЦ с турбоустановками 100—250 МВт. В отдельные периоды (например, во время паводков), а также в тех энергосистемах, где доля установленной мощности ГЭС велика (например, в Сибири), к покрытию базовой части графика привлекаются и ГЭС.

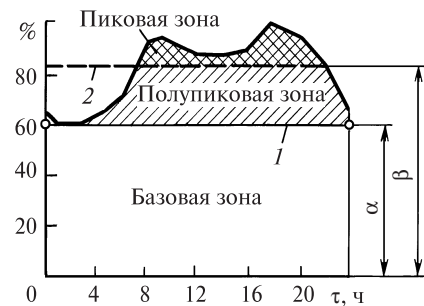


Рис. 15.2. Основные зоны графика электрической нагрузки
1 — минимальная нагрузка; 2 — средняя нагрузка

Использование электростанций с мощными дорогостоящими высокоэкономичными энергоблоками, в том числе и ТЭЦ для покрытия полупиковой и тем более пиковой зон графика нагрузки нецелесообразно. Связано это с тем, что всякое недоиспользование высокоэкономичных агрегатов приводит к удорожанию электроэнергии, вырабатываемой ими.

Вместе с тем необходимо подчеркнуть, что для мощных экономичных энергоблоков маневренность не является чем-то второстепенным. Как показывает опыт эксплуатации и у нас, и за рубежом, моральное старение оборудования, т.е. снижение его экономических показателей по сравнению с новым оборудованием, происходит гораздо быстрее, чем физическое «старение», т.е. способность выполнять свои функции, хотя и при сниженных показателях. Поэтому, как правило, мощное высокоэкономичное оборудование работает в базовом режиме первые 15—20 лет эксплуатации. Далее, по мере ввода нового более эффективного оборудования старое оборудование сначала работает в режиме периодических разгрузок и нагрузок, затем с остановками на конец недели и, наконец, с ежесуточными ночными остановками в горячий резерв. Поэтому с самого начала, при проектировании и изготовлении, даже самые новые энергоблоки должны обладать определенным «запасом» по маневренности, который будет использован после 15—20 лет работы.

Имеется и еще одно обстоятельство, специфичное для нашей энергетики и обуславливающее необходимость высокой маневренности всех вводимых энергоблоков, работающих на органическом топливе. Дефицит органического топлива в европейской части России заставляет широко использовать АЭС, которые по техническим и экономическим причинам не могут работать в маневренном режиме. Поэтому все вводимое оборудование, работающее на органическом топливе, должно удовлетворять определенным требованиям по маневренности, которые рассмотрены ниже.

Лучшим энергетическим оборудованием для покрытия полупиковой и пиковой зон графика электрической нагрузки являются турбоагрегаты ГЭС, пуск и остановка которых могут быть проведены за несколько минут. Особенно подходящими они являются для европейской части России, где, с одной стороны, в ряде энергосистем неравномерность графика нагрузки велика, а с другой — недостаток воды в водохранилищах не позволяет ГЭС нести нагрузку постоянно. Однако установленная мощность ГЭС мала (например, в европейской части она составляет примерно 13 % всей мощности), и

поэтому для покрытия переменной части графика нагрузки приходится привлекать ТЭС, ТЭЦ, а в некоторых случаях и АЭС.

Для покрытия пиковой зоны графика электрической нагрузки используют оборудование, которое можно быстро пускать и останавливать, чаще всего газотурбинные установки, а также устаревшее паротурбинное оборудование на сниженные начальные параметры пара. Хотя эти агрегаты и обладают значительно меньшей экономичностью, чем базовые, их использование в пиковой области оказывается целесообразным вследствие малого числа часов работы в году (500—1000 ч).

Особые проблемы возникают при покрытии полупиковой части графика нагрузки, так как оборудование, используемое для этой цели, должно быстро пускаться и останавливаться и в то же время обладать высокой экономичностью, так как оно останавливается только на ночь, на субботу и воскресенье, т.е. работает 3000—4000 ч в год.

Реальные энергосистемы не обладают идеальной структурой энергетических мощностей, которая обеспечивает покрытие графика электрической нагрузки соответствующими агрегатами. В большинстве случаев в энергосистеме имеется избыток базовых и недостаток пиковых и полупиковых мощностей. Поэтому приходится часть базовых турбоагрегатов переводить в режим регулярных пусков и остановок, терпя при этом убытки из-за перерасхода топлива и снижения надежности оборудования.

Для покрытия переменной части суточного графика электрической нагрузки в конкретной энергосистеме наиболее важное значение имеют диапазон изменения электрической нагрузки в характерные часы суток [например, утренний пик нагрузки и ее уменьшение при ночном провале (см. рис. 15.1 и 15.2)] и скорость изменения электрической нагрузки в эти часы. Чем больше диапазон суточного изменения нагрузки и потребные скорости ее изменения, тем в более трудных условиях работает оборудование электростанций. Если электростанции не успевают отслеживать потребности электрического графика, то в электрической сети происходит недопустимое повышение или снижение частоты сети. Это приводит не только к потерям различного рода у потребителей электроэнергии, но и угрожает надежности работы турбин электростанций.

Возможность привлечения теплофикационных установок к регулированию графика электрической нагрузки тесно связано с покрытием ими графика тепловой нагрузки.

В соответствии с санитарными нормами трудовая деятельность человека и его домашний отдых должны протекать в определенных комфортных условиях: все помещения должны отапливаться, вентилироваться, снабжаться горячей водой; в жилых помещениях температура воздуха должна составлять +18 °С, в поликлиниках, больницах, детских учреждениях +20 °С, в общественных зданиях +16 °С. Эти комфортные условия могут быть реализованы только при подводе к объекту отопления (абоненту) вполне определенного количества тепла, которое, конечно, обеспечив санитарные нормы, в конечном счете, уйдет в атмосферу.

Одним из главных источников тепла в крупных городах являются ТЭЦ, подающие тепло к абонентам в виде горячей сетевой воды.

Ясно, что в различное время года для отопления необходимо различное количество тепла. Чем теплее на улице, тем меньшее количество тепла требуется для отопления (рис. 15.3, а). При некоторой температуре (на рис. 15.3, а это +10 °С) отопление зданий отключается, и поступающее тепло расходуется только на нагрев водопроводной воды для бытовых целей. Температура наружного воздуха $t_{н.в}$ определяет не только количество тепла, которое необходимо подвести к абонентам, но и температуру сетевой воды. Чем ниже $t_{н.в}$, тем большее количество тепла будет уходить в атмосферу в единицу времени, больше его требуется для поддержания комфортных условий в отопительных объектах и тем более высокую температуру $t_{п.с}$ (см. рис. 15.3, б) должна иметь вода, поступающая к отопительным объектам.

Таким образом, при имеющейся структуре потребителей тепла конкретного района, обслуживаемого конкретной ТЭЦ, температура наружного воздуха $t_{н.в}$ определяет количество тепла, которое ТЭЦ должна отпустить с сетевой водой, причем температуры воды, покидающей ТЭЦ и поступающей к ней, будут вполне определенными. Говорят, что ТЭЦ должна работать в соответствии с температурным графиком тепловой сети (рис. 15.3, б). График имеет несколько характерных точек, определяющих как выбор оборудования ТЭЦ, нагревающего воду, так и ее работу в различные периоды года.

Первая характерная точка — минимальная расчетная температура наружного воздуха $t_{н.в}^p$. Она определяется в первую очередь климатическими условиями и в соответствии со строительными нормами составляет, например, для Москвы и Санкт-Пе-

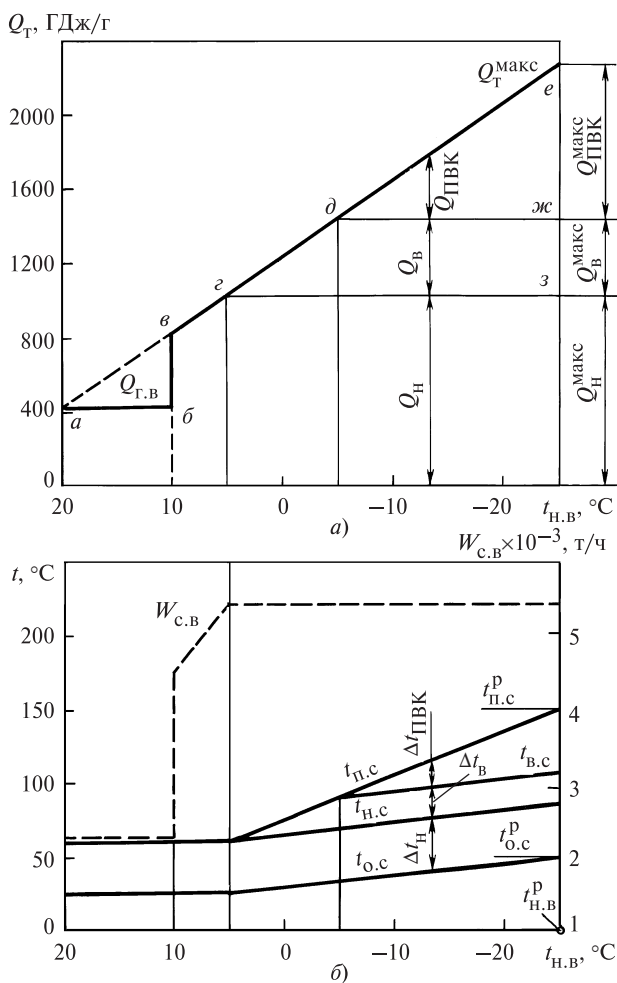


Рис. 15.3. Потребление тепла (а) и температурный график сети (б)

тербурга –25 °С, а для Томска –40 °С. Температуре $t_{н.в}^p$ соответствует максимальный расчетный отпуск тепла и максимальная расчетная температура прямой сетевой воды $t_{п.с}^p$. Для этого же режима на этапе проектирования выбирают максимальные значения обратной сетевой воды $t_{н.с}^p$. При выбранных $t_{п.с}^p$, $t_{н.с}^p$ и известной тепловой нагрузке однозначно определяется необходимый для удовлетворения потребителя расход сетевой воды:

$$W_{с.в} = Q_T^{макс} [c_B (t_{п.с}^p - t_{н.с}^p)],$$

где $Q_T^{макс}$ — максимальная расчетная тепловая нагрузка (см. рис. 15.3, а).

Выбор $t_{п.с}^P$ зависит от климатического района и дальности передачи тепла и определяется технико-экономическими расчетами. Обычно $t_{п.с}^P$ составляет 130, 150, 180, 200 °С. Важно, что эта температура определяет тот минимальный уровень давления воды в трубопроводах, который исключает вскипание сетевой воды.

С увеличением $t_{н.в}$ потребление тепла, а также температура прямой и обратной сетевой воды уменьшаются линейно. При снижении $t_{н.в}$ до некоторого значения (обычно +8 °С) и сохранении ее в течение трех суток отопление жилых и общественных зданий прекращается. Тепло используется только для горячего водоснабжения, причем прямая вода должна иметь температуру 70—75 °С, для того чтобы обеспечить нагрев водопроводной воды в соответствии с санитарными нормами до 60 °С.

Таким образом, *теплофикационная установка ТЭЦ — это установка, в которой осуществляется нагрев обратной сетевой воды с температурой $t_{о.с}$ до температуры прямой сетевой воды $t_{п.с}$ в соответствии с температурным графиком при любом ее расходе.*

Вернемся еще раз к рис. 15.3 для более четкого уяснения работы теплофикационной установки ТЭЦ.

Летом, когда на улице тепло, отапливать помещения нет необходимости. Однако необходимость в горячей воде остается (простейший пример — для мытья в душе и грязной посуды в кухне). Поэтому ТЭЦ отпускает небольшое количество воды (в нашем примере на рис. 15.3, а 2200 т/ч) с температурой 60 °С. Нагрев этой воды осуществляется только в нижнем сетевом подогревателе. Если, например, принять, что прямая сетевая вода должна иметь температуру 75 °С, а температурный напор в сетевом подогревателе $\delta t = 5$ °С, то температура конденсации пара составит 65 °С, что означает, что в нижнем ПВД должно поддерживаться давление $p_s = 47,4$ кПа.

Прямая сетевая воды с температурой 70—75 °С поступает в теплообменники тепловых узлов, расположенных во дворах домов. В этих теплообменниках горячая сетевая вода нагревает обычную водопроводную воду и с температурой 30 °С возвращается на ТЭЦ. Нагретая водопроводная вода используется в бытовых целях и сливается в канализацию.

С приближением осени температура наружного воздуха уменьшается, в помещениях становится

холоднее, и поэтому при температуре +10 °С включается отопление. При этом ни температура $t_{п.с}$, ни $t_{о.с}$ не изменятся, а расход сетевой воды резко возрастает, так как ее необходимо использовать для нагрева воды, циркулирующей в батареях наших домов. Этот процесс изображается отрезком б—в на рис. 15.3, а.

При дальнейшем снижении температуры теплосъемом со зданий увеличивается, потребность в тепле растет (отрезок в—з), поэтому расход сетевой воды $W_{с.в}$ повышают до максимального значения, определяемого возможностями сетевых насосов (в нашем случае $W_{с.в}^{\max} = 5400$ т/ч).

Дальнейшее повышение теплопроизводительности теплофикационной установки возможно только повышением давления в нижнем сетевом подогревателе или подключением верхнего. Рациональнее оказывается второе: в точке з подключается верхний подогреватель, давление в нем выше, чем в нижнем, и поэтому выходящая из него сетевая вода будет иметь большую температуру.

По мере снижения $t_{н.в}$ тепловые нагрузки сетевых подогревателей будут перераспределяться: доля верхнего подогревателя будет расти, а нижнего уменьшаться. В некоторой точке д подключают ПВК и, увеличивая его тепловую нагрузку, повышают температуру прямой сетевой воды вплоть до 150 °С.

Из рис. 15.3, б хорошо видно, как изменяются тепловые нагрузки отдельных подогревателей и ПВК. Поскольку расход сетевой воды через них постоянен, то тепловые нагрузки прямо пропорциональны нагревам сетевой воды.

Отношение максимального качества тепла ($Q_B^{\max} + Q_H^{\max}$), отпускаемого из верхнего и нижнего отборов турбины, ко всему отпущенному теплу

$$Q_T^{\max} = Q_B^{\max} + Q_H^{\max} + Q_{ПВК}^{\max}$$

называется коэффициентом теплофикации

$$\alpha_{ТЭЦ} = (Q_B^{\max} + Q_H^{\max}) / Q_T^{\max}.$$

Чем выше $\alpha_{ТЭЦ}$, тем меньше топлива расходует на выработку необходимого количества электроэнергии и тепла. Однако при этом растут затраты на сооружение мощных дорогих энергетических котлов вместо дешевых водогрейных. Поэтому при использовании турбин Т-100-12,8 обычно принимают

при проектировании $\alpha_{ТЭЦ} = 0,5 — 0,55$, а турбин Т-250/300-23,5 $\alpha_{ТЭЦ} = 0,6 — 0,65$.

Таким образом, для тепловых графиков характерна ярко выраженная сезонность. В течение суток потребление тепла изменяется сравнительно мало, относительно легко прогнозируется метеослужбами и сравнительно легко отслеживается ТЭЦ.

15.2. ПОНЯТИЕ О МАНЕВРЕННОСТИ ТЭЦ, ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ЭНЕРГБЛОКОВ, ТУРБОУСТАНОВОК И ТУРБИН

Под маневренностью энергетического оборудования понимают комплекс свойств, определяющих его способность быстро откликаться на требование энергосистемы изменить свою мощность, быстро пускаться и останавливаться без снижения надежности оборудования в недопустимых пределах.

К числу наиболее важных свойств, входящих в этот комплекс, относятся:

1) регулировочный диапазон турбоустановки или энергоблока, число допустимых изменений нагрузки в пределах регулировочного диапазона за срок службы и скорость изменения нагрузки;

2) длительности пуска энергоблока или турбины из различных тепловых состояний и их допустимое число за срок службы;

3) возможность работы при аварийных режимах в энергосистеме.

Реализация этих свойств зависит от целого ряда факторов: топлива, на котором работает ТЭЦ, параметров пара, назначения и конструкции паропроизводящей установки и турбины и т.д.

Регулировочный диапазон энергоблока или турбоустановки определяется верхним и нижним пределами нагрузки, т.е. интервалом ее изменения, внутри которого мощность может изменяться автоматически и без изменения состава вспомогательного оборудования и числа горелочных устройств котла. Это означает, что при снижении нагрузки не включается БРОУ для направления части пара в обвод турбины в конденсатор, а при повышении нагрузки не отключаются ПВД или сетевые подогреватели (для теплофикационных энергоблоков). Нижний предел регулировочного диапазона для энергоблоков, работающих на газе и мазуте, должен составлять не более 20—30 %, на пылеугольном топливе — не более 60—70 % (в зависимости от типа шлакоудаления в котле). При изменении нагрузки внутри регулировочного диапазона температура свежего пара и пара промежуточного перегрева

должна поддерживаться в строгих пределах, с тем чтобы не вызвать отрицательных последствий (см. гл. 11.5).

Регулировочный диапазон теплофикационного энергоблока (или турбоустановки) прежде всего определяется той тепловой нагрузкой, которую он несет. Электрическую мощность турбины нельзя снизить ниже той, которая создается теплофикационным потоком пара, и повысить выше той, которая вырабатывается максимальным конденсационным потоком пара, т.е. увеличением расхода свежего пара вплоть до максимального. *Если тепловая нагрузка велика, то мощность конденсационного потока мала, и маневренные возможности теплофикационной турбины малы.*

При малых тепловых нагрузках турбина может изменять свою мощность в достаточном широком диапазоне, а при конденсационной нагрузке — в том диапазоне, который определяется возможностями турбины, котла, питательной установки.

Дополнительные ограничения регулировочного диапазона создаются такими факторами, как давление в теплофикационных отборах, от которых зависят напряжения в рабочих лопатках предотборных ступеней и осевое усилие, воспринимаемое упорным подшипником, давление в камере регулирующей ступени и т.д.

Наконец, имеются ограничения, связанные с эксплуатационной или экономической целесообразностью. Если, например, как в блоке с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ при разгрузке турбины (уменьшении расхода) требуется переход с ПТН на ПЭН, то сложность и длительность такого перехода (и обратного перехода через сравнительно короткое время при нагружении турбины) делает нецелесообразным разгрузку турбины ниже значения, при котором требуется переход. Другим примером может быть ограничение по минимуму нагрузки, связанное с работой котла энергоблока. Паропроизводительность котла не может быть ниже определенного минимального значения, обусловленного его надежной работой, например, устойчивостью горения топлива, условиями движения воды в трубах котла, температурным режимом отдельных элементов. Для современных котельных установок она в зависимости от вида топлива и типа котла составляет 25—60 % номинальной.

Конечно, ограничение паропроизводительности котла вовсе не означает, что энергоблок не может работать на меньших нагрузках. В этом случае значительная часть пара, вырабатываемого котлом,

должна сбрасываться в обвод турбины в конденсатор, т.е. бесполезно. Длительная работа в таком режиме, как правило, недопустима из экономических соображений.

При работе турбины внутри регулировочного диапазона должна обеспечиваться без вредных последствий вполне определенная скорость изменения нагрузки. Узаконенные требования по скоростям изменения нагрузки теплофикационных турбин внутри регулировочного диапазона отсутствуют. Поэтому приведем их для конденсационных турбин и энергоблоков. Если давление перед турбиной поддерживается постоянным, то средняя скорость изменения нагрузки может составлять 1—1,5 % номинальной мощности в минуту. Например, для газомазутного энергоблока мощностью 800 МВт снижение мощности до 500 МВт может производиться за 25 мин и более. В реальных условиях в отдельные периоды скорость изменения нагрузки может быть и выше, однако тогда диапазон изменения нагрузки должен быть меньше; должна снижаться скорость изменения нагрузки и после «скачка» нагрузки. Например, при изменении нагрузки в пределах 20—25 % номинальной мощности может быть допущена скорость ее изменения до 4 % номинальной мощности в минуту, но тогда последующее изменение мощности (в том же направлении) должно быть ог-

раничено значением 0,7—1 % в минуту. Причина этого требования очевидна: малоцикловая прочность деталей энергоблока определяется разностью температур в детали, а они определяются диапазоном и скоростью изменения температуры в проточной части турбины. В свою очередь, эти значения зависят от диапазона и скорости изменения нагрузки, поэтому, варьируя их, можно управлять температурными напряжениями.

Если мощность турбины регулируется с помощью скользящего давления пара перед ней, то, как мы знаем (см. § 11.3), температура в проточной части изменяется очень мало. Поэтому в таком случае скорости изменения нагрузки внутри регулировочного диапазона могут быть допущены большими, вплоть до 6 % номинальной мощности в минуту. При соблюдении этих требований по скоростям изменения нагрузки детали оборудования энергоблока должны быть способны выдержать около 20 тыс. циклов нагружений и разгрузений в пределах полного регулировочного диапазона без появления трещин малоциклового усталости.

Требованиями к маневренности *предусматриваются и определенные длительности пуска энергоблоков из различных тепловых состояний*, характеризующихся температурой верха корпусов ЦВД и ЦСД перед пуском. В табл. 15.1 в качестве примера

Таблица 15.1

Краткая характеристика режимов пуска энергоблоков 250 МВт

Исходная температура верха корпуса турбины в зоне паровпуска, °С		Продолжительность простоя блока, ч	Продолжительность пуска от розжига горелок до толчка ротора турбины, ч-мин	Параметры пара перед толчком ротора турбины			Продолжительность повышения частоты вращения ротора турбины**, ч-мин	Продолжительность нагружения до 300 МВт, ч-мин	Температура пара в окончании нагружения до 250 МВт, °С		Общая продолжительность пуска блока, ч-мин
ЦВД	ЦСД-1			p_0 , МПа	t_0 , °С	$t_{пп}$ *, °С			t_0	$t_{пп}$	
150	100	—	0	0,8—1,0	280	270	0-55 2-55***	3-30	520	520	4-55 с момента окончания горячей отмывки
280—180	220—160	60—90	1-20	3	380—280	320—270	0-40	3-30	520	540	5-30 без горячей отмывки
340—280	310—220	32—55	2-15	3	440—380	410—330	0-25	2-30	530	520	5-10
360—310	370—320	18—30	2-15	3	460—240	470—420	0-25	2-00	520	540	4-40
400—360	420—370	10—18	1-10	5	500—460	520—480	0-25	1-20	520	540	2-55
400	420	2—8	0-50	5	520	520	0-15	1-00	540	540	2-05
—	—	1—00	0-35	16	540	540	0-05	0-30	540	540	1-10

* Температура пара в стопорном клапане ЦСД № 1 турбины примерно через 10 мин после включения генератора в сеть.

** С учетом продолжительности синхронизации генератора.

*** При исходной температуре ЦСД-1 100 °С.

приведены длительности отдельных этапов пуска турбины для моноблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ в соответствии с действующими инструкциями.

Обязательным требованием ко всем строящимся в настоящее время конденсационным энергоблокам является *определенное число пусков, которое должно выдержать оборудование энергоблока за срок службы без повреждений от малоциклового усталости при предусмотренных инструкциями графиках пуска*. Так, например, энергоблоки мощностью 300 МВт и ниже должны выдерживать не менее 100 пусков из холодного, 1000 — из неостывшего и 900 — из горячего состояний. Для энергоблоков мощностью 500 МВт и выше эти значения соответственно равны 100, 600 и 300. Для вновь вводимых энергоблоков, пригодных для работы в полупиковой части графика нагрузки, требования еще более жесткие: они должны выдерживать не менее 1400 пусков из неостывшего и 6000 — из горячего состояний.

В число свойств, определяющих маневренность, входит и *возможность работы при аварийных ситуациях в энергосистеме*, когда требуются очень быстрое изменение нагрузки и последующая работа на ней. Прежде всего энергоблоки должны допускать за срок службы не менее 90 сбросов с любого значения исходной нагрузки до нижнего предела регулировочного диапазона со скоростью, определяемой быстродействием системы регулирования, с последующей работой любой длительности на новой нагрузке.

Дополнительными требованиями к маневренности являются возможность сброса до нагрузки собственных нужд и длительная работа в таком режиме. Необходимо подчеркнуть, что возможность выполнения всех указанных требований к маневренности закладывается конструкторами и технологами при проектировании и изготовлении оборудования энергоблока, а также при тщательной разработке инструкций по пуску и другим переходным режимам. Реальное их выполнение определяется эксплуатационным персоналом. Еще раз подчеркнем, что *основным последствием нарушений пусковых инструкций является либо повышенный расход топлива (при удлинненных по сравнению с инструкцией временах переходных процессов), либо ускоренное накопление повреждений и преждевременный выход оборудования из строя*. При этом особенность накопления повреждений состоит в том, что отказы и аварии из-за них происходят не сразу, а спустя 5, 10, 15 лет эксплуатации. Поэтому тщательное выдерживание графиков

переходных процессов является неременным требованием к качеству эксплуатации.

Высокая маневренность энергоблока обеспечивается всем его оборудованием, особенно маневренностью турбоагрегата. Если, например, мощность турбины не может быть быстро повышена из-за удлинения ротора относительно корпуса, то и энергоблок в целом не может увеличить нагрузку. Однако даже при очень высокой маневренности турбоагрегата нельзя обеспечить высокую маневренность энергоблока при недостаточных возможностях другого оборудования, в первую очередь оборудования турбоустановки и котла.

Для высокой маневренности необходима тщательно продуманная пусковая схема. В этом вопросе нет мелочей, непродуманность любого элемента или операции может привести к резкому увеличению длительности пусковых операций.

И, конечно же, работа энергоблока в условиях частых разгрузжений-нагрузжений, пусков и остановок невозможна без хорошей подготовки оперативного персонала и хорошего понимания всех опасностей, которые порождаются этими режимами.

15.3. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ МАНЕВРЕННОСТЬ ТУРБОАГРЕГАТА

15.3.1. Конструкция корпуса

Выше показано, что основными факторами, ограничивающими маневренность турбины, являются взаимные деформации ее отдельных деталей и температурные напряжения в них. Степень влияния этих факторов определяется в значительной мере конструкцией турбины.

Для согласованного теплового расширения ротора и корпуса диаметр ротора, толщина стенки корпуса и ширина фланцев должны по возможности подбираться так, чтобы их средние температуры изменялись во времени одинаково. Важную роль в решении этой задачи играют тонкие, быстро прогреваемые сопловые коробки (см. рис. 3.26), которые позволяют уменьшить температуру и давление пара, поступающего в корпус турбины, и, следовательно, толщину стенок и фланцев корпуса. Значение сопловых коробок в повышении маневренности столь велико, что их часто применяют даже в тех случаях, когда используют дроссельное парораспределение.

Еще больший эффект дает использование двухстенной конструкции корпуса (см. рис. 3.28), в которой каждый из корпусов имеет тонкие стенки и

уменьшенные быстро прогреваемые фланцы. Двухстенная конструкция в области паровпуска попутно решает и другую важную проблему — проблему высоких температурных напряжений: тонкие стенки и фланцы легкогреваются, возникающие температурные разности невелики и поэтому малы температурные напряжения.

Выбор толщины стенки корпуса и размеров фланцев определяется в первую очередь требованиями достаточной прочности и плотности, поэтому часто их приходится выполнять довольно массивными, что вступает в противоречие с требованием маневренности.

15.3.2. Обогрев фланцевых соединений

Фланцы, являющиеся наиболее массивной частью корпуса, при пусках, а иногда и при расхолаживании и выводе турбины в ремонт подвергаются прогреву с помощью пара. Конструктивное выполнение коробов для обогрева фланцев и шпилек рассмотрено выше (см. рис. 3.28).

На рис. 15.4 показана одна из возможных схем обогрева фланцев, применяемых ЛМЗ. К верхнему 4 и нижнему 7 фланцам приварены короба 10 из листового железа, в которые подводится пар из коллектора 1. По краям коробов осуществляется сброс пара в коллектор 3, откуда он направляется в ПНД (второй по ходу конденсата). *Обогрев фланцев позволяет резко уменьшить относительное удлинение ротора*, однако вызывает другую опасность: при быстром прогреве фланец быстро расширяется в вертикальном направлении, а шпильки 6 (или болты), стягивающие фланцы, значительно отстают в прогреве. Это может привести к пластической вытяжке шпилек и тогда после выхода турбины на номинальный режим работы, когда фланец и шпильки полностью прогреются, фланцевый разъем перестанет быть плотным. Поэтому вместе с прогревом фланцев необходимо вести прогрев и шпилек. Для этого в схеме предусмотрен второй коллектор 2, подающий пар в обнизку 5. (Для обогрева шпилек может использоваться тот же коллектор, что и для обогрева фланцев, но тогда исключается возможность раздельного регулирования их температуры.) Для более интенсивного обогрева шпилек в обнизке установлены планки 8 и направляющие перегородки 9, сужающие сечение и увеличивающие скорость пара, омывающего шпильки.

На рис. 15.5 показана схема обогрева фланцев ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. В отличие от ра-

нее рассмотренной схемы, обогрев шпилек производится подачей пара не в обнизку, а в отдельные группы шпилек. Достоинством такого метода является возможность настройки прогрева каждой шпильки, однако при этом увеличивается количество арматуры, регулирующей расход пара на прогрев.

Для обогрева фланцевых соединений может использоваться пар из разных источников: из паропроводов свежего пара, из паропроводов горячего промежуточного перегрева, посторонний пар из станционного паропровода, от соседнего энергоблока и т.д.

Из рассмотрения приведенных схем видно, что системы обогрева фланцевых соединений достаточно сложны и требуют умелого обращения. Кроме запорных вентилей на линиях подвода и отвода пара, необходима дополнительная арматура: на отводных линиях должны быть установлены предохранительные клапаны, для того чтобы в случае подачи в короба высокого давления (по ошибке обслуживающего персонала или при пропаривании внутреннего уплотнительного пояса) не произошел разрыв коробов; трубопроводы и короба должны иметь дренажи для прогрева и удаления конденсата.

На рис. 15.6 показано распределение температур по ширине фланца в некоторый момент времени при пуске турбины без и с обогревом фланцев. Из рис. 15.6 видно, что во втором случае средняя температура оказывается выше, поэтому и продольное расширение фланца будет больше.

Достоинством подачи для обогрева фланцев свежего пара является возможность быстрого прогрева фланцев, однако при этом возникает опасность их перегрева при неумелом пользовании. Поэтому некоторые заводы используют систему, показанную на рис. 15.7. Здесь пар из регулирующей ступени подводится прямо в обнизку, проходит по ней и между болтами и фланцем и сбрасывается в короба. Такая система хороша тем, что обеспечивает одинаковость прогрева фланцев и болтов. Вместе с тем проходные сечения всей системы должны быть рассчитаны так, чтобы пара было достаточно для эффективного прогрева.

В настоящее время на мощных турбинах по предложению ВТИ внедряется система обогрева фланцев без коробов, при которой греющий пар подается только в обнизку увеличенного размера. На рис. 15.8 показана такая система. Пар для обогрева берется прямо из камеры регулирующей ступени и двумя короткими трубопроводами направляется через верхние (или нижние) фланцы прямо в обнизку, суммарная высота которой составляет 10 мм. Входя

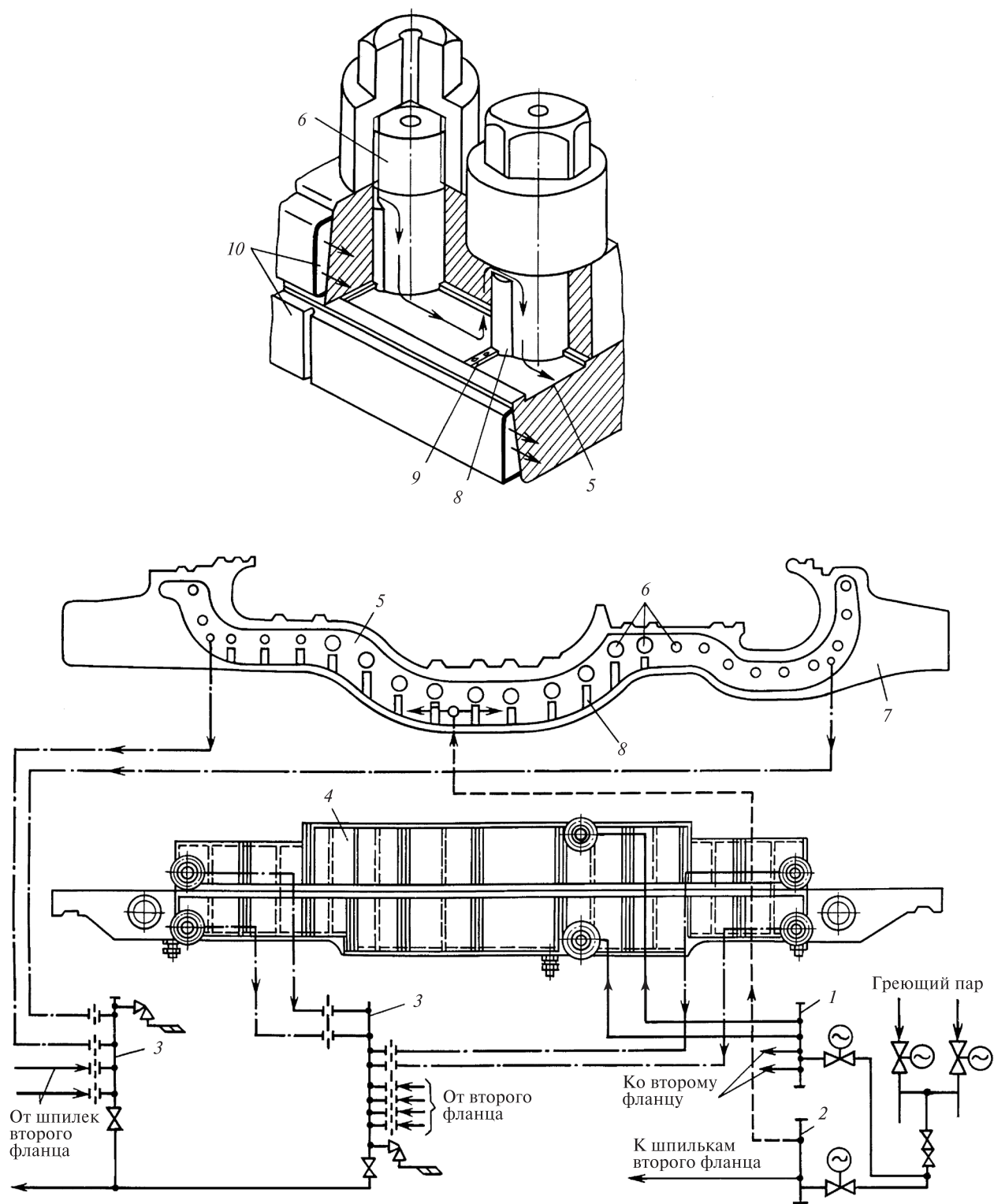


Рис. 15.4. Система обогрева фланцев турбин ЛМЗ

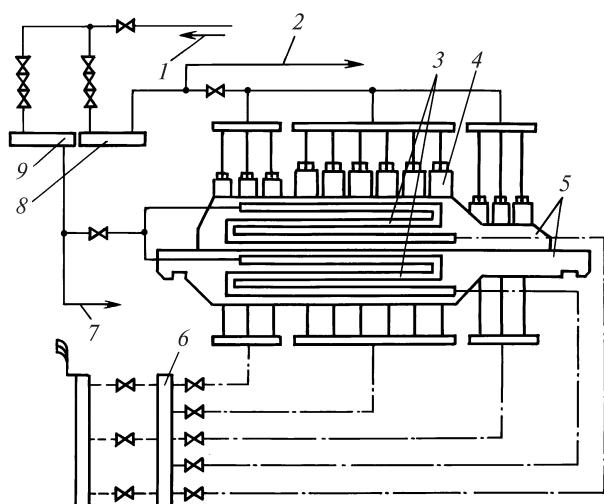


Рис. 15.5. Схема обогрева фланцевых соединений турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — свежий пар; 2 — пар на обогрев шпилек ЦВД; 3 — коробка обогрева фланцев; 4 — шпильки ЦВД; 5 — фланцы ЦВД; 6 — сбросной коллектор; 7 — пар на обогрев фланцев ЦСД; 8, 9 — коллекторы обогрева шпилек и фланцев

в обнизку, пар расходится на два потока и у краев фланца сбрасывается в отбор турбины. Трубопроводы подачи пара в обнизку выполняются очень короткими и изолируются вместе с турбиной. На трубопроводах устанавливаются только запорные задвижки, которые открываются при пуске и закрываются при достижении определенной нагрузки. Эффективность этой схемы обогрева обусловлена прежде всего возможностью поднять давление в обнизке и обеспечить симметрию прогрева и отсутствие перекосов (см. § 19.6) корпусов подшипников при их расширении по фундаментным рамам. Часто увеличенная обнизка используется и для впуска возду-

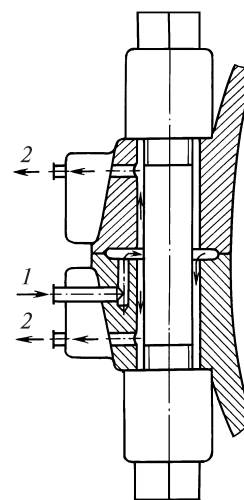


Рис. 15.7. Схема обогрева фланцевых соединений, скрепляемых болтами

1 — вход греющего пара; 2 — выход пара

ха при расхолаживании корпуса при выводе турбины в ремонт.

На рис. 15.9 показаны графики, иллюстрирующие эффективность обогрева фланцевого соединения при пуске турбины из холодного состояния. При пуске с обогревом фланцев и сохранением допустимого относительного удлинения ротора ЦВД в пределах 4 мм удастся набирать нагрузку в 1,5—2 раза быстрее, чем без использования обогрева. Обогрев фланцев позволяет не только уменьшить относительное удлинение ротора, но и снизить температурные напряжения в корпусе.

В турбинах малой мощности, не имеющих обогрева фланцев, скорость пуска и нагружения, как правило, ограничивается температурными напряжениями во фланце или разностью температур фланца и шпильки. В турбинах с паровпуском, отлитым заодно с паровпускной частью, скорость нагружения может определяться температурными напряжениями в зонах сопловых коробок, где имеются резкие изменения толщин, переходы малого радиуса и другие концентраторы напряжений.

В мощных турбинах с одностенным корпусом, например в турбине Т-180/210-12,8 ЛМЗ, при отсутствии обогрева фланцевых соединений звеном, ограничивающим скорость пуска, часто является не ротор, а корпус турбины, толщина которого вследствие его одностенности велика (до 150 мм). К тому же к температурным напряжениям в корпусе из-за его неравномерного прогрева по толщине добавляются на-

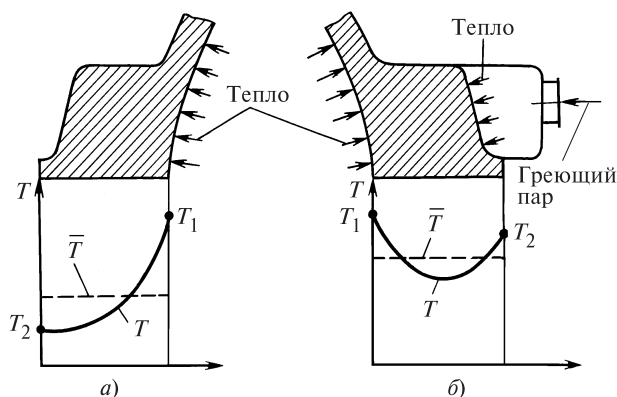


Рис. 15.6. Влияние обогрева фланцев на их температуру
а — необогреваемый фланец; б — обогреваемый фланец

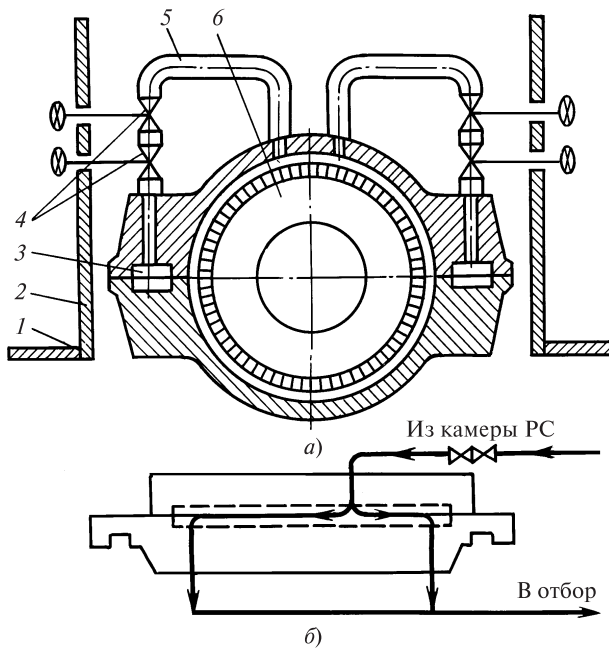


Рис. 15.8. Система обогрева фланцев без внешних коробов *a* — поперечный разрез корпуса ЦВД по камере регулирующей ступени; *b* — схема потоков греющего пара; 1 — площадка обслуживания; 2 — обшивка турбины; 3 — обнизка; 4 — запорные вентили; 5 — трубопровод; 6 — камера регулирующей ступени

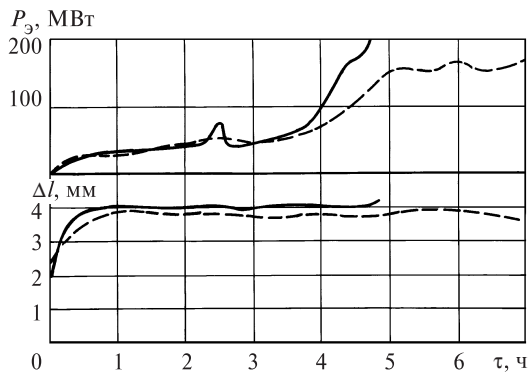


Рис. 15.9. Сравнение графиков пуска турбины с применением обогрева фланцев (сплошные линии) и без него (штриховые)

Δl — относительное удлинение ротора ЦВД

пряжения из-за разности средних температур фланца и стенки турбин. Поэтому в таких турбинах используют обогрев фланцев и шпилек, и тогда температурные напряжения в этих деталях, как правило, не ограничивают скорость набора нагрузки. Это связано с тем, что температурные напряжения во фланце определяются разностью между температурой на

внутренней поверхности фланца и средней температурой фланца, которая увеличивается при обогреве фланца с наружной стороны (см. рис. 15.6).

15.3.3. Конструкция ротора

В мощных турбинах с двухстенными корпусами, толщина которых невелика, температурные напряжения в деталях статора не ограничивают скорость пуска. Наиболее опасными становятся температурные напряжения в роторах ЦВД и ЦСД в области паровпуска, где температура пара и скорость ее изменения максимальны. Особенно больших значений достигают температурные напряжения в зоне концентраторов — тепловых канавок и преддисковых галтелей, где обычно и возникают трещины малоциклового (термической) усталости (см. § 17.4).

Наиболее значительными концентраторами напряжений в роторе являются тепловые канавки, температурные напряжения в которых могут увеличиваться в 4—6 раз. В первом приближении оценить увеличение напряжений можно по простой формуле

$$\sigma/\sigma_n = 1 + 2\sqrt{\delta/\rho}, \quad (15.1)$$

где σ — температурные напряжения, возникающие в корне канавки; σ_n — температурные напряжения на поверхности ротора при отсутствии канавки (номинальные напряжения); δ — глубина канавки; ρ — радиус скругления.

Пример 15.1. Оценим температурные напряжения в области тепловой канавки ротора одной из турбин, для которого $\delta = 8$ мм; $\rho = 1,5$ мм. Примем, что при пуске максимальная разность температур в сечении вала $\Delta T = 60$ °С, распределение температуры — квадратичное [$q = 2$ — см. соотношение (11.11)], а ротор выполненный из стали марки Р2М с характеристиками $E = 1,96 \cdot 10^{11}$ Па; $\alpha_T = 13,7 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Номинальное напряжение в соответствии с формулой (11.11) равно

$$\sigma_n = \frac{2}{2+2} \frac{13,7 \cdot 10^{-6} \cdot 1,96 \cdot 10^{11}}{1-0,3} 60 = 115 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Если бы не было концентрации напряжений, то это напряжение не представляло бы опасности, так как оно в несколько раз меньше предела текучести стали Р2М, равного 600—620 МПа.

Из формулы (15.1) имеем $\sigma/\sigma_n = 1 + 2\sqrt{8/1,5} = 5,62$ и, следовательно, напряжение в тепловой канавке $\sigma = -647$ МПа, что превышает предел текучести материала.

Концентрация температурных напряжений в преддисковых галтелях небольшая (отношение $\sigma/\sigma_n = 2—2,5$), однако и она представляет значительную

опасность. Поэтому радиус галтели стараются делать по возможности больше.

15.3.4. Конструкция стопорных и регулирующих клапанов

Конструкция клапанов и их размещение относительно корпуса турбины сильно сказываются на ее маневренных возможностях.

В результате размещения корпусов регулирующих клапанов на корпусе турбины (см. рис. 3.26) снижается маневренность турбины, так как худшая изоляция корпуса клапана приводит к его более быстрому остыванию по отношению к корпусу турбины и трудностям при пуске из горячего состояния (см. § 14.6). Кроме того, неравномерность температурного поля по окружности паровпуска при быстром разогреве корпуса клапана во время пуска приводит к короблению корпуса турбины и задеваниям. Поэтому при размещении регулирующих клапанов рядом с турбиной улучшается маневренность турбины. Правда, при этом между регулируемыми клапанами и корпусом турбины появляются перепускные трубы, прогрев которых может ограничивать скорость пуска.

Еще большую выгоду дает совмещение корпусов стопорного и регулирующих клапанов в одном блоке подобно тому, как это сделано в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ. При такой конструкции прогрев корпусов стопорного и регулирующих клапанов можно совместить и сократить время пуска.

15.4. ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ ТУРБОУСТАНОВОК И ИХ ПЕРЕВОД В РЕЖИМ ЧАСТЫХ РАЗГРУЖЕНИЙ-НАГРУЖЕНИЙ

Повышение маневренности действующего оборудования, особенно мощных энергоблоков, является сложной задачей, решение которой в полной мере доступно лишь персоналу наладочных организаций, работающих в содружестве с заводом-изготовителем турбины и научно-исследовательскими организациями. Однако понимание существа проблем, связанных с быстрыми пусками и остановками, позволяет персоналу ТЭЦ провести ряд простых мероприятий, которые если и не сократят время основных операций по развороту ротора и нагружению турбины (этого нельзя делать без согласия завода-изготовителя), то во всяком случае увеличат долговечность работающего оборудования.

Прежде всего необходимо тщательно выполнить изоляцию турбины, регулирующих и стопорных клапанов, перепускных труб, паропроводов и арматуры на них. Это позволит избежать тепловых деформаций корпуса при остывании (см. § 14.6) и большой разницы в скорости остывания перечисленных элементов, облегчит пуск из горячего состояния. *Хорошая изоляция — это простое и очень эффективное средство повышения маневренности и надежности работы турбины.*

Во многих случаях низкая маневренность турбоустановки является следствием не плохой конструкции, а несовершенства пусковой схемы. Типичными примерами этого могут быть недостаточная пропускная способность РОУ и дренажей, не позволяющая быстро прогреть паропроводы, и большое количество запорной арматуры с ручным приводом, требующей много времени для переключений.

Для работы в маневренном режиме турбина должна быть оснащена приборами для измерений параметров, характеризующих надежность работы при нестационарных режимах. Обязательно должны измеряться температура в камере регулирующей ступени, разности температур между верхом и низом корпуса, по ширине фланца, между фланцем и стенкой корпуса, между фланцем и шпильками, в характерных точках корпусов стопорного и регулирующего клапанов и, возможно, некоторые другие параметры. Отсутствие этих измерений приводит к пускам установки вслепую, без должного контроля.

Дальнейшие усовершенствования с целью повышения маневренности разрабатываются наладочными организациями совместно с заводами и научно-исследовательскими институтами. При этом определяются факторы, ограничивающие скорость пуска или нагружения на отдельных этапах.

Пример 15.2. Представим себе, что при пуске энергоблока из холодного состояния на этапе, предшествующем развороту ротора, ограничивающими факторами могут быть температурные напряжения в корпусе ГПЗ, в стопорных или регулирующих клапанах и медленная скорость прогрева тракта промежуточного перегрева. Оценка показала, что главным ограничивающим фактором является последнее обстоятельство из-за недостаточной пропускной способности РОУ (см. рис. 14.10). В этом случае, конечно, бесполезно совершенствовать конструкцию корпусов клапанов или технологию их прогрева, так как маневренность от этого не увеличится и затраты не окупятся. Следует либо увеличить пропускную способность РОУ, либо найти способы дополнительного прогрева тракта промежуточного перегрева.

После ликвидации этого ограничивающего фактора может оказаться, что теперь уже именно температурные напряжения в крышке стопорного клапана ограничивают скорость пуска. Вот тогда следует отыскивать способ устранения этой причины и т.д.

Пример 15.3. При оценке возможности увеличить скорость нагружения турбины оказалось, что в тепловых канавках ротора ЦВД возникают напряжения, приведенные в примере 15.2, в то время как по условиям надежной работы допускаются напряжения $[\sigma] = -560$ МПа. Каким путем можно улучшить маневренность до требуемого уровня?

Одним из возможных способов является увеличение радиуса тепловой канавки при капитальном ремонте турбины. Из формулы (15.1) следует, что должно быть

$$[\sigma]/\sigma_n = 1 + 2\sqrt{\delta/\rho}.$$

Решая это уравнение относительно ρ , получаем

$$\rho = 4\delta \left(\frac{[\sigma]}{\sigma_n} - 1 \right)^{-2} = 4 \cdot 8 \left(\frac{-560 \cdot 10^6}{-115 \cdot 10^6} - 1 \right)^{-2} = 2,14 \text{ мм.}$$

Таким образом, требуемая маневренность может быть получена при увеличении радиуса тепловой канавки с 1,5 до 2,2 мм.

После модернизации ротора может оказаться, что следующим ограничивающим фактором является относительное сокращение ротора при пуске из горячего состояния. Тогда следует искать меры борьбы с ним.

Повышение маневренности неблочных турбоустановок может быть достигнуто в результате изменения технологии пуска, в частности, при пуске и нагружении турбины при полностью открытых регулирующих клапанах.

Для энергоблоков хорошим способом увеличения маневренности является переход на регулирование нагрузки скользящим давлением (см. § 11.3).

15.5. МОТОРНЫЙ РЕЖИМ

Частые пуски и остановки турбоустановки приводят к пусковым потерям топлива и снижению надежности работы турбины. При некоторых условиях экономически целесообразным может оказаться моторный режим турбогенератора, или режим двигателя.

При этом режиме турбину отключают от паропроводов и котел гасят. Генератор от сети не отключается, он работает как двигатель, вращая турбину с частотой 50 1/с (при двухполюсном генераторе). При соответствующей системе возбуждения генератор может работать в режиме синхронного компенсатора — синхронного электродвигателя, улучшающего качество работы сети.

Преимущество моторного режима очевидно: при пуске турбины не требуется ее разгонять до номинальной частоты вращения и синхронизировать ее с сетью. Это упрощает пуск и облегчает работу эксплуатационного персонала, особенно в том случае, когда необходимо пустить одновременно несколько турбогенераторов.

Вместе с тем ясно, что оставить турбину после прекращения подачи в нее пара при частоте вращения 50 1/с нельзя, так как она быстро разогреется за счет трения дисков и лопаток. Поэтому при моторном режиме через турбину обязательно необходимо пропускать некоторый вентиляционный расход пара для ее охлаждения. На рис. 15.10 показана принци-

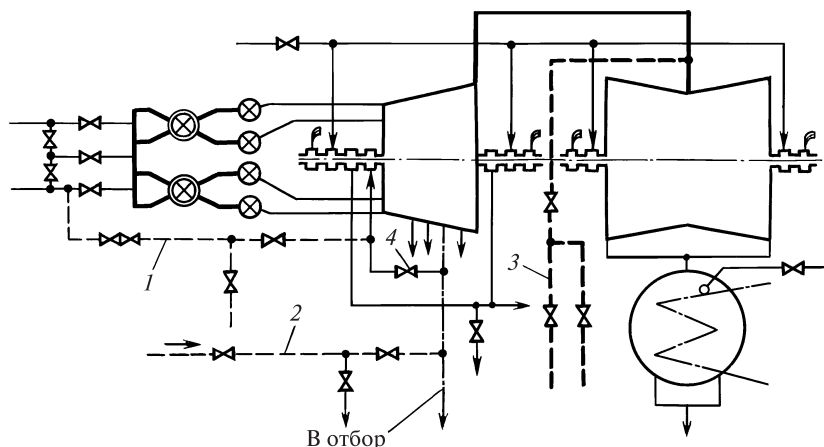


Рис. 15.10. Схема подвода пара при работе турбоагрегата в моторном режиме

пиальная схема трубопроводов для перевода турбины без промежуточного перегрева пара в моторный режим. Пар для охлаждения турбины подается по трубопроводу 2 от коллектора, питаемого отборами соответствующих параметров других турбин, работающих на ТЭС. Охлаждающий пар проходит через последние две ступени ЦВД и направляется в ЦНД. Одновременно в ЦНД по трубопроводу 3 из уравнивательной линии деаэраторов электростанции подается пар с температурой 130—150 °С. Для поддержания высокого температурного уровня переднего концевой уплотнения к нему в период моторного режима подводится свежий пар по трубопроводу 1, а задвижка 4 закрывается.

Таким образом, наряду с преимуществами моторный режим имеет и недостатки. Для охлаждения турбины необходимо иметь посторонний источник пара. Кроме того, требуются электроэнергия для работы конденсационной установки (на привод циркуляционных и конденсатных насосов) и источник пара для работы эжектора. Дополнительные потери возникают в электрическом генераторе.

Затрата топлива при работе турбины в моторном режиме увеличивается пропорционально времени работы, тогда как потери топлива на пуск остановленной турбины растут сначала очень быстро, а затем принимают почти постоянное значение. Поэтому оказывается, что имеется некоторое время, при котором затраты на поддержание моторного режима совпадают с пусковыми потерями. При малых временах вывода турбины в горячий резерв моторный режим может оказаться выгоднее, чем остановка и последующий пуск.

Моторный режим имеет и некоторые другие преимущества по сравнению с остановкой и пуском. Поддержание частоты вращения на номинальном уровне исключает этап набора частоты вращения, при котором ротор турбины проходит через критические частоты, а лопатки — через резонанс. Это позволяет уменьшить износ уплотнений от временных задеваний и уменьшить накопление усталостных повреждений в рабочих лопатках.

В ряде случаев моторный режим позволяет сохранить более высокую температуру корпусов и роторов, чем при остановке турбины в горячий резерв. Это позволяет быстрее нагружать турбину во время пуска. Имеется успешный опыт перевода в

моторный режим турбины Т-100-12,8 ТМЗ и турбины с противодавлением Р-50-12,8 ЛМЗ.

Контрольные вопросы

1. На какие характерные зоны разделяют график электрической нагрузки потребителей энергосистемы? Как эти зоны определяются?
2. Дайте определение коэффициента неравномерности и плотности графика нагрузки энергосистемы.
3. Почему использование высокоэкономичного дорогостоящего оборудования нецелесообразно в пиковой зоне графика нагрузки?
4. Почему для покрытия пиков нагрузки энергосистемы целесообразно использовать газотурбинные установки несмотря на их сравнительно низкую экономичность?
5. Назовите основные трудности покрытия графика нагрузки в условиях несоответствия его формы генерирующим мощностям, имеющимся в энергосистеме.
6. Какой основной фактор определяет количество тепла, отпускаемое ТЭЦ в теплотель?
7. Что такое температурный график тепловой сети? Как осуществляется его покрытие?
8. Что понимают под маневренностью турбины?
9. Как влияет тепловая нагрузка на маневренность ТЭЦ?
10. Почему турбины с двухстенным ЦВД обладают большей маневренностью, чем с одностенным?
11. Как влияет обогрев фланцевых соединений на относительное удлинение ротора при пуске турбины из холодного состояния?
12. Почему при обогреве фланцевых соединений уменьшаются температурные напряжения в них?
13. При пуске турбины фланец перегрелся по отношению к шпильке на 30 °С. Оцените дополнительные растягивающие напряжения, возникающие в шпильке, если коэффициент линейного расширения материала фланца $\alpha_T = 13 \cdot 10^{-6}$ 1/К, а модуль упругости материала шпильки $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па.
14. Какие детали ограничивают маневренность мощных паровых турбин с двухстенными корпусами ЦВД и ЦСД?
15. Оцените температурные напряжения в роторе в тепловой канавке глубиной 8 мм и радиусом 2 мм, если разность температур по радиусу ротора равна 80 °С, распределение температур по радиусу подчиняется закону кубической параболы ($q = 3$), а ротор выполнен из стали марки Р2М.
16. Почему установка регулирующих клапанов ЦВД вне корпуса приводит к повышению маневренности турбины?
17. Почему хорошая изоляция улучшает маневренность турбоустановки?
18. В чем преимущества и недостатки моторного режима?

Часть четвертая

РАЗРУШЕНИЯ И ПОВРЕЖДЕНИЯ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Глава шестнадцатая

АВАРИИ И ИЗНОС РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.1. УЩЕРБ ОТ АВАРИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Теплоэлектроцентраль представляет собой крупное промышленное предприятие, продукцией которого являются электрическая и тепловая энергия, отпускаемая потребителю в виде горячей воды или пара требуемых параметров. Паровая турбина представляет собой элемент турбоагрегата, приводящий электрический генератор, преобразующий механическую энергию вращения вала проводя турбоагрегата в электрическую энергию, и одновременно — источник пара для теплового потребителя. Поэтому отказ турбины из-за аварии автоматически означает невыполнение электростанцией планов по выработке электроэнергии и тепла и серьезное ухудшение ее экономических показателей.

Действительно, электростанция, как всякое промышленное предприятие, имеет планы выработки электроэнергии и тепла, установленные на основе оптимизации работы энергохозяйства района в целом. Недовыработка плановой энергии конкретной электростанцией означает, что в лучшем случае эта энергия будет выработана другими электростанциями, имеющими худшие экономические показатели, чем та, на которой произошла авария. Поэтому, если авария произошла по вине персонала электростанции, последняя понесет убытки, связанные с удорожанием электроэнергии из-за подключения источников энергии с меньшей экономичностью.

Кроме того, исключение из работы части оборудования электростанции неизбежно приводит к удорожанию производства энергии из-за уменьшения коэффициента использования оборудования, так как при тех же капиталовложениях энергии вырабатывается меньше.

Конечно, в некоторых случаях электростанция удастся покрыть дефицит электроэнергии, однако, это может быть только при использовании ее менее экономичного оборудования, т.е. за счет перерасхода топлива на самой электростанции.

Наконец, необходимо учитывать и ремонтные затраты на восстановление оборудования, претерпевшего аварии, зависящие от ее масштаба.

В энергосистеме в какой-то период после аварии или систематически в периоды максимального потребления энергии вследствие недостатка резерва мощностей будет возникать дефицит мощности. Ущерб, возникающий при этом, следует оценивать не по стоимости непроданной (и произведенной) электроэнергии, а по ущербу тех предприятий, которые не получили энергию. Он может быть во много раз больше, чем себестоимость электроэнергии.

Трудно оценить, но ущерб весьма велик при внезапной остановке электрического транспорта и связанных с этим опозданий людей на работу, при перерывах в зрелищных мероприятиях, при отключении холодильников, вызывающих ухудшение качества продуктов, при внезапном отключении других токоприемников.

Не менее серьезные последствия могут иметь длительные перерывы в теплоснабжении жилых домов и предприятий.

16.2. ПРИЧИНЫ АВАРИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Проточная часть представляет наиболее дорогую и уязвимую часть паровой турбины. Наиболее частыми причинами аварий рабочих лопаток являются следующие.

1) усталость материала, вызванная вибрацией, приводящая к зарождению трещин усталости, их росту и последующему хрупкому разрушению;

2) коррозионная усталость — усталость в коррозионно-активных средах, характерная для зон фазового перехода, где действуют механизмы концентрирования растворов высокой агрессивности;

3) капельная эрозия, приводящая к износу рабочих лопаток, появлению концентрации напряжений и снижению их конструкционной прочности;

4) абразивный износ рабочих и сопловых лопаток первых ступеней цилиндров, в которые поступает пар из котла;

5) отрыв рабочих лопаток, вызванный чрезмерными центробежными силами;

б) излом рабочих лопаток, вызванный чрезмерными изгибающими напряжениями в них;

7) разрушения хвостовиков и связей (бандажей и проволок).

16.3. УСТАЛОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.3.1. Явление усталости рабочих лопаток

Под усталостью материала понимают процесс постепенного накопления повреждений под действием переменных во времени напряжений, приводящий к изменению свойств, образованию трещин, их развитию и разрушению.

При приложении к материалу напряжений, изменяющихся во времени, из-за структурной неоднородности материала, обусловленной его кристаллической структурой, в некоторых кристаллографических плоскостях отдельных зерен возникает циклическая упруго-пластическая деформация даже при напряжениях, меньших предела упругости. В результате по мере накопления числа циклов нагружения чаще всего на поверхности детали возникает небольшая начальная макротрещина. Она является фокусом последующего усталостного разрушения (рис. 16.1). Чаще всего в турбинных лопатках фокус появляется в зонах максимальных напряжений, вызванных концентрацией напряжений:

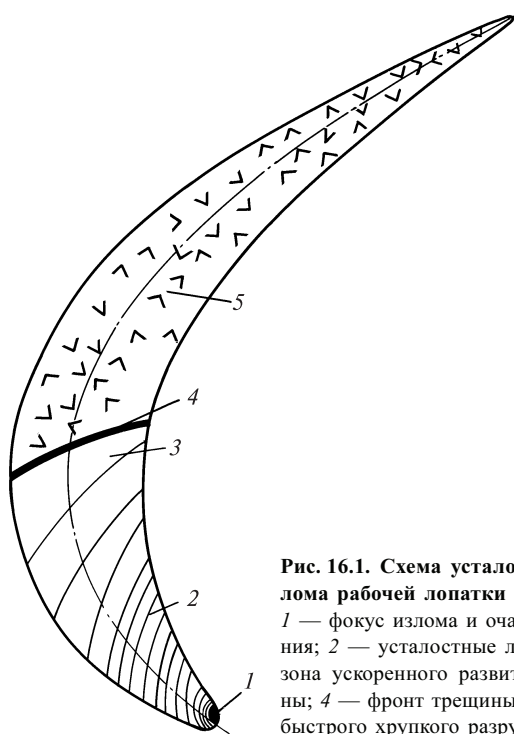


Рис. 16.1. Схема усталостного излома рабочей лопатки

1 — фокус излома и очаг разрушения; 2 — усталостные линии; 3 — зона ускоренного развития трещины; 4 — фронт трещины; 5 — зона быстрого хрупкого разрушения

в галтелях перехода от пера лопатки к хвостовику (рис. 16.2), в отверстиях под проволочную связь (рис. 16.3), реже — на гладких поверхностях (чаще

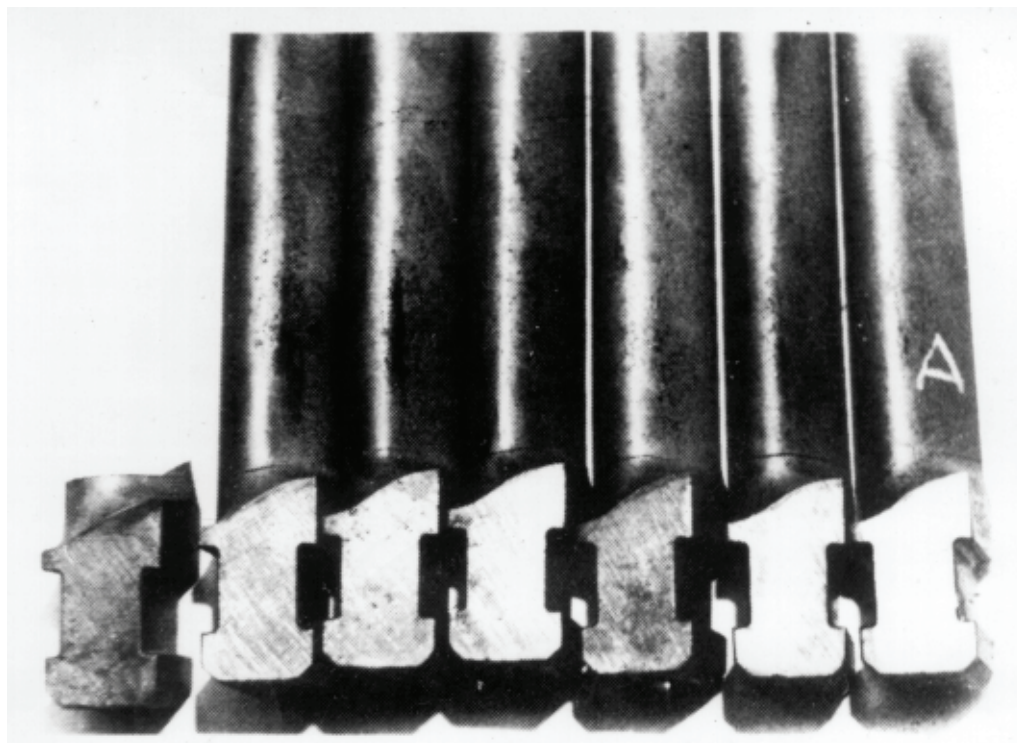


Рис. 16.2. Усталостные трещины в корневых галтелях рабочих лопаток

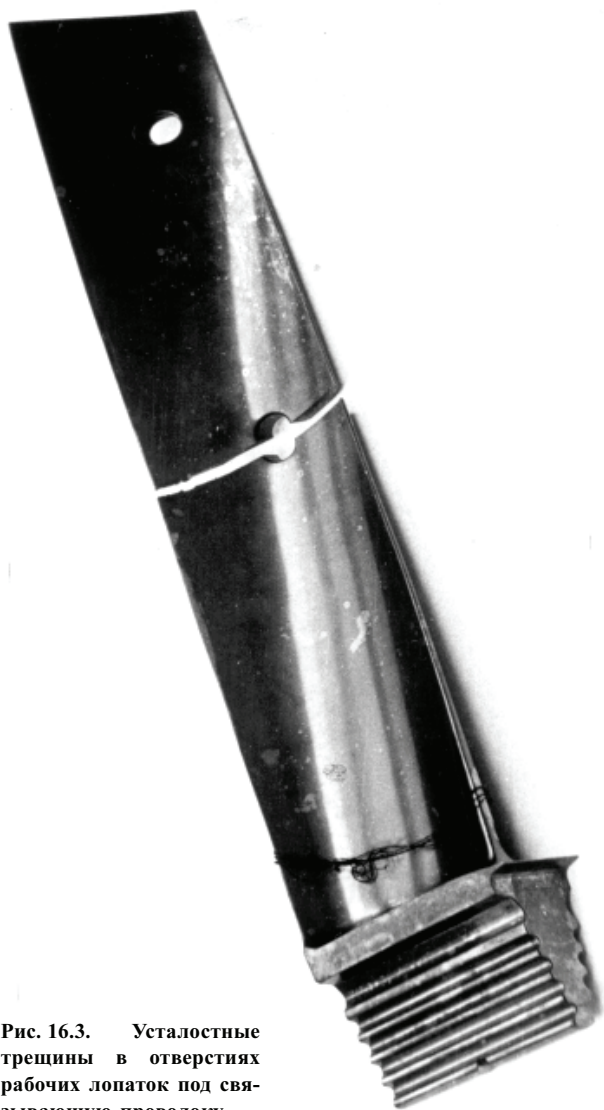


Рис. 16.3. Усталостные трещины в отверстиях рабочих лопаток под связывающую проволоку

всего, на кромках лопатки, рис. 16.4, см. с. 430) в зоне поверхностных дефектов (риск, царапин, неметаллических включений). Около фокуса разрушения формируется (см. рис. 16.1) очаг разрушения — зона с гладкой и блестящей поверхностью, образованной многократным соприкосновением и относительным смещением поверхностей разрушения. Кочагу разрушения прилежит основная усталостная трещина — зона разделения материала, на которой видны следы продвижения фронта усталостной трещины (усталостные линии), являющиеся следствием изменения направления развития трещины или изменения уровня переменных напряжений. Поверхность основной усталостной трещины обычно гладкая и

блестящая. Развитие усталостной трещины происходит, как правило, неравномерно, и определяется соотношением напряжений и глубиной трещины. С ростом глубины трещины скорость ее продвижения увеличивается и, как следствие, при достаточной длине непосредственно перед разрушением образуется зона ускоренного развития. При достижении трещиной критического размера происходит практически мгновенное хрупкое разрушение. Образующаяся зона отрыва (зона долома) имеет макрочрупкий характер и грубую зернистую структуру.

Как правило, идентификация усталостных трещин не представляет особого труда.

16.3.2. Причины вибрации рабочих лопаток

16.3.2.1. Понятие о вибрации. Вибрацией, или колебаниями, тела называют его небольшие перемещения во времени относительно положения равновесия.

На рис. 16.5, а показана простейшая колеблющаяся система, состоящая из твердого тела, подвешенного на пружине. Если тело сместить, например, вниз и отпустить, то оно начнет совершать колебания.

Если тело поместить в пустоту, где трение о среду и трение в материале пружины предположить отсутствующими, то тело будет совершать свободные незатухающие гармонические колебания (рис. 16.5, б).

Свободными эти колебания называются потому, что на тело при колебаниях не действуют никакие силы, незатухающими потому, что их амплитуда A не изменяется во времени, гармоническими потому, что смещения во времени τ происходят по гармоническому закону, например,

$$y = A \sin p\tau.$$

Величина p в этой формуле представляет собой число колебаний за время 2π , т.е. за 6,28 с, и потому называется круговой частотой собственных колебаний.

Действительно, если $p = 1$, то одно полное колебание будет совершено за период $\tau_0 = 2\pi$. Если $p = 2$, то для одного полного колебания потребуется время $\tau_0 = \pi$, а для произвольной круговой частоты p — время $\tau_0 = 2\pi/p$. Следовательно, $p = 2\pi/\tau_0 = 6,28/\tau_0$, т.е. p — число колебаний за время 6,28 с.

Величину $f = p/2\pi = 1/\tau_0$, представляющую собой число колебаний за 1 с, называют просто частотой колебаний и измеряют ее в герцах (1 Гц — это 1 колебание за 1 с).



Рис. 16.4. Усталостная трещина на гладкой поверхности лопапки

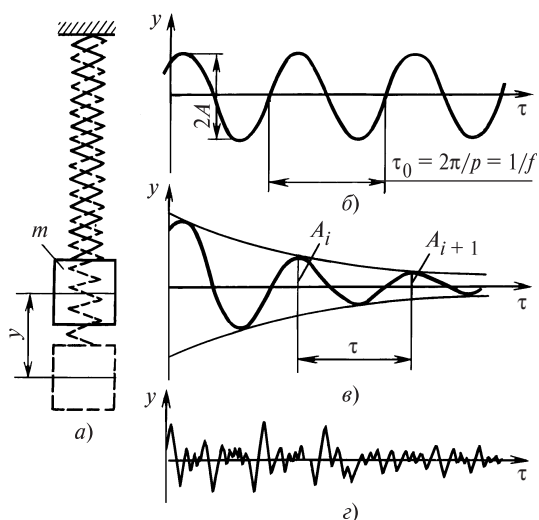


Рис. 16.5. Виды вибрации

a — простейшая колеблющаяся система; *б* — гармонические незатухающие колебания; *в* — гармонические затухающие колебания; *г* — произвольные колебания

Необходимо подчеркнуть, что частота собственных колебаний — это характеристика системы, зависящая от ее параметров (в нашем случае — от массы тела и податливости пружины) и совершенно не зависящая от того, колеблется эта система или остается неподвижной.

Чем больше масса и податливость системы (это относится к любой системе), тем меньше частота собственных колебаний, и наоборот.

Рассмотренные свободные незатухающие колебания являются идеализированными, поскольку всегда имеются силы сопротивления, которые приводят к постепенному уменьшению амплитуды колебаний (рис. 16.5, в). Колебания с уменьшающейся амплитудой называют затухающими. Быстрота затухания определяется логарифмическим декрементом колебаний

$$\eta = \ln(A_i/A_{i+1}), \quad (16.1)$$

где A_i и A_{i+1} — амплитуды двух соседних колебаний. Чем выше η , тем быстрее затухают колебания.

Незатухающие колебания при наличии сил сопротивления можно создать, если к телу приложить гармоническую силу любой частоты. Эту силу называют возмущающей, так как она вызывает колебания, а возникающие колебания — вынужденными. При действии возмущающей силы тело колеблется с частотой, равной частоте возмущающей силы, независимо от значения своей собственной частоты колебаний. Амплитуда смещений при вынужденных колебаниях зависит в первую очередь от близости частоты возмущающей силы $f_{в.с}$ к частоте собственных колебаний f . Если $f_{в.с}$ и f различаются лишь на 10 %, то эта возмущающая сила не может «раскачать» систему, т.е. возникающие колебания будут иметь небольшую амплитуду.

При $f_{в.с} = f$ возникает явление резонанса, при котором направление скорости движения постоянно совпадает с направлением действия возмущающей силы. Вследствие этого возмущающая сила работает очень эффективно и сильно «раскачивает» систему. Амплитуда A при резонансе пропорциональна $1/\eta$, поэтому чем выше демпфирование, тем меньше прогибы при резонансе.

Ясно, что чем сильнее колеблется система, тем большие напряжения появляются в ее деталях и тем больше вероятность усталостных поломок. Поэтому в турбинах стараются избегать резонанса либо путем изменения характеристик системы, т.е. частоты собственных колебаний, либо путем изменения частоты возмущающих сил.

16.3.2.2. Виды колебаний рабочих лопаток. Усталостные поломки рабочих лопаток возникают только при интенсивной вибрации.

Различают три основных вида колебаний лопаток: свободные, вынужденные и самоподдерживающиеся.

Свободные колебания — это колебания, которые происходят без воздействия на лопатку каких-либо активных сил. При наличии сил сопротивления интенсивность свободных колебаний уменьшается, и они со временем исчезают. Поэтому с точки зрения возможности вызвать поломку турбинных лопаток свободные колебания не представляют опасности. Однако закономерности свободных колебаний позволяют судить о поведении конструкции при других видах колебаний. В частности, в этой связи особое значение приобретает такая характеристика колеблющейся конструкции, как упомянутый выше логарифмический декремент колебаний η , определяющий скорость затухания свободных колебаний вследствие рассеяния энергии.

Вынужденные колебания — это колебания, возникающие вследствие периодического действия внешних активных (возмущающих) сил. Они являются основной причиной усталостных поломок рабочих лопаток.

Самоподдерживающиеся колебания (автоколебания) могут возникнуть и при отсутствии в системе периодических возмущающих сил. Этот вид колебаний характерен для длинных рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин при работе в режимах малых объемных пропусков пара.

16.3.2.3. Вынужденные колебания рабочих лопаток. Интенсивность вынужденных колебаний определяется тремя основными факторами:

- 1) близостью колеблющейся системы к состоянию резонанса;
- 2) амплитудой возмущающих сил;
- 3) демпфированием в системе.

Любая механическая система обладает набором вибрационных характеристик — тонов колебаний. Каждый тон — это совокупность собственной частоты и главной формы колебаний.

Наиболее просто объяснить эти характеристики можно при рассмотрении свободных колебаний.

В общем случае прогиб $y(z, \tau)$ лопатки при свободных колебаниях в зависимости от времени τ и координаты z (рис. 16.6) для лопатки постоянного сечения определяется соотношением

$$y(z, \tau) = \sum_{k=1}^{\infty} A_k e^{-h\tau} \cos(p_k \tau + \varepsilon_k) Y_k(z), \quad (16.2)$$

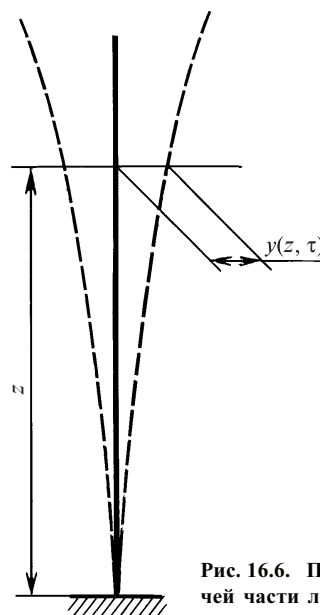


Рис. 16.6. Перемещение сечений рабочей части лопатки при колебаниях

т.е. прогиб лопатки в некоторой точке $z = z_*$ представляет собой сложение бесчисленного числа косинусоид, каждая из которых имеет свою частоту p_k , свою начальную фазу ε_k , свою начальную амплитуду A_k и свою амплитуду

$$y_k(z_*) = Y_k(z_*) A_k e^{-h\tau}, \quad (16.3)$$

убывающую во времени по закону экспоненты (величина $h > 0$ характеризует сопротивление колебаниям лопатки).

Аналогичным образом, в некоторый момент времени $\tau = \tau_*$ форма прогиба лопатки определяется наложением функций $Y_k(z)$ с весовыми коэффициентами

$$T_k(\tau_*) = A_k e^{-h\tau_*} \cos(p_k \tau_* + \varepsilon_k). \quad (16.4)$$

Функции $Y_k(z)$ и числа p_k зависят от размеров лопатки, ее формы, условий закрепления на диске, наличия бандажа и проволочных связей, т.е. являются характеристиками системы лопатка — диск и не зависят от того, колеблются лопатки или нет. Функции $Y_k(z)$ называют главными формами, а числа p_k — собственными частотами лопаток.

Как видно из соотношения (16.2), частота p_k имеет размерность рад/с, т.е. она показывает число радиан в единицу времени. Поэтому ее называют круговой частотой. Если в единицу времени происходит f полных колебаний, измеряемых, как известно в герцах (Гц), то $p_k = 2\pi f_k$.

Собственные частоты и главные формы всегда «выступают в паре», т.е. k -й собственной частоте соответствует вполне определенная k -я главная форма. Совокупность собственной частоты и главной формы называется тоном колебаний.

Тон колебаний, имеющий самую низкую собственную частоту, называют первым тоном, следующую — вторым тоном и т.д. Рабочая лопатка имеет бесчисленное множество собственных частот, однако для обеспечения ее вибрационной надежности, как правило, достаточно знать только несколько первых значений.

Хотя, как уже подчеркивалось, главные формы и собственные частоты не зависят от того, колеблется лопатка или нет, на практике можно создать свободные колебания соответствующей формы. Если, например, установленную на диске лопатку предварительно изогнуть так, чтобы форма ее изгиба соответствовала в любом масштабе k -й главной форме, а затем лопатку мгновенно и без ускорения отпус-

тить, то она будет колебаться по k -й главной форме с k -й собственной частотой. При этом прогиб лопатки будет определяться формулой

$$y(z, \tau) = Y_k(z) A_k e^{-h\tau} \cos(p_k \tau + \varepsilon_k). \quad (16.5)$$

Собственные частоты необходимо знать для того, чтобы определить возможность возникновения резонанса, а главные формы — форму прогиба лопатки при нем.

Резонансом называется явление совпадения частоты возмущающей силы и собственной частоты колебаний лопатки. При резонансе форма изгиба лопатки при колебаниях всегда совпадает с соответствующей главной формой.

Резонансные колебания — основная причина усталостных поломок лопаток. Для того чтобы установить, может или не может возникнуть резонанс, надо знать собственные частоты лопаток, т.е. числа p_k , и частоты возмущающих сил.

Собственные частоты лопаток зависят от многих факторов: материала лопатки, жесткости, т.е. сопротивления изгибу, плотности набора на рабочем колесе, наличия проволочных связей и бандажа, частоты вращения. Поэтому, если в условиях эксплуатации лопатки теряют бандаж или проволоку, если ослабляется посадка на диске, то лопатки приобретают другую частоту вращения. При этом действует простое правило: если конструкция облопачивания становится более жесткой, то частота собственных колебаний конструкции увеличивается и наоборот.

При перевязке рабочих лопаток в пакеты с помощью бандажа возможны несколько видов колебаний.

Во-первых, возможны колебания типа А (рис. 16.7, а, б), при которых рабочие лопатки пакета колеблются синхронно и синфазно в плоскости колеса, т.е. с одинаковой частотой и одновременным достижением всеми ее сечениями максимального прогиба, недеформированного состояния и т.д. Примерно такие же формы колебаний имеет и единичная лопатка, не перевязанная бандажом. Однако численное значение собственных частот колебаний

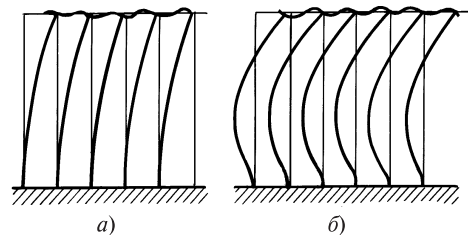


Рис. 16.7. Формы колебаний пакета лопаток
а — тип A_0 ; б — тип A_1

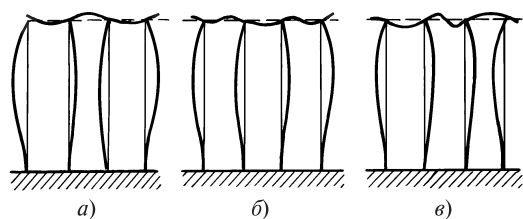


Рис. 16.8. Внутрипакетные формы колебаний лопаток (тип B_0)

пакетов будет отличаться от собственных частот отдельных лопаток.

Во-вторых, появляются формы типа В (рис. 16.8, а, б, в), или внутрипакетные колебания, при которых рабочие лопатки пакета смещаются в плоскости колеса несинхронно и несинфазно, причем вершины лопаток практически не смещаются, а только несколько поворачиваются.

В-третьих, появляются изгибно-крутильные колебания (рис. 16.9), при которых происходит смещение бандажа в плоскости оси турбины, а сами лопатки в общем случае изгибаются и закру-

чиваются. Первая форма A_{00} соответствует форме осевых колебаний пакета лопаток, вторая A_{01} — колебаниям при одном узле на бандаже, но без узлов на лопатке и т.д. Форме A_{11} соответствует по одному узлу на бандаже и на лопатках.

Таким образом, облопачивание на колесе имеет бесчисленное множество собственных частот и главных форм колебаний. Но сами колебания возникают только при воздействии на систему сил, изменяющихся во времени. Теоретическое рассмотрение и экспериментальные исследования показывают, что при вращении на конкретную лопатку действует переменная аэродинамическая сила q , зависящая от угла поворота лопатки φ (рис. 16.10). Ее характерная особенность — строгая периодичность, определяемая одним оборотом колеса. Возникновение неравномерной аэродинамической нагрузки связано со многими причинами, главными из которых являются следующие.

1. Неодинаковость каналов сопловой решетки (технологическая неоднородность), вследствие которой поток из ее различных каналов выходит с раз-

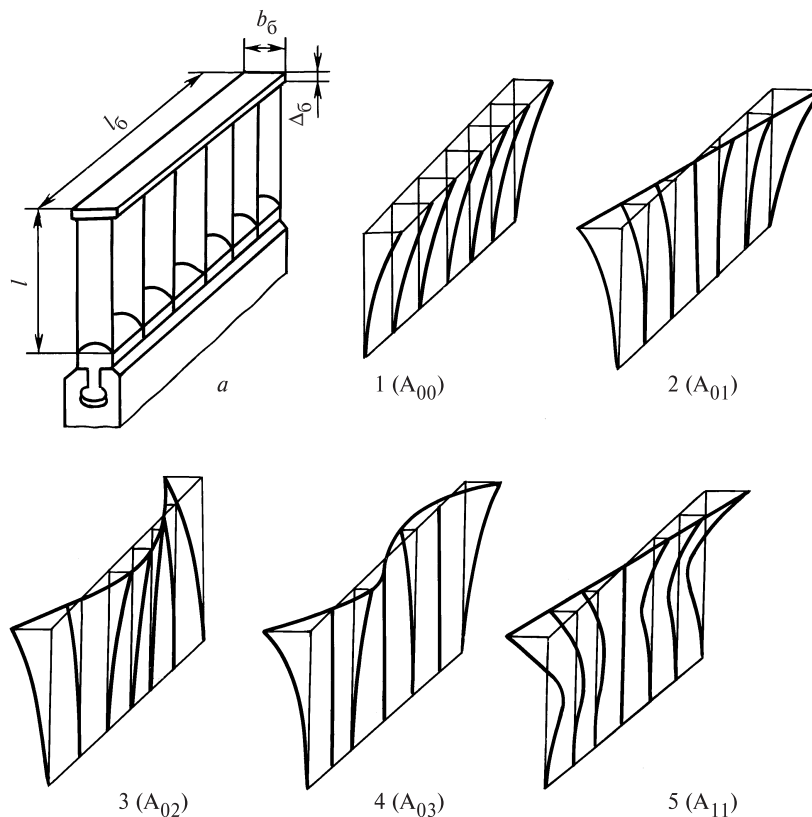


Рис. 16.9. Изгибно-крутильные формы колебаний пакета лопаток
а — пакет лопаток; 1—5 — формы колебаний

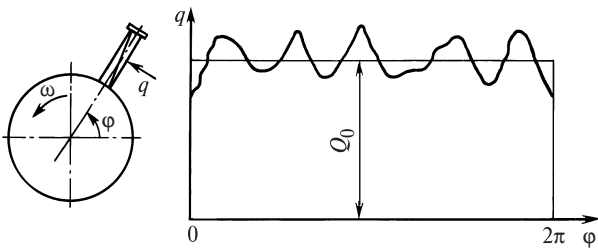


Рис. 16.10. Изменение силы, действующей со стороны парового потока на рабочую лопатку в процессе ее поворота на 1 оборот

ной скоростью и под различными углами α_1 . Поэтому каждая конкретная лопатка, вращаясь и проходя за различными сопловыми каналами, будет испытывать различную нагрузку. Эта нагрузка периодическая и поэтому ее можно представить в виде бесконечной суммы членов:

$$q(\varphi) = \left[1 + \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{Q_k}{Q_0} \cos k\varphi + \frac{P_k}{Q_0} \sin k\varphi \right) \right] Q_0. \quad (16.6)$$

Каждый член этого ряда называется гармоникой возмущающей силы. Величины $A_k = Q_k/Q_0$ и $\varkappa = P_k/Q_0$ — относительными амплитудами гармоник, величина k — кратностью гармоник.

В этих соотношениях Q_0 — это средняя нагрузка за время одного оборота колеса (см. рис. 16.10). Она создает постоянный во времени изгиб рабочей лопатки, на фоне которого происходят ее колебания. Относительные амплитуды гармоник возмущающих \varkappa_k и \varkappa'_k сил уменьшается по мере увеличения номера k гармоник. При существующей технологии производства диафрагм реальную опасность представляют только первые шесть гармоник (точнее — кроме первой), в которой величины \varkappa_k и \varkappa'_k не могут быть определены с большой точностью, так как они зависят от конкретного исполнения диафрагмы. Приблизительно можно считать что $\varkappa_k \approx \varkappa'_k \approx 0,03—0,1$.

Частным случаем технологической неоднородности сопловых решеток может считаться нарушение потока пара в зоне разъема диафрагмы из-за несовпадения частей разрезанных профилей, расположенных в верхней и нижней половинах диафрагмы (рис. 3.41), из-за недостаточной плотности горизонтального разъема диафрагмы, при которой струи пара проходят по горизонтальному разъему. В этом случае в возникающей возмущающей силе

наибольшую амплитуду будет иметь гармоника с номером $k = 2$.

2. Неодинаковость параметров пара по окружности перед или за ступенью, вследствие которой усилия, действующие со стороны пара на некоторую рабочую лопатку, оказываются разными при различных углах поворота колеса φ . Чаще всего неодинаковость параметров по окружности возникает в зонах подвода и отбора пара через патрубки, где соответственно давление пара больше или меньше. И в этом случае амплитуда гармоник возмущающих сил также быстро убывает с увеличением их номера.

3. Парциальный подвод пара, характерный в основном для регулирующих ступеней. В этом случае амплитуда возмущающих сил особенно велика, так как конкретная лопатка то попадает под действие полного аэродинамического усилия в активной дуге подвода, то нагрузка с нее полностью снимается в зоне, где пар не подводится. Верхняя оценка относительной амплитуды возмущающей силы при парциальном подводе:

$$\varkappa_k = 2/\pi k.$$

Из этого соотношения видно, что первая гармоника составляет 64 %, от полного статического усилия, вторая 32 % и т.д., т.е. интенсивность возбуждения, вызванная парциальным подводом пара весьма значительна.

4. Неравномерность потока пара вдоль окружности сопловой решетки из-за наличия выходных кромок и кромочных следов (рис. 16.11). В зоне выходной кромки, в зависимости от ее ширины наблюдается «провал» скоростей потока и соответственно усилия, действующего на рабочие лопатки.

В большинстве практических случаев нет необходимости определять амплитуды, а достаточно

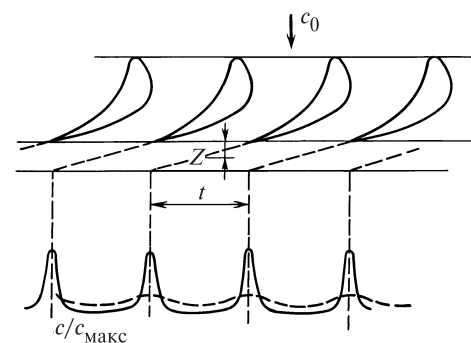


Рис. 16.11. Изменение силы струй пара, вытекающих из сопл, вдоль окружности в зависимости от расстояния от сопловой решетки
сплошные — $z = 0,1t$; штриховые — $z = 1,8t$

знать только частоты возмущающих сил, с тем, чтобы исключить резонанс и возможность интенсивных колебаний даже при значительных возмущающих силах.

Частота возмущающих сил, вызванных технологической и конструктивной неравномерностью, видна из соотношения (16.6) с учетом того, что $\varphi = \omega t$. Так как в свою очередь $\omega = 2\pi n$, где n — частота вращения, то частота рассматриваемых возмущающих сил составит, Гц:

$$f'_B = \frac{k \cdot 2\pi n}{2\pi} = kn, \quad (16.7)$$

где $k = 1, 2, \dots, \infty$.

Таким образом, частоты этих возмущающих сил в турбине заранее известны, и они кратны частоте вращения.

Частота возмущающих сил, вызванная кромочными следами, также заранее известна и равна

$$f''_B = knz_c, \quad (16.8)$$

где z_c — число сопел в сопловой решетке. На практике имеет значение только первая гармоника ($k = 1$). В этом случае $f''_B = nz_c$.

Таким образом, в общем случае частоты возмущающих сил, действующих в ступени турбины, при фиксированной частоте вращения представляют собой дискретный спектр с шагом n . Если, например, частота вращения турбоагрегата составляет $n = 50$ об/с, то частоты возмущающих сил вполне определены и равны 50, 100, 150, 200 Гц и т.д. до бесконечности.

Однако не все возмущающие силы опасны. Опасными они являются тогда, когда, во-первых, наблюдается резонанс, т.е. их совпадение с частотой собственных колебаний, во-вторых, когда амплитуда возмущающих сил достаточно велика, и, в-третьих, когда сопротивление колебаниям (демпфирование) мало. Можно, например, показать, что возмущающая сила первой кратности с частотой $f'_B = n$ не опасна, поскольку вращающаяся рабочая лопатка имеет частоту собственных колебаний $f_d > n_c$ и резонанса не возникает. С увеличением номера k амплитуды гармоники возмущающих сил быстро убывают, и поэтому реально опасными являются возмущающие силы с частотой со второй по шестую кратность включительно. Последующие гармоники возмущающей силы имеют малые амплитуды и поэтому не опасны.

Опасной затем оказывается гармоника с частотой $f''_B = nz_c$, возбуждаемая кромочными следами.

Как уже указывалось, если амплитуда возбуждающих сил, действующих на рабочие лопатки, известна, то можно определить и напряжения, действующие в ее сечениях. Для выяснения основных факторов, от которых зависит амплитуда σ_a динамических (изменяющихся во времени) напряжений при резонансе кратности $k = s$, приведем формулу для напряжений в рабочих лопатках, связанных бандажом в пакеты:

$$\sigma_a = (2\pi/\eta) \kappa_s C_s \chi \sigma_{ст}, \quad (16.9)$$

где $\sigma_{ст}$ — статическое (постоянное во времени) напряжение изгиба в корневом сечении свободной лопатки (без бандаж) под действием нагрузки Q_0 , которая определяется без особого труда; η — логарифмический декремент колебаний; χ — пакетный множитель; C_s — коэффициент, зависящий от тона колебаний при резонансе:

Тон колебаний	A_0	B_0	A_1	A_2
Коэффициент C_s	0,444	0,112	0,040	0,008

Из приведенных данных видно, сколь быстро убывают напряжения при резонансе с ростом тона колебаний, что еще раз подчеркивает то обстоятельство, что не все, а только первые тона колебаний опасны.

Пакетный множитель определяется соотношением

$$\chi = \frac{\sin(\pi km/z_d)}{m \sin(\pi k/z_d)}, \quad (16.10)$$

где z_d — число рабочих лопаток на колесе; m — число лопаток в пакете. Пакетный множитель показывает во сколько раз возмущающая сила, действующая на рабочую лопатку в пакете, меньше, чем сила, действующая на ту же лопатку, но установленную изолированно. Это означает, что отрыв бандаж на пакете лопаток, даже если он не вызвал немедленных разрушений, является предвестником последующего разрушения лопаток от усталости.

Из соотношения (16.9) хорошо видно, что амплитуда динамических напряжений при резонансе прямо пропорциональна интенсивности возмущающей силы и постоянным статическим напряжениям и обратно пропорциональна демпфированию. Некачественный набор лопаток на колесе при ремонте, перестройка системы парораспределения,

разрушение демпферных проволок также приводят к росту динамических напряжений в лопатках.

Пример 16.1. Определить динамические напряжения в рабочих лопатках пакета, работающего в условиях резонанса по тону A_0 , установленного на колесе с полным подводом пара. Частота собственных колебаний пакета 764,8 Гц, частота вращения $n = 50$ об/с. Число лопаток на колесе $z_{\text{л}} = 160$, число лопаток в пакете $m = 10$. Декремент колебаний $\eta = 0,02$. Разброс частот пакетов на колесе $\Delta = 5\%$. Статические напряжения изгиба $\sigma_{\text{ст}} = 30$ МПа.

Минимальные и максимальные значения собственных частот пакетов на колесе:

$$f_{\text{min}} = 0,95 \cdot 764,8 = 726,6 \text{ Гц};$$

$$f_{\text{max}} = 1,05 \cdot 764,8 = 803,0 \text{ Гц}.$$

Следовательно, вероятно, на колесе имеются пакеты с частотами от 726,6 до 803,0 Гц. Пакеты с собственными частотами 750 и 800 Гц будут работать в резонансе, кратность которых $k_1 = 750/50 = 15$ и $k_2 = 16$. Решим задачу для $k_1 = 15$.

Пакетный множитель определяем по формуле (16.10):

$$\chi = \frac{\sin(\pi \cdot 15 \cdot 10/160)}{10 \sin(\pi \cdot 15/160)} = 0,07.$$

Так как $C_s = C_1 = 0,444$, то, принимая $\kappa_s = 0,045$, получаем:

$$\sigma_a = (2\pi/0,02) \cdot 0,045 \cdot 0,444 \cdot 0,07 \cdot 30 = 13,2 \text{ МПа}.$$

Пример 16.2. Определить динамические напряжения для примера 16.1 в случае отрыва бандажа.

При отрыве бандажа пакетный множитель равен единице, и тогда $\sigma_a = 13,2/0,07 = 188,6$ МПа. Таким образом, при потере бандажа в условиях эксплуатации динамические напряжения возрастают более чем в 14 раз, что представляет несомненную опасность.

16.3.3. Поведение материала под действием переменных напряжений

Если к некоторому образцу (рис. 16.12) приложить симметричную знакопеременную нагрузку, то, спустя определенное число циклов N , образец разрушится вследствие усталости. Если провести испытания достаточно большого числа образцов при различных амплитудах напряжений σ_a , то можно получить кривую усталости (рис. 16.13), связывающую σ_a и разрушающее число циклов N .

Обычно при построении кривой усталости в двойных логарифмических или полул로그арифмических координатах обнаруживается ее излом. Если правая от точки излома ветвь кривой усталости го-

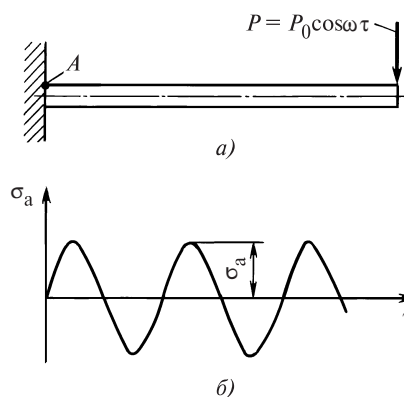


Рис. 16.12. Схема испытаний образца при симметричном цикле нагружения

a — схема нагружения; b — изменение напряжений в точке A во времени

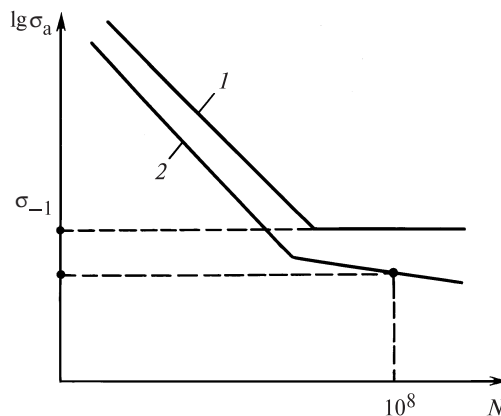


Рис. 16.13. Кривые усталости материала при симметричном цикле нагружения

1 — существование физического предела усталости; 2 — ограниченный предел усталости

ризон탈на, то напряжение σ_{-1} , соответствующее точке излома, называется пределом выносливости при симметричном цикле. При напряжениях $\sigma_a < \sigma_{-1}$ усталостного разрушения материала не происходит.

Во многих случаях правая ветвь кривой усталости не горизонтальна, и наблюдается непрерывное увеличение N с уменьшением σ_a . В частности, сам наклон может зависеть от температуры испытаний. Тогда испытания проводят, например, на базе 10^8 циклов и говорят об ограниченном пределе выносливости, — той амплитуде напряжений, которая соответствует заданной циклической долговечности 10^8 циклов.

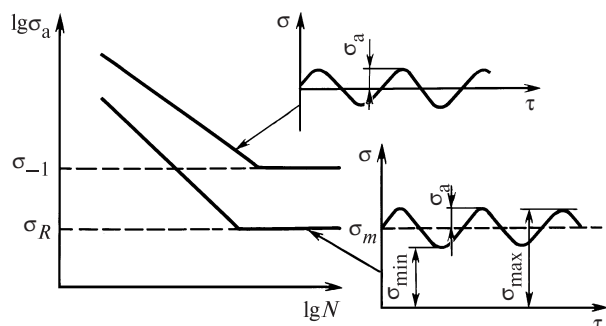


Рис. 6.14. Кривые усталости материала при симметричном и асимметричном циклах нагружения

Для рабочих лопаток турбин характерно асимметричное нагружение, при котором переменные вибрационные напряжения сравнительно небольшой амплитуды σ_a реализуются на фоне достаточно высоких средних напряжений σ_m , вызванных вращением и изгибом от аэродинамической нагрузки (см. рис. 16.10). Отношение минимальных напряжений σ_{\min} к максимальным σ_{\max} (рис. 16.14) в цикле нагружения называется коэффициентом асимметрии цикла R_σ . В частности, для симметричного цикла $R_\sigma = -1$ и именно этим определяется обозначение предела усталости σ_{-1} . Нагружение рабочих лопаток турбин характеризуется положительной асимметрией цикла, которая снижает сопротивление усталости. Влияние асимметрии устанавливается для каждого материала экспериментально и представляется в виде диаграммы предельных амплитуд цикла (рис. 16.15), по оси абсцисс которой откладывают среднее напряжение σ_m , а по оси ординат — амплитуду напряжений σ_a . Сама кривая является геометрическим местом точек заданной l усталостной долговечности. В частности, для случая отсутствия разрушения кривая будет проходить через точки $\sigma_a = \sigma_{-1}$ и $\sigma_m = \sigma_B$,

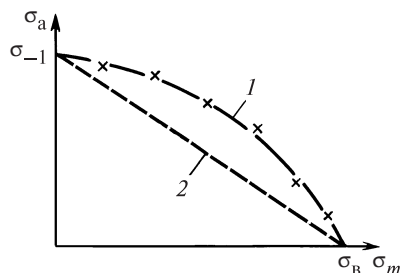


Рис. 16.15. Диаграмма предельных состояний материала

где σ_B — предел прочности. Зона, расположенная под кривой, является областью неразрушения, выше ее — зоной разрушения. Диаграмма может быть аппроксимирована подходящим аналитическим выражением. Проще всего использовать предположение о линейной связи σ_a и σ_m для диаграммы (см. штриховую линию 2 на рис. 16.15):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} = 1. \quad (16.11)$$

Смысл последнего соотношения очевиден: если на лопатку действует большая нагрузка от центробежных сил, то «запас» для усталостной нагрузки уменьшается.

При неизвестном пределе усталости можно считать $\sigma_{-1} = 0,5\sigma_B$.

Пример 16.3. При нормальной работе амплитуда напряжений в рабочей лопатке последней ступени составляет $\sigma_a = 40$ МПа, напряжение растяжения $\sigma_m = 400$ МПа. Оценить опасность этих значений напряжений, если предел прочности стали $\sigma_B = 730$ МПа. Имеем $\sigma_m/\sigma_B = 0,55$, а $\sigma_a/\sigma_{-1} = \sigma_a/(0,5\sigma_B) = 40/365 = 0,11$. Тогда

$$\sigma_a/\sigma_{-1} + \sigma_m/\sigma_B = 0,66,$$

что создает определенный запас по разрушению, и поэтому напряжения не представляют опасности.

Пример 16.4. Определить опасность резонанса для предыдущего примера, если переменная составляющая напряжений из-за потери бандажа возрастает в 6 раз.

$$\text{В этом случае } \sigma_a/\sigma_{-1} = 0,66 \text{ и}$$

$$\sigma_a/\sigma_{-1} + \sigma_m/\sigma_B = 1,21,$$

что приведет к усталостному разрушению.

В зонах резкого изменения формы, например, перехода рабочей части лопатки к полке хвостовика или интегрального бандажа, на кромках отверстий, например, под скрепляющую или демпферную связь и т.д. возникает местное повышение напряжений, так называемая концентрация напряжений. Последняя может значительно снижать усталостную долговечность.

16.3.4. Развитие трещин усталости и разрушение лопаток

Основой для суждения о надежности рабочих лопаток являются усталостные характеристики материала, получаемые экспериментально на образцах. Если исключить специальные исследования, то, как правило, предел выносливости определяется

по числу циклов N , соответствующему моменту разделения образца на две части. Усталостная долговечность N включает в себя два разных, последовательно протекающих процесса. Первый из них — это собственно усталость, при котором происходит процесс зарождения макротрещины. Число циклов, при котором обнаруживается макротрещина, зависит от точности приборов для ее обнаружения. Обычно за момент появления трещины принимают то число циклов N_T , при котором ее длина составляет 0,2—0,5 мм. Второй период — это период развития трещины до критического значения, при котором происходит практически мгновенное разделение образца на две части. Число циклов $N_{ж} = N - N_T$ называют живучестью образца. Законы зарождения и развития трещины управляются различными механизмами, на которых мы остановимся ниже.

Аналогичные процессы зарождения и развития трещины происходят при циклическом нагружении и в рабочих лопатках, однако, их условия работы даже при одинаковых напряжениях будут значительно отличаться от условий работы образцов: они отличаются и размерами, и формой, и характером изменения напряжений по толщине и т.д. Поэтому простое использование результатов испытаний образцов для оценки надежности рабочих лопаток затруднительно. На этапе проектирования выход из создавшегося положения состоит в том, что в конструкции допускаются напряжения такие, чтобы материал работал при напряжениях ниже предела усталости с определенным запасом, и трещина не могла бы возникнуть. Тем не менее, опыт многочисленных поломок рабочих лопаток свидетельствует

о том, что часто условия надежной работы не выполняются.

Для анализа причин поломок необходимо понимать основные закономерности внезапного хрупкого разрушения и процесса подрастания трещины до критического размера.

Ревизии лопаточного аппарата обнаруживают многочисленные лопатки с трещинами. Это говорит о том, что не всякая трещина приводит к обрыву рабочей лопатки. Возможность отрыва лопатки определяется условием:

$$K_I > K_{Ic}, \quad (16.12)$$

где K_{Ic} — характеристика материала, называемая вязкостью разрушения, или критическим коэффициентом интенсивности, или вязкостью разрушения; K_I — коэффициент интенсивности. Величина K_{Ic} рассматривалась нами в § 3.2. Для рабочей лопатки, в кромке которой образовалась трещина длиной l (рис. 16.16), коэффициент интенсивности подсчитывается по формуле:

$$K_I = \frac{1,11 + 5(l/b)^4}{1 - l/b} \sigma_p \sqrt{\pi l}, \quad (16.13)$$

где σ_p — напряжение растяжения в кромке лопатки; b — хорда лопатки.

Соотношения (16.12) и (16.13) определяют условие хрупкого отрыва рабочей части лопатки, расположенной выше трещины:

$$\frac{1,11 + 5(l/b)^4}{1 - l/b} \sigma_p \sqrt{\pi l_{кр}} = K_{Ic}, \quad (16.14)$$

где $l_{кр}$ — критический размер трещины.

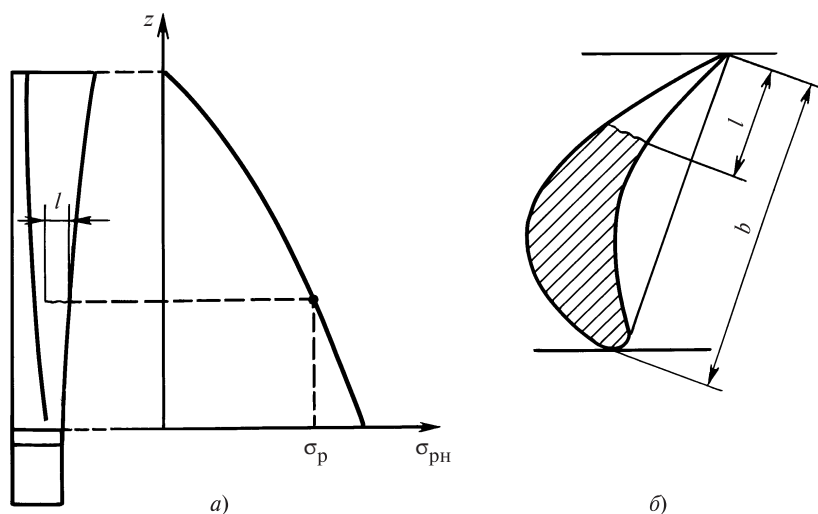


Рис. 16.16. Распределение напряжений растяжения по высоте рабочей лопатки (а) и параметры трещины в лопатке (б)

Пример 16.5. Определить критическую длину трещины в корневом сечении лопатки с хордой $b = 160$ мм, если напряжения растяжения в ней 400 МПа. Вязкость разрушения материала $K_{Ic} = 57$ МПа \cdot м^{0,5}.

Из соотношения (16.14) имеем:

$$\frac{1,11 + 5(l_{кр}/0,16)^4}{1 - l_{кр}/0,16} 400 \sqrt{\pi l_{кр}} = 57.$$

Решая это уравнение методом подбора, находим $l_{кр} = 0,005$ м = 5 мм. Таким образом, трещина длиной всего в 5 мм при рассмотренных условиях приводит к хрупкому отрыву лопатки. Этим определяется чрезвычайная опасность трещин.

Отношением $l_{кр}/b$ в соотношении (16.14) можно пренебречь и получить приближенное соотношение для определения $l_{кр}$:

$$l_{кр} \approx \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{Ic}}{1,11 \sigma_p} \right)^2. \quad (16.15)$$

Видно, что при выбранном материале лопатки и фиксированной температуре критический размер трещины обратно пропорционален квадрату напряжений растяжения, действующих в сечении, где расположена трещина.

Пример 16.6. Вычислить критическую длину трещины в корневом сечении лопатки последней ступени, где $\sigma_p = 250$ МПа, принимая ее условие работы такими же, как и в предшествующем примере.

Имеем:

$$l_{кр} = (400/250)^2 \cdot 5 = 12,8 \text{ мм.}$$

Пример 16.7. Приведем пример катастрофического разрушения мощной турбины, происшедшего вследствие появления трещин в рабочих лопатках и их отрыва. Во время работы турбины в месте перехода рабочей части лопатки к полке хвостовика образовались трещины (последние были обнаружены на многих соседних лопатках после аварии), однако обслуживающий персонал не подозревал об этом. Размер образовавшихся трещин не достиг критического, и турбина продолжала нормально работать. Внезапно из-за неисправности электрической части генератора в нем произошло короткое замыкание. Защита турбогенератора отключила его от сети, и при этом, естественно, произошел заброс частоты вращения, не опасный при нормальном состоянии рабочих лопаток, но совершенно недопустимый при наличии трещин. Напряженность лопаток возросла, кроме того, из-за возникающих крутильных колебаний валопровода. В результате произошел отрыв одной, а возможно, и нескольких рабочих лопаток последней ступени, масса каждой из которых

около 13 кг. Внезапно появившийся небаланс вызвал интенсивнейшую вибрацию валопровода, тем более, что выбегающий ротор проходил через вторую критическую частоту вращения. Вибрация и возникшие в роторе динамические напряжения привели к хрупкому разрушению валопровода по нескольким сечениям и к тяжелейшей аварии с человеческими жертвами.

Живучестью детали называется число циклов, равное разности чисел циклов, соответствующих хрупкому разрушению и появлению трещины длиной 0,22—0,5 мм. Ясно, что чем больше живучесть, тем больше шансов не достичь состояния внезапного хрупкого разрушения.

Основой для оценки живучести конструкции является характеристика материала, представляющая собой зависимость скорости роста трещины v для конкретного материала от размаха коэффициента интенсивности $\Delta K = K_I^{\max} - K_I^{\min}$, где K_I^{\max} и K_I^{\min} — соответственно максимальные и минимальные значения K_I в цикле. Подобно усталости, нагружение можно характеризовать коэффициентом асимметрии по коэффициенту интенсивности.

Типичная зависимость $v(\Delta K)$ показана на рис. 16.17. Условно ее можно разделить на три зоны.

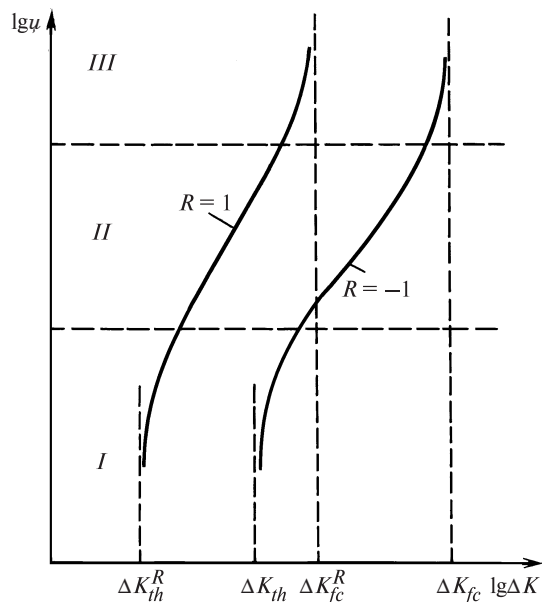


Рис. 16.17. Зависимость скорости роста трещины от размаха коэффициента интенсивности и асимметрии цикла нагружения

В зоне II скорость развития трещины составляет 10^{-5} — 10^{-3} мм/цикл и описывается соотношением:

$$v = C (\Delta K)^n, \quad (16.16)$$

где C и n — константы материала, слабо зависящие от асимметрии цикла. Зона I характеризуется порогом развития трещины при симметричном цикле ΔK_{th} . При $\Delta K < \Delta K_{th}$ скорость развития не превышает 10^{-8} мм/цикл и можно считать, что трещина не развивается. В зоне III скорость развития трещины быстро растет с увеличением ΔK и считается, что при некотором значении ΔK_{fc} она становится бесконечно большой.

Особое значение имеет порог развития усталостной трещины ΔK_{th} . Он зависит от многих факторов: от материала, его предела текучести, коэффициента асимметрии, размеров образца, частоты нагружения и т.д. Особенно сильное влияние оказывает асимметрия: если при симметричном цикле $\Delta K_{th} = 10$ — 15 МПа · м^{0,5}, то при $K = 0$ (пульсирующий цикл) $\Delta K_{th} = 7$ — 8 МПа · м^{0,5}, а при большой асимметрии, характерной для рабочих лопаток, $\Delta K_{th} = 2$ — 3 МПа · м^{0,5}.

Пример 16.8. Определить пороговый размер трещины в кромке рабочей лопатки, при котором начнется ее рост, для рабочей лопатки, рассмотренной в примере 16.3, если $\Delta K_{th} = 3$ МПа · м^{0,5}.

Учитывая малый пороговый размер трещины по сравнению с хордой лопатки, из соотношения (16.15) будем иметь:

$$2 \cdot 1,11 \cdot \sigma_a \sqrt{\pi l_{th}} = \Delta K_{th}.$$

Тогда

$$l_{th} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{2,22 \sigma_a} \right)^2 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{3}{2,22 \cdot 40} \right)^2 = 3,69 \cdot 10^{-4} \text{ м} =$$

$$= 0,37 \text{ мм}.$$

16.3.5. Предупреждение усталостных поломок рабочих лопаток

16.3.5.1. Материал лопаток. Возможность появления трещины усталости и ее развития до критического значения, как следует из приведенного выше анализа, определяется двумя основными факторами: накоплением повреждений в материале рабочей лопатки вследствие действия переменных

напряжений и сопротивлением материала действию этих переменных напряжений. Усталостная поломка происходит тогда, когда резерв прочности материала исчерпывается. Отсюда следует, что имеется принципиально два различных способа борьбы с усталостными поломками:

1. Выбрать материал рабочих лопаток на стадии проектирования настолько прочным, чтобы гарантировать его неразрушение за срок эксплуатации.

2. Сконструировать турбину так и обеспечить такие режимы эксплуатации, чтобы исключить быстрое накопление повреждений и преждевременное разрушение материала, который выбран для изготовления ее лопаток.

Рассмотрим эти способы.

Выбор материала для рабочих лопаток, способ его получения и термообработка определяются большим количеством требований. Материал должен обладать высокими статической прочностью, пластичностью, ударной вязкостью, сопротивлением эрозии, технологичностью и т.д. Требование высокой усталостной прочности является только одним из них. К тому же многие из требований являются противоречивыми: например, повышение статической прочности приводит к снижению пластичности; мелкозернистая структура приводит к повышению статической прочности, но снижает сопротивление воздействиям при высокой температуре. Поэтому на практике при разработке материалов для рабочих лопаток приходится идти на компромисс. Именно этим объясняется ограниченное количество марок сталей для рабочих лопаток и медленный прогресс в их улучшении. Само собой разумеется, что *при ремонтах недопустима замена материала рабочих лопаток.*

Таким образом, реальным оказывается второй способ борьбы с усталостными поломками — снижением вибрационных напряжений в рабочих лопатках.

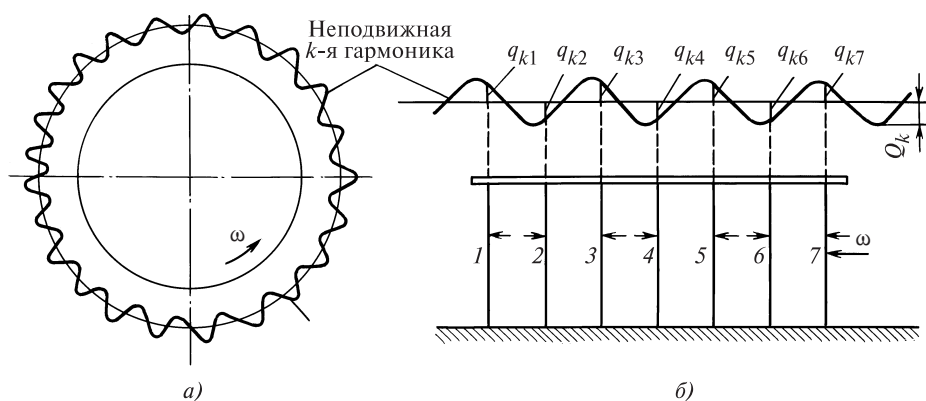
16.3.5.2. Пакетирование лопаток и установка скрепляющих проволок. При рассмотрении последствий колебания лопаток естественно возникает вопрос: а нельзя ли с помощью определенных конструктивных мер исключить колебания вообще? В частности, на эту мысль наводит рассмотрение выражения для пакетного множителя

$$\chi = \frac{\sin(k\pi m/z_d)}{m \sin(\pi k/z_d)}.$$

Действительно, если все лопатки колеса перевязать бандажом, то $m = z_d$ и $\chi = 0$, т.е. никаких

Рис. 16.18. Механизм действия пакетного множителя на снижение возмущающей силы, действующей на лопатку в пакете

a — развертка гармоники возмущающей силы; *b* — силы, действующие на отдельные лопатки в пакете



возбуждающих сил на колесо не действует и, следовательно, колебания невозможны. И это действительно так, но при целом ряде оговорок, для понимания которых необходимо четко уяснить механизм снижения напряжений в лопатках вследствие пакетирования.

Выше отмечалось, что действующая на некоторую лопатку возмущающая сила всегда может быть разложена в тригонометрический ряд (16.6). Воздействие некоторой k -й гармоники на пакет лопаток можно представить себе следующим образом: за сопловым аппаратом «устанавливается» некоторая погонная нагрузка, изменяющаяся по закону косинуса (или синуса) $q_k = Q_k \cos(k\omega\tau)$ (рис. 16.18, *a*), представляющая собой косинусоиду с числом k полных волн, имеющих амплитуду Q_k .

Если лопатки не перевязывать в пакет, то периодически на любую лопатку будет действовать усилие Q_k (k раз по направлению вращения и k раз против направления вращения). Если теперь перевязать лопатки в пакеты, например по 7 штук, как показано на рис. 16.18, *b*, и рассмотреть усилие, действующее на пакет лопаток в некоторый момент времени, то можно увидеть следующее. На некоторую лопатку, например 4, действует усилие q_{k4} , направленное против вращения. Бандаж перераспределяет это усилие между всеми лопатками пакета равномерно и поэтому на каждую лопатку пакета от лопатки 4 передается усилие $q_{k4}/7$. В этот же момент на лопатку 3 действует усилие q_{k3} в противоположную сторону. Таким образом, можно рассмотреть все рабочие лопатки пакета. Ясно, что в результате распределяющего действия бандажа усилие, действующее на некоторую рабочую лопатку в пакете, будет меньше, чем при изолированном расположении этой лопатки. Отношение мак-

симальных значений сил для этих двух случаев и представляет собой пакетный множитель. Другими словами, можно сказать, что на пакете «располагается» некоторое число полных синусоид возмущающей силы, полуволны которых гасят друг друга, и в результате остается некоторый «избыток», не превышающий синусоиды. Этот «избыток» посредством бандажа распределяется между всеми лопатками пакета. Отсюда сразу следует два вывода.

1. Чем больше лопаток в пакете, тем меньше значение пакетного множителя χ . В частности, если все лопатки перевязать в единый пакет, то $\chi = 0$, так как число полных синусоид возмущающей нагрузки будет целым.

2. Если число лопаток m в пакете таково, что на нем располагается целое число синусоид, т.е. нет «избытка» возмущающих сил, то тогда $km/z_{\text{л}}$ — целое число и $\chi = 0$.

Пример 16.9. Выбрать число лопаток в пакете, если на колесе расположено $z_{\text{л}} = 100$ лопаток, а кратность возмущающей силы $k = 25$.

Пакетный множитель $\chi = 0$, если

$$\frac{km}{z_{\text{л}}} = \frac{25m}{100} = i,$$

где i — целое число. Отсюда $m = 4i$, т.е. $\chi = 0$ при числе лопаток в пакете 4, 8, 12, вплоть до 100.

Следует подчеркнуть, что число лопаток в пакете определяется не только стремлением получить малое значение χ , но и другими факторами. Например, при перевязке всех лопаток колеса (на круг) $\chi = 0$, но трудно обеспечить свободное расширение бандажа и лопаток при резких изменениях температуры в проточной части при изменениях режима работы турбины. Это приводит к появлению температурных напряжений и в бандаже, и в лопатках, циклическое повторение которых грозит появлением

трещин. При большом числе лопаток в пакете трудно изготовить бандажную ленту с необходимой точностью с тем, чтобы во время сборки не вызывать в соединении монтажных напряжений.

«Настройка» пакетного множителя относится только к конкретной кратности возмущающей силы. Если вернуться к только что рассмотренному примеру и принять, что частота вращения колеса $n = 50$ об/с, то кратность $k = 25$ соответствует частоте собственных колебаний $f = kn = 25 \cdot 50 = 1250$ Гц. При разбросе собственных частот колебаний на колесе $\Delta = 10\%$, кратность возмущающих сил составляет $k = 23; 24; 25; 26$ и 27 . Выбрав число лопаток в пакете, кратное четырем, можно получить $\chi = 0$ для кратности $k = 25$, но для других кратностей $\chi > 0$.

Далее, смысл пакетирования состоит в перераспределении «избытка» возмущающей силы посредством бандажа. Поэтому *пакетирование снижает напряжения в лопатках только при синхронно-синфазных колебаниях* (типа А). При наличии возмущающих сил, частоты которых вызывают колебания других форм (типа В или изгибно-крутильных колебаний), пакетирование не приводит к выравниванию усилий между лопатками с помощью бандажа.

При колебаниях типа В используется другой способ борьбы, основанный на их специфике: при колебаниях типа В бандаж почти неподвижен, а лопатки колеблются в разных фазах (рис. 16.19, а). Поэтому, если пакет прошить проволокой в зоне максимальных прогибов при колебаниях (рис. 16.19, б) и припаять проволоку к лопаткам, то колебания типа V_0 станут невозможными. При этом могут остаться возможными колебания типа V_1 , но поскольку их частота выше, чем тона V_0 , то они могут оказаться уже неопасными. Если же и их необходимо ликвидировать, то можно установить в нужном месте второй ряд проволок и т.д. Следует только иметь в виду, что установка проволок в проточной части все-

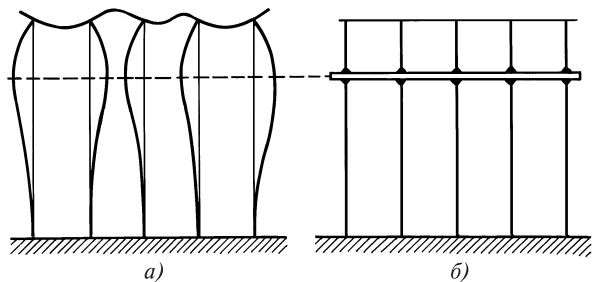


Рис. 16.19. Ликвидация внутрипакетных колебаний прошивкой связующей проволокой

гда снижает КПД ступени, поэтому их по возможности следует избегать и обеспечивать низкий уровень колебаний другими средствами.

16.3.5.3. Отстройка рабочих лопаток от резонанса. Опасность вибрационной поломки возникает только при работе лопаток в условиях резонанса или вблизи него. Мерой отличия круговой частоты возмущающей силы Ω от круговой частоты собственных колебаний лопатки p выступает их отношение $\alpha = \Omega/p$. Влияние отношения α на напряжения характеризуется динамическим коэффициентом

$$\lambda = [(1 - \alpha^2)^2 + \alpha^2 (\eta/\pi)^2]^{-1/2}. \quad (16.17)$$

Если возмущающая сила прикладывается очень медленно, т.е. статически ($\Omega \rightarrow 0$), то $\alpha \rightarrow 0$ и тогда $\lambda = 1$. По мере роста частоты возмущающей силы λ растет, достигая максимума при $\alpha = 1$:

$$\lambda_{\max} = \pi/\eta, \quad (16.18)$$

т.е. *при резонансе напряжения обратно пропорциональны логарифмическому декременту колебаний.*

Влияние отклонения от резонанса легко оценить: даже при отклонении от резонанса на $0,5\%$ при $\eta = 0,02$ динамическое воздействие падает почти вдвое, т.е. при малом демпфировании наблюдается ярко выраженный максимум. При увеличении демпфирования максимальное значение λ уменьшается, а сам максимум «смазывается», но все-таки отстройка от резонанса даже на несколько процентов уменьшает динамические напряжения в несколько раз.

Выше отмечалось, что имеются две группы возмущающих сил. Частота первой из них кратна частоте вращения. Наглядное изображение условия возникновения резонанса с возмущающими силами этой группы дает вибрационная диаграмма (рис. 16.20), представляющая собой графическое изображение условия резонанса. Поскольку значения частот пакетов рабочих лопаток на колесе всегда имеют некоторый естественный разброс, связанный с их изготовлением, то частоты лопаток изобразятся заштрихованной полосой, повышающейся с частотой вращения. Частоты возмущающих сил линейно зависят от частоты вращения турбины. Поэтому они для различных кратностей k изображаются прямыми линиями, выходящими из начала координат. Пересечение каждого из лучей с полосой динамических собственных частот образует резонансную зону $\Delta n_{\text{рез}}^{(k)}$, соответствующую кратности

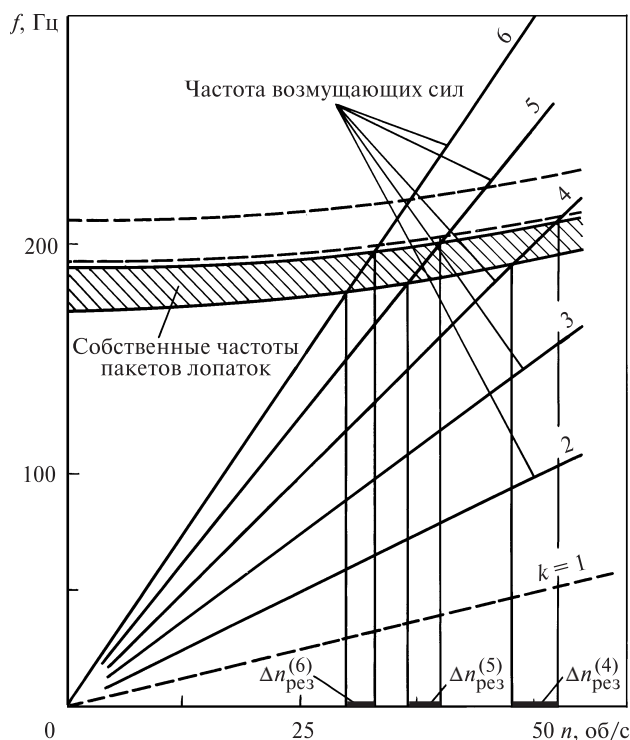


Рис. 16.20. Вибрационная диаграмма для пакета лопаток

возмущающих сил k . При работе турбины на частотах вращения внутри резонансной зоны будет наблюдаться резонанс. Луч для $k = 1$ проведен штриховой линией, так как он никогда не может пересечь полосу частот.

Если частота вращения турбины будет находиться в области резонансных частот, то при проектировании хорду рабочих лопаток подбирают так, чтобы не было резонанса: между рабочей частотой вращения n_p и ближайшей резонансной частотой вращения $n_{рез}$ должен быть определенный запас. Увеличение хорды поднимает полосу собственных частот пакетов вверх (см. полосу, ограниченную штриховыми линиями на рис. 16.20) и наоборот. Передвигая зону резонансных частот можно уйти от номинальной частоты вращения и исключить на ней резонанс.

Рабочие лопатки необходимо обязательно отстраивать не только от воздействия возмущающих сил первых шести кратностей $f'_{возм} = kn_c$, но и от кромочных следов, частота которых $f''_{возм} = z_c n_c$. Опасность разрушения существует тогда, когда может возникнуть резонанс по тонам A_0 , B_0 и A_1 .

Следует обратить внимание на то, что отстройка от резонанса при проектировании выполняется в соответствии с ГОСТ или отраслевыми стандартами. В этих документах часто не предусматривается отстройка от резонанса от действия возмущающих сил высоких кратностей ($k = 7, 8$), от кромочных следов с частотой $f'_B = 2n_c z_c$ и $f_B = 3n_c z_c$, от изгибно-крутильных форм колебаний, хотя часто именно они являются причиной поломок, особенно на головных недостаточно освоенных образцах турбин.

Необходимо подчеркнуть, что отстройка лопаток — это очень delicate операция и выполнять ее могут только турбинные заводы или организации, имеющие лицензию. Поэтому какая-либо «самодеятельность» при ремонте и какие-либо отступления от формы лопатки, материала, условий закрепления на колесе, конструкции бандажа должны быть, безусловно, исключены. Отступление от этого требования может привести не только к разрушению лопаток, но и к тяжелой аварии всей машины.

16.3.5.4. Демпфирование колебаний. Хотя на этапе проектирования облопачивание всегда стремятся спроектировать так, чтобы исключить резонанс, это удается не всегда.

Прежде всего, отстройку можно выполнить только для определенной частоты вращения, обычно рабочей. Но в процессе повышения частоты при пуске или ее снижении валопровод турбины проходит, а иногда и работает ограниченное время на резонансных частотах. Эти резонансы иногда называют «проходными». Накопление повреждений при прохождении резонансов зависит от скорости изменения частоты вращения и демпфирования.

Другой пример: лопатки, имеющие высокую частоту собственных колебаний, практически отстроить от резонанса невозможно. Действительно, если средняя частота собственных колебаний пакета равна f_{cp} , разброс собственных частот Δ , а частота вращения n , то условие возможности отстройки от резонанса:

$$(1 + \Delta)f_{cp} - (1 - \Delta)f_{cp} < n.$$

Отсюда следует соотношение

$$2\Delta f_{cp} < n.$$

Предельно допустимый разброс частот лопаток составляет $\Delta = 8\%$. Это означает, что при $n = 50$ об/с возможна отстройка рабочих лопаток, частоты которых меньше 312 Гц. Можно сделать и другую оценку. Возмущающие силы при кратности $k > 6$ в большин-

стве случаев не опасны. Это соответствует средней частоте собственных колебаний $f_{\text{ср}} = 300$ Гц. Для этого разброс не должен превышать значения

$$\Delta = n/2 f_{\text{ср}} = 50/(2 \cdot 300) = 0,083 \approx 8 \%$$

Таким образом, резонансные колебания — часто неизбежное явление, и задача состоит в том, чтобы обеспечить надежную работу и в условиях резонанса. Одним из мероприятий по снижению динамических напряжений в рабочих лопатках является демпфирование. Как видно из соотношения (16.9), динамические напряжения при резонансе обратно пропорциональны декременту колебаний η . В свою очередь, значение фактического декремента колебаний определяется рассеянием энергии в материале рабочей лопатки, характеризуемой декрементом колебаний $\eta_{\text{м}}$, и рассеянием энергии в связях и соединениях: между хвостовиком и ободом диска, между торцом лопатки и приклепанным бандажом, между лопаткой и проволоочной связью, свободно вставленной в отверстие лопатки (демпферная связь). Это демпфирование определяет значение конструкционного декремента $\eta_{\text{к}}$. Таким образом

$$\eta = \eta_{\text{м}} + \eta_{\text{к}}$$

Декремент $\eta_{\text{м}}$ зависит от марки материала и амплитуды напряжений $\sigma_{\text{а}}$, температуры, термообработки, предела текучести и других характеристик. Лопаточные стали, особенно стали, содержащие 13 % хрома, обладают высокими значениями декремента по сравнению, например, с материалами роторов (низколегированными сталями). Декремент колебаний в материале составляет 1—2,5 %.

Значение конструкционного декремента колебаний $\eta_{\text{к}}$ также зависит от множества факторов: от уровня напряжений, силы контакта между трущимися поверхностями, размеров соединений и т.д. В целом декремент конструкционного демпфирования в несколько раз больше, чем коэффициент демпфирования в материале.

16.3.5.5. Уменьшение статических напряжений изгиба. При невозможности отстроить рабочие лопатки от резонанса и после принятия всех возможных мер по уменьшению действующих сил (пакетирование лопаток), по снижению напряжений путем демпфирования, единственной возможной мерой обеспечения надежности рабочих лопаток является, как видно из формулы (16.9), снижение статических напряжений изгиба. Необходимость такой меры

обусловлена и тем, что как определение возмущающих сил, так и коэффициентов демпфирования в настоящее время не может быть выполнено с достаточной точностью. Именно этим объясняется низкий уровень допустимых напряжений на изгиб, особенно для ступеней с парциальным подводом.

16.3.5.6. Причины усталостных поломок рабочих лопаток в условиях эксплуатации и их предупреждение. Все рабочие лопатки паровых турбин можно разделить на две группы.

К первой группе относятся низкочастотные лопатки, частота которых менее 300 Гц. Такие лопатки обязательно отстраиваются от резонанса с возмущающими силами частоты $f'_{\text{возм}} = kn$, где $k = 2, 3, \dots, 6$. Возмущающие силы частоты $f''_{\text{возм}} = nz_{\text{с}}$ для таких лопаток не представляют опасности.

Ко второй группе относятся высокочастотные лопатки, которые не могут быть отстроены от резонанса с возмущающими силами частоты $f'_{\text{возм}}$ (да в этом и нет необходимости); зато эти лопатки обязательно отстраиваются от резонанса с возмущающими силами частоты $f''_{\text{возм}}$.

Разрушение рабочих лопаток первой группы от усталости чаще всего связано с возникновением резонанса, на работу в условиях которого не рассчитывалась лопатка. Это возникает в следующих случаях.

1) при реализации в условиях эксплуатации резонансов таких форм, на которые лопатки не рассчитывались при проектировании. Это, например, изгибно-крутильные колебания пакетов, при которых обычно сначала возникают трещины в углах отверстий под шипы, или резонансные колебания кратностей, выше 6-й, возникающие в тех случаях, когда возмущающие силы таких кратностей имеют повышенную амплитуду. Такие резонансы обычно характерны для головных образцов турбин. Их выявление часто оказывается довольно сложной задачей. Внесение соответствующих изменений в конструкцию позволяет избежать таких резонансных поломок в последующих модификациях турбин;

2) при изменениях частоты собственных колебаний лопаток в процессе монтажа, ремонта и эксплуатации из-за:

изменения профиля лопатки вследствие эрозийного износа, что приводит к изменению собственных частот;

изменения условий закрепления лопатки в хвостовом соединении, в соединении лопатки с шипом

и в проволочных связях. Во всех этих случаях жесткость пакетов уменьшается, и их частота колебаний становится ниже и может возникнуть резонанс; некачественная притирка контактирующих торцевых поверхностей рабочих лопаток, особенно замковых, некачественная припайка бандажей и скрепляющих проволочек к лопаткам, некачественная расклепка, плохое закрепление замковых лопаток на диске — все это частые причины уменьшения частоты собственных колебаний пакетов и лопаток;

появления трещин в бандаже и проволочных связях. Появление трещин приводит к тому, что число лопаток в пакете как бы уменьшается и, как следствие, изменяется частота собственных колебаний и увеличивается значение пакетного множителя χ ;

отрыва бандажей или скрепляющих проволочек. Даже в том случае, когда их куски не приведут к поломкам проточной части, эффект пакетирования исчезнет, частота собственных колебаний изменится и, главное, пакетный множитель возрастет до значения $\chi = 1$.

3) при изменении частоты возмущающей силы, определяемой частотой вращения турбоагрегата. Потребители электроэнергии и соответственно ГОСТ обычно требуют, чтобы частота сети поддерживалась с высокой точностью ($\pm 0,1$ Гц), так как при снижении частоты уменьшается производительность оборудования, например станков, а при ее увеличении возникает опасность перегрузки электродвигателей оборудования. На практике, однако, из-за нехватки электроэнергии днем частота сети падает значительно ниже, а ночью из-за ее избытка — существенно растет. При проектировании это обстоятельство учитывается, и турбинные заводы гарантируют безаварийную работу лопаток турбины в диапазоне частоты сети 49,0—50,5 Гц. При других частотах вращения, когда имеется реальная возможность резонанса, время работы должно быть ограничено.

Разрушение рабочих лопаток второй группы (высокочастотных) от усталости связано либо с увеличением возмущающих сил выше расчетных, либо со снижением демпфирования. Увеличение возмущающих сил происходит:

при некачественной сборке при монтаже и ремонте, когда половины диафрагм могут быть неплотно пригнаны друг к другу;

при замытии выходных кромок ряда сопловых лопаток при монтаже или ремонте, вследствие которого технологическая неоднородность каналов диафрагмы увеличивается;

при обрыве бандажей и связей, увеличивающего значение пакетного множителя до единицы, и проволочного опасные формы колебаний.

16.4. КОРРОЗИОННАЯ УСТАЛОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.4.1. Понятие коррозионной усталости

Коррозионной усталостью называют совместно протекающие и ускоряющие друг друга процессы язвенной коррозии и обычной (механической) усталости, следствием которых является преждевременное усталостное разрушение лопатки.

Таким образом, главным внешним признаком коррозионной усталости является возникновение и развитие трещины, идущей от язвы. Однако отсутствие язв при усталостном разрушении еще не означает отсутствие влияния коррозионных эффектов. Это является одной из причин занижения числа повреждений рабочих лопаток от коррозионной усталости. В частности, даже в чистой воде снижаются усталостные характеристики материала, хотя при этом язвы не образуются.

Условно процесс разрушения при коррозионной усталости можно разделить на следующие стадии.

На первой стадии протекают процессы механической усталости и образования язв на поверхности. Образование язв — это, по-видимому, самый характерный признак коррозионной усталости. Заканчивается эта стадия образованием небольшой трещины в одной или нескольких язвах.

На второй стадии происходит развитие трещины до критического размера и быстрое хрупкое разрушение детали.

Хотя процессы язвенной коррозии и механической усталости протекают одновременно и усиливают друг друга, тем не менее, имеет смысл рассматривать их сначала отдельно.

Язвенная коррозия — это электрохимический процесс, для протекания которого необходимо иметь:

1) гальваническую пару, т.е. участки поверхности с разным электрическим потенциалом, которые всегда существуют;

2) электролит, т.е. водный раствор веществ, диссоциирующих на ионы;

3) деполяризатор — вещество, препятствующее накоплению водорода на катоде и прекращающее химическую реакцию.

Протекание язвенной коррозии определяется следующими факторами:

1) материалом и его микроструктурой, определяющими наличие гальванической пары; дополнительная возможность для образования пара создается приложенными напряжениями, которые в микрообъеме всегда неоднородны, и чистотой поверхности;

2) средой, определяемой концентрацией электролитов и подвижностью ионов;

3) наличием деполяризаторов, которым чаще всего выступает кислород.

Следует подчеркнуть одну характерную деталь язвенной коррозии: она развивается во времени.

Остановимся кратко на механизме язвенной коррозии рабочих лопаток.

При погружении лопаток в воду на первом этапе происходит общая коррозия, в результате которой на поверхности возникает слой оксидов, главным образом хрома. Оксид хрома образует на поверхности прочную пленку, не растворяющуюся в воде. Этим обуславливается пассивное состояние поверхности и прекращение процесса окисления. Однако поверхность лопатки в силу физической и электрической неоднородности представляет собой совокупность микроэлементов с различным электрическим потенциалом, иными словами — набор гальванических пар. Поэтому, при наличии сильного (не воды!) электролита и деполяризатора (кислород в щелочной среде или водород — в кислотной) в зонах с наибольшим потенциалом начинает работать гальванический элемент и возникает язва — зона поверхности с разрушенной защитной пленкой, т.е. с поверхностью в активном состоянии, с которой происходит активный переход материала в раствор. *Язвы прежде всего возникают в зонах концентрации напряжений, где наибольшая физическая неравномерность, способствующая образованию гальванических пар.* Кроме того, концентраторы с малым радиусом скругления, особенно расположенные на горизонтальных поверхностях, часто накапливают агрессивные примеси вследствие трудностей их механического удаления или упаривания раствора (тому же способствует недостаточная чистота поверхности).

16.4.2. Разрушение рабочих лопаток от коррозионной усталости

Статистика повреждений лопаток от коррозионной усталости противоречива.

Одно из самых обстоятельных исследований повреждений рабочих лопаток ЦНД и роли в них

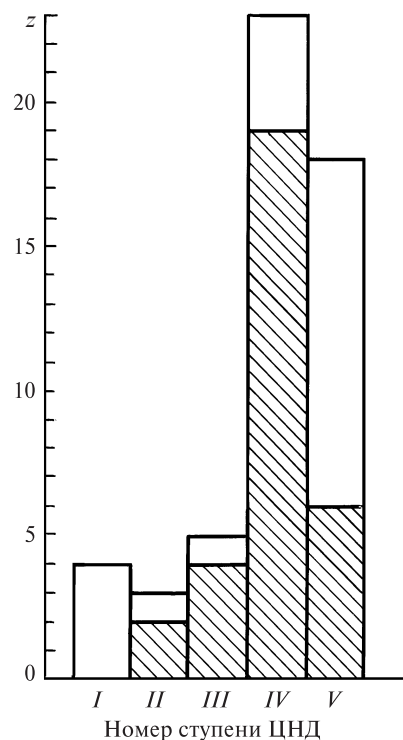


Рис. 16.21. Гистограммы количества разрушившихся лопаток по ступеням ЦНД и доля лопаток, разрушившихся от коррозионной усталости (заштрихованные области)

коррозионной усталости выполнено в США. На 50 турбинах, введенных после 1960 г., произошло 65 аварий: только две из них закончились язвенной коррозией без разрушения, при остальных авариях были разрушения одного или более рядов рабочих лопаток.

Роль коррозионной усталости весьма четко видна из рис. 16.21: основной вклад в разрушение рабочих лопаток ЦНД внесла предпоследняя ступень, работающая в зоне фазового перехода, где концентрация примесей в образующихся агрессивных растворах максимальна (см. п. 16.4.3). В основном разрушения происходили от коррозионной усталости. Для лопаток последней ступени, где статические напряжения выше, образующиеся агрессивные растворы имеют меньшую концентрацию и разрушений меньше. В предпредпоследней ступени, где зона фазового перехода может возникать периодически, малы статические напряжения и разрушения также происходят реже.

Гистограммы на рис. 16.22 иллюстрируют зоны поломок лопаток. Видно, что максимум поломок и рабочих частей, и хвостовиков, и связей приходится

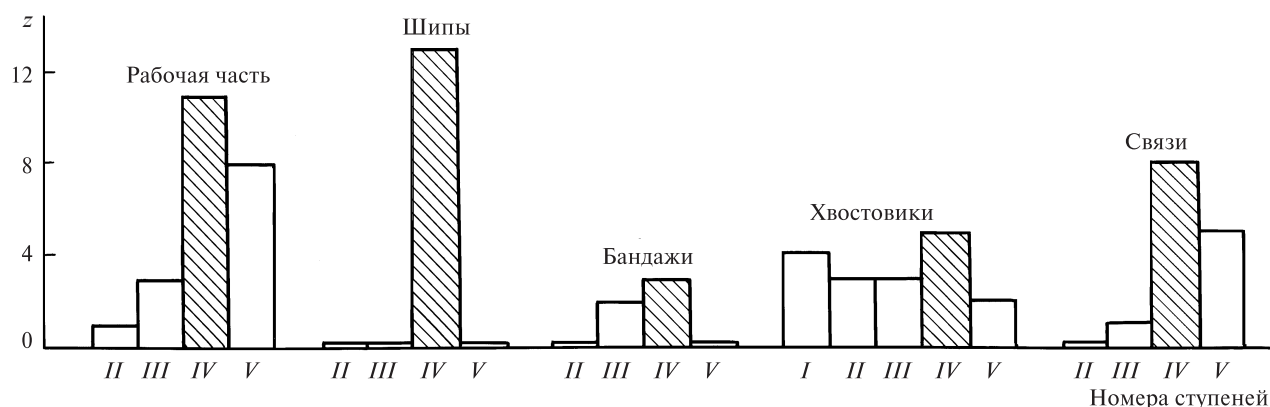


Рис. 16.22. Гистограммы количества поломок z элементов облопачивания ЦНД

на предпоследнюю ступень. Поломки шипов возникают только в предпоследней ступени, а основная доля поломок, приходится на рабочую часть.

Аналогичная статистика разрушения рабочих лопаток получена в Германии. Для иллюстрации на рис. 16.23 приводятся данные за трехлетний период. Основная доля аварий рабочих лопаток приходится на ЦНД: на них падает 62 % аварий, причем 2/3 из них — на зону фазового перехода.

С другой стороны фирма «Дженерал Электрик» не имела серьезных вынужденных простоев из-за коррозионной усталости и коррозионного растрескивания. Объясняет это фирма тем, что с 30-х годов она знает о снижении усталостных свойств материалов в присутствии в среде NaCl и NaOH и принимает при проектировании соответствующие запасы прочности. Всего фирма имеет 19 случаев коррозионной усталости для ступеней, работающих в области фазового перехода. Время появления трещин составляет 3—15 лет. Во всех случаях разрушения отмечается плохое качество пара, которое, по мнению фирмы «Дженерал Электрик», является

определяющим в возможности коррозионной усталости. Фирма отмечает, что язвенной коррозии подвергаются практически все ступени ЦНД. На первый взгляд это кажется необъяснимым, так как отсутствие влаги и кислорода в «сухих» ступенях при работе турбины не может привести к коррозии. С другой стороны, во «влажных» ступенях агрессивные растворы сильно разбавлены. Фирма считает, что в основном язвенная коррозия происходит во время стоянки, когда в цилиндр проникает влага и кислород и образуются агрессивные растворы.

Существует точка зрения, что там, где имеется химический контроль, независимо от способа обработки питательной воды, проблем язвенной коррозии не существует, так как после определенной наработки рабочие лопатки покрываются плотно прилегающей тонкой пленкой оксидов, защищающих металл от агрессивной среды. При этом, однако, подчеркивается, что особое внимание уделяется конструкционному демпфированию с помощью бандажей и связей, снижающему вибрационные напряжения. В то же время, как уже отмечалось выше, другие фирмы часто объясняют малое число повреждений именно отсутствием бандажей, шипов, проволочек, на которые приходится 46 % разрушений.

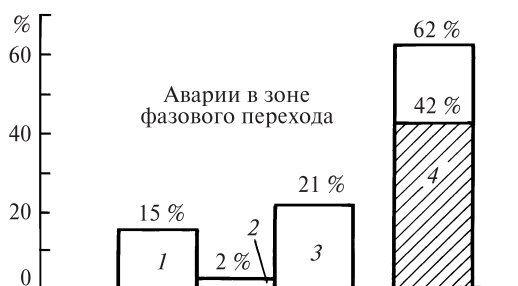


Рис. 16.23. Процент аварий рабочих лопаток в различных цилиндрах турбин по исследованиям в Германии
1 — регулирующие ступени; 2 — ЦВД; 3 — ЦСД; 4 — ЦНД

16.4.3. Основные особенности коррозионной усталости материалов

Главной особенностью коррозионной усталости лопаток является образование в процессе усталости язв и появление в них трещин усталости. Другим важным признаком коррозионной усталости представляется возможность разрушения при весьма малых амплитудах напряжений или, иными словами, *отсутствии предела усталости даже при весьма*

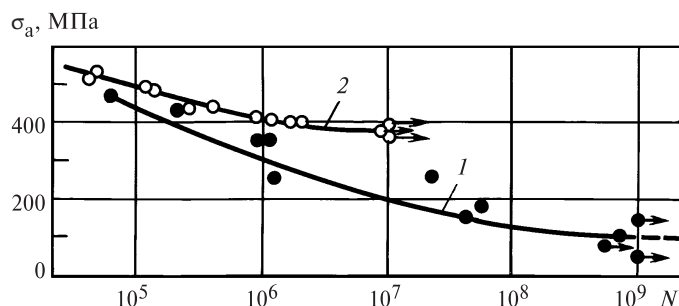


Рис. 16.24. Кривые усталости лопаточной стали при симметричном цикле в 0,03 %-ном растворе NaCl (кривая 1) и на воздухе (кривая 2)

больших баз по числу циклов. На рис. 16.24 показаны кривые усталости для лопаточной стали на воздухе и в 0,03 %-ном растворе NaCl. Хорошо видно, что на воздухе предел усталости обнаруживается уже при $2 \cdot 10^6$ циклах и составляет 380 МПа. В среде NaCl он является сомнительным даже при 10^9 циклов при амплитуде напряжений $\sigma_a = 100$ МПа. Поэтому при усталостных разрушениях рабочих лопаток при малых напряжениях всегда надо искать в качестве одной из причин возможность существования агрессивной среды.

Рассмотрим основные факторы, определяющие возможность коррозионной усталости.

16.4.3.1. Агрессивность среды. С увеличением концентрации NaCl сопротивление материала усталости падает. Это хорошо видно из рис. 16.25, относящемуся к испытаниям с одинаковой амплитудой напряжений 340 МПа. Можно также отметить, что с увеличением концентрации агрессивных веществ наблюдается определенное «насыщение» уменьшения долговечности, и поэтому концентрация NaCl, превышающая 5 %, по-видимому, уже слабо влияет на долговечность.

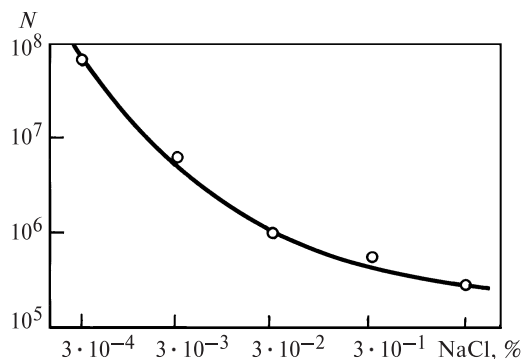


Рис. 16.25. Влияние концентрации NaCl на усталостную долговечность при постоянной амплитуде напряжений

Снижение усталостных свойств происходит не только в водных растворах, но и в паровой среде. Даже в чистом паре при напряжениях, меньших предела усталости, долговечность меньше, чем на воздухе, хотя сам предел усталости остается неизменным. В паре с 3 % NaCl также происходит снижение долговечности, однако в меньшей степени, чем в водных растворах.

Большое влияние на усталостную долговечность оказывает совокупное влияние характера среды и содержания свободного кислорода. При переходе от щелочной среды к кислой даже в чистой воде амплитуда разрушающих напряжений уменьшается в 4—5 раз. Укрупненное итоговое влияние всех этих параметров для лопаточных сталей иллюстрируется рис. 16.26. Даже в чистой воде сопротивление усталости уменьшается, причем в тем большей степени, чем больше база испытаний. С увеличением содержания кислорода, ионов хлора и кислотности

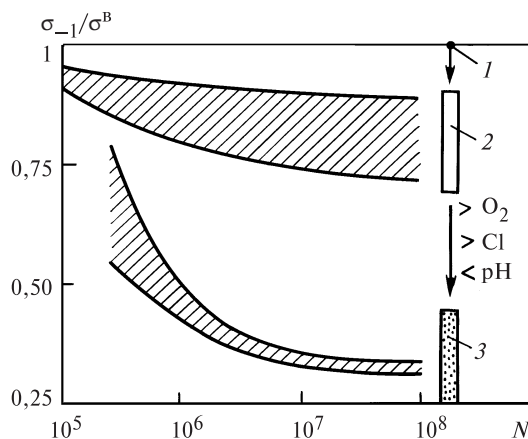


Рис. 16.26. Относительное уменьшение предела усталости для различных агрессивных сред

1 — испытания на воздухе; 2 — полоса разброса для различных материалов для испытаний в чистой нейтральной воде; 3 — то же для растворов NaCl

сти среды сопротивление усталости падает. В растворах, содержащих значительный процент агрессивных примесей, предел усталости может уменьшаться в 3—3,5 раза по сравнению с пределом усталости на воздухе.

16.4.3.2. Условия нагружения материала. На сопротивление коррозионной усталости влияют амплитуда напряжения, среднее напряжение цикла, концентрация напряжений и чистота поверхности.

С ростом амплитуды вибрационных напряжений долговечность, естественно, уменьшается. Основное отличие от обычной усталости состоит лишь в том, что повреждающими оказываются и очень малые амплитуды напряжений, что выражается в отсутствии предела усталости.

Влияние среднего напряжения оказывается относительно более существенным, чем при механической усталости: кривая предельных амплитуд сдвигается в сторону меньших напряжений. Среднее напряжение играет очень большую роль и при получении характеристик материала в агрессивных средах: кривые усталости следует получать экспериментально, а не использовать для этой цели упрощенные расчетные методы.

Влияние концентрации напряжений на воздухе и в агрессивной среде проявляется по-разному. На воздухе оно оказывается весьма сильным и монотонно зависит от коэффициента концентрации. В агрессивной среде, во-первых, исчезает физический предел усталости и, во-вторых, появляются другие факторы, отодвигающие факт концентрации напряжений на второй план. Таким фактором являются язвы, которые образуются в первую очередь в зонах концентрации напряжений. Глубина типичных язв составляет 10—20 мкм. По существу язва — это глубокий «колодец», концентрация солей внутри которого может быть существенно выше, чем средняя. Поэтому даже при концентрации NaCl всего в $3 \cdot 10^{-4}$ % заметно снижение предела усталости. По некоторым исследованиям язвы сохраняют такой размер независимо от концентрации NaCl, приложенных напряжений и коэффициента концентрации. Именно этим можно объяснить слабое влияние коэффициента концентрации на усталостную долговечность: определяющим является образование язв в концентраторе, а не влияние его самого.

Прямое влияние язв на итоговое сопротивление усталости показано на рис. 16.27: даже на воздухе для образцов с язвами оно оказывается в 2,5—2,7 раза меньше.

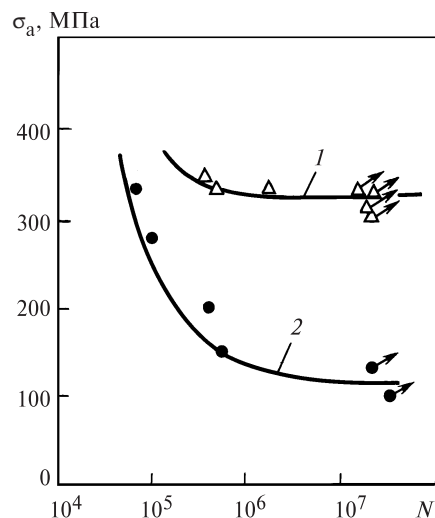


Рис. 16.27. Кривые усталости для образцов без коррозионных язв (кривая 1) и с язвами (кривая 2)

16.4.3.3. Основные закономерности образования язв. Остановимся на некоторых основных результатах исследований язвенной коррозии применительно к лопаточным материалам и условиям в паровых турбинах.

Для исследования факторов, влияющих на образование язв, выполнены специальные опыты. На пластину из лопаточной стали наносился слой искусственных «отложений» толщиной 0,3 мм. Их состав был близок к составу реальных отложений: более 80 % Fe_3O_4 , в пределах 10 % SiO_2 . На покрытие прикреплялась фильтровальная бумага, весь этот «слоеный пирог» зажимался, и конец пластины вместе с фильтровальной бумагой опускался в воду. Вода поднималась вверх по бумаге, смачивала слой искусственных отложений и тем самым имитировалось увлажнение слоев отложений в турбинах. Выдержка при испытаниях составляла 10 сут, а иногда — 30 сут.

Опыты показали, что размер образующихся язв прежде всего зависит от характера среды: чем выше ее кислотность, тем больше диаметр образующихся язв. Роль образующихся язв весьма значительна. Во-первых, язвы — это очаги разрушения пассивирующей пленки, в которые облегчается доступ к свежему металлу агрессивных веществ, что ускоряет процессы коррозии. Во-вторых, язвенные колодцы — это концентраторы агрессивных веществ. При попадании в них влаги образующиеся водные растворы не могут смываться потоком пара, что определяет их значительное влияние. В-третьих, язвы — это интенсивные концентраторы напряжения, ускоряющие процессы усталостного разрушения материала.

16.4.3.4. *Рост трещин при коррозионной усталости.* Совместное протекание процессов усталости и коррозии, в конце концов, приводит к появлению в язвах микротрещин. По наблюдениям поверхности испытанных образцов, первые самые малые микротрещины образуются у язв диаметром даже 1 мкм (по другим наблюдениям — до 3 мкм), которые, в свою очередь, возникают даже при концентрации $\text{NaCl } 3 \cdot 10^{-4} \%$. Такие микротрещины можно наблюдать на поверхности неразрушенных образцов после 10^9 циклов приложения нагрузки.

На рис. 16.28 показано сравнение скорости развития трещин в зависимости от размаха коэффициента интенсивности [область справедливости формулы (16.16)] и коэффициента асимметрии в двух средах: в вакууме и 22 %-ном растворе NaCl . Качественно характер зависимостей одинаков, однако имеется и ряд особенностей развития трещин в коррозионной среде.

Во-первых, скорость развития трещин в ней существенно выше. Она увеличивается с уменьшением размаха ΔK ; при малых ΔK разница в скоростях развития трещины в вакууме и в агрессивной среде может достигать 2—3 порядков.

Во-вторых, если в области справедливости зависимости (16.16) в воздухе асимметрия нагружения практически не сказывается, то в агрессивной сре-

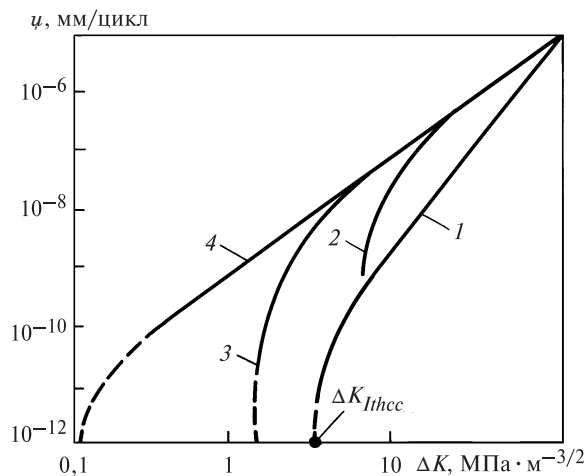


Рис. 16.28. Зависимости скорости роста усталостных трещин от размаха коэффициента интенсивности для различных сред и условий нагружения

1 — испытания в вакууме; 2 — испытания в аэрированной воде при температуре 85°C в 22 %-ном растворе NaCl при коэффициенте асимметрии нагружения $R = 0,05$; 3 — то же для $R = 0,5$; 4 — то же для $R = 0,9$

де, особенно при малых ΔK , влияние асимметрии становится очень существенным.

В-третьих, как и при усталости на воздухе, обнаруживается порог развития трещины коррозионной усталости ΔK_{Itacc} , значение которого зависит от асимметрии цикла и агрессивности среды.

16.4.4. Источники агрессивных веществ и механизмы их концентрирования в ЦНД

Агрессивность среды, точнее водных растворов агрессивных компонентов зависит от ряда факторов, главными из которых являются:

- природа агрессивной примеси;
- ее концентрация;
- кислотность (или щелочность) среды;
- содержание кислорода;
- температура.

Наиболее обстоятельный анализ состава примесей, содержащихся в паре, выполнен фирмой «Вестингауз», проанализировавший 812 проб отложений от 104 турбин, питающихся от различных котлов. Установлено, что в состав отложений входит 154 соединения: оксиды, силикаты, сульфаты, фосфаты, карбонаты, хлориды, кислоты и т.д. Фирма считает, что при оценке возможности коррозионной усталости из них необходимо учитывать, по крайней мере, 50. Наиболее важными являются: NaCl , NaOH , Na_2SO_4 , Na_3PO_4 , Na_2SiO_3 и др.

Правильная оценка агрессивности этих компонент важна по двум причинам. Во-первых, их знание позволит принять меры для исключения их попадания в турбину. Во-вторых, можно назначить среду для изучения сопротивления коррозионной усталости материала в ней.

Можно считать доказанным, что одной из самых агрессивных примесей являются хлориды, однако не исключается, что более агрессивной может оказаться и смесь солей. Этот вопрос сегодня остается открытым; подвергается сомнению даже сама постановка задачи о выборе универсальной среды для испытаний, во-первых, потому, что условия работы разных ступеней ЦНД различны, во-вторых, потому, что для разных материалов и разных условий нагружения влияние среды может быть прямо противоположным.

Источники примесей, циркулирующих или выпадающих в паровой турбине, можно разделить на две категории: внутренние и внешние.

Внутренним источником являются металлические поверхности конденсатно-питательного тракта (трубная система подогревателей и трубопроводы), окисление которых вследствие наличия кислорода, неизбежно проникающего в тракт, приводит к появлению оксидов железа (Fe_2O_3) и меди (CuO). Растворимость CuO , достаточно высокая в перегретом паре, резко уменьшается с уменьшением давления. Поэтому CuO выпадает в основном в ЦВД. Гепатит Fe_2O_3 выпадает по всей проточной части турбины, и, в основном, в ЦНД. И CuO , и Fe_2O_3 не являются сами по себе агрессивными веществами, вызывающими язвенную коррозию.

Основным способом поддержания слабой непрерывной окисляемости конденсатно-питательного тракта является создание и поддержание на поверхности пассивирующей защитной пленки магнетита Fe_3O_4 . Для этого необходимо выдерживать в жестких пределах водный режим. В настоящее время применяют два режима: гидразинно-аммиачный и нейтрально-кислородный.

Гидразинно-аммиачный режим обеспечивает щелочной режим вследствие подачи гидразина и аммиака, которые, взаимодействуя с водой, обеспечивают избыток ионов OH^- . При этом происходит связывание свободного кислорода. ПТЭ требует для нормальной работы рН на уровне $9,1 \pm 0,1$. Однако для создания надежной пассивирующей пленки требуется рН 9,5—9,8. В принципе его можно создать, однако при наличии в тракте латуни, особенно в низкотемпературной части (конденсатор, ПНД), возникает аммиачная коррозия медных сплавов и занос ЦВД оксидами меди. Значение рН $9,1 \pm 0,1$ — это компромисс между окислением железа и меди. Этот режим с высокими рН может успешно применяться при использовании в теплообменниках и конденсаторе титановых или нержавеющей труб.

При использовании нейтрально-кислородного режима с подачей газообразного кислорода в количестве примерно 200 мг/кг на поверхности также образуется прочная защитная пленка, однако аммиачной коррозии при этом не происходит. Однако этот режим требует очень высокого качества воды, исключая образование электролитов, т.е. растворов солей. Это делает возможным его применение только при наличии конденсатоочистки, которая всегда устанавливается на энергоблоках СКД.

Главным внешним источником нечистот являются присосы сырой воды в конденсаторе.

Именно конденсатор является источником в цикле всех тех соединений, о которых говорилось выше. Главными из них являются оксид кремния SiO_2 и Na_2SiO_3 , а кроме них NaCl и Na_2SO_4 , вызывающие язвенную коррозию рабочих лопаток.

В теплофикационных ПТУ с возвратом конденсата греющего пара сетевых подогревателей в цикл серьезным источником являются присосы загрязненной сетевой воды.

В общем случае составы пара, поступающего к турбине, и конденсата отличаются в зависимости от типа котла и принятой системы очистки конденсата.

При прямоточном котле качество питательной воды однозначно определяет качество пара. Именно поэтому энергоблок с прямоточным котлом оборудуют конденсатоочисткой — блочной обессоливающей установкой (БОУ), которая должна задерживать все образующиеся и поступающие в конденсат оксиды и соли и выводить их из цикла. Конденсатоочистка почти полностью удаляет нечистоты, поэтому на современных ТЭС должна быть 100 %-ная конденсатоочистка. Однако решить полностью проблему коррозии при введении конденсатоочистки нельзя, поскольку при некоторых режимах, в частности, при пусках и остановках пар имеет худшее качество.

На другом принципе построена очистка пара в барабанном котле. В таком котле переход примесей из кипящей воды в пар происходит в соответствии с их коэффициентами распределения. Коэффициент распределения — это отношение количества примесей, растворяемых в паре и воде. Поскольку для NaCl его значения находятся на уровне 10^{-4} , то в пар переходит лишь незначительная часть NaCl , если бы не было капельного уноса и попадания примесей на участке от котла до турбины. Поскольку в каплях концентрация NaCl велика, то даже небольшой капельный унос приводит к существенному заражению солями пара.

Дополнительный ввод агрессивных примесей происходит с впрыском воды в паропровод свежего пара при регулировании его температуры, если для этого используется питательная вода, а не конденсат, полученный в испарителе и специальном конденсаторе.

Дополнительными внешними источниками примесей являются присосы воздуха, химводоочистка, водоприготовительная установка, остатки химикатов, используемых для обработки воды и химической отмывки котлов.

Требования к качеству пара сформулированы в правилах технической эксплуатации, однако, к

Таблица 16.1
Требования норм и реальное качество пара на
электростанциях США

Показатель	Максимальная концентрация, мкг/кг					
	pH	O ₂	Na ⁺	Cl ⁻	SiO ₂	Fe
Среднее значение по нормам различных фирм для различных котлов для пара ЦНД	8,55—9,26	11,6	6,5	1,5	17,4	17,4
Значения, замеренные на 42 турбинах:						
среднее	8,7	12,1	6,2	4,4	12	—
максимальное	9,6	20	58	42	20	—
минимальное	6,3	< 5	< 1	< 1	< 10	—

сожалению, они часто не выполняются персоналом электростанций (табл. 16.1). Видно, что, хлоридов гораздо больше (в 3 раза), но еще хуже то, что диапазон их содержания может быть на порядок больше. Вместе с тем, очевидно, что абсолютное содержание агрессивных примесей в паре ничтожно и, естественно, возникает вопрос: может ли оно приводить к ощутимому снижению сопротивления коррозионной усталости?

Прямые опыты фирмы «Вестингауз» в воде с количеством примесей, в 100 раз превышающим нормальные (NaCl — 2000 мкг/кг; SiO₂ — 5000 мкг/кг; Na₂SO₄ — 2000 мкг/кг; NaOH — 2000 мкг/кг), показали очень слабое снижение пределов усталости по сравнению с испытаниями в деионизированной воде. Слабое влияние примесей в стандартном количестве на предел усталости и одновременно многочисленные случаи разрушений свидетельствует о том, что в турбинах действуют механизмы концентрирования, главными из которых являются:

отложения;

испарения и подсушка растворов;

появление концентрированной жидкой фазы при переходе через линию насыщения.

Ряд исследователей считают отложения *основным источником* образования концентрированных растворов, приводящих к коррозионной усталости.

Процесс образования отложений при фиксированных условиях работы — это динамическое равновесие трех процессов: выпадения отложений из расширяющегося пара, их осаждения на поверхности и эрозии образующихся отложений. При пусках и остановках отложения могут смываться вла-

гой. При этом соли могут снова растворяться в паре и уноситься им.

Выпадение отложений происходит вследствие уменьшения растворимости примесей в паре с падением давления. Вместе с тем этот механизм образования отложений не очень ясен, так как скорость расширения пара велика и время пребывания его во всей турбине составляет всего примерно 0,2 с.

Надо также иметь в виду, что даже равновесная растворимость зависит от присутствия других веществ, например, в присутствии NH₄ равновесная растворимость NaCl увеличивается. Поэтому необходимо изучение химических и поверхностных эффектов для типичных смесей компонент, имеющих место в ЦНД. В первом приближении, по-видимому, можно считать, что твердые отложения на рабочих лопатках возникают вследствие уменьшения растворимости ряда веществ при уменьшении давления вследствие расширения пара.

Для коррозионной усталости в первую очередь имеет значение образование растворов хлористого натрия NaCl. Термодинамический анализ процесса расширения раствора NaCl показывает, что практически во всей турбине NaCl находится в паре в твердом состоянии и потому не опасен, но в области фазового перехода несколько выше линии насыщения в очень узкой зоне образуются жидкие растворы NaCl (для турбин ТЭС при давлении меньшем 0,1 МПа). Это было обнаружено прямыми измерениями проводимости конденсата на различных турбинах.

Образующиеся твердые отложения в основном состоят из кремниевой кислоты и оксидов железа, которые сами по себе не вызывают язвенной коррозии и соответственно коррозионной усталости. Однако для них характерна пористая поверхность, которая работает как губка, впитывая в себя и удерживая концентрированные растворы агрессивных солей. Агрессивность накопленных солей проявляется всякий раз при смачивании и испарении (за счет концентрации). При этом увеличивается и концентрация агрессивных веществ.

Отложения на поверхности лопаток осаждаются неравномерно. Интенсивность образования язв тем выше, чем больше отложений. Сам их характер также может быть различным: в частности, они могут быть «кислыми» (с малыми значениями pH), что увеличивает их коррозионные воздействия.

Вместе с тем установлено, что при концентрации хлоридов в отложениях менее 0,2—0,5 % кор-

розии не возникает. Из почти 100 осмотренных турбин такую концентрацию имели около 61 %.

Вторым основным механизмом концентрирования агрессивных растворов в турбинах считаются их испарение и подсушка. Этот механизм работает в области влажного пара в тех зонах, где температура металла становится периодически выше температуры пара. На таких поверхностях влага испаряется, а нелетучие примеси остаются.

Третий механизм — образование жидкой фазы. Специальные опыты с использованием датчиков проводимости, устанавливаемых сразу же за рабочими лопатками, показали наличие пиков электропроводимости, что свидетельствует о существовании этого механизма.

Кроме содержания агрессивных примесей, важное значение имеет характер среды (кислотная или щелочная) и содержание кислорода. Чем более кислой является среда (меньшее значение pH) и чем больше содержание кислорода в ней, тем она агрессивнее.

16.4.5. Меры предупреждения коррозионной усталости рабочих лопаток

Коррозионная усталость возникает тогда, когда имеется агрессивная среда, высокие общие или местные напряжения и материал, слабо сопротивляющийся язвенной коррозии. Отсюда исследуют главные меры борьбы.

1) обеспечение высокого качества пара на входе в турбину и его поддержание в процессе расширения в турбине. При этом под «качеством пара» следует понимать не только малые содержания агрессивных примесей, но и достаточно высокое значение pH и малое содержание O_2 и на входе в турбину, и в самом ЦНД;

2) обеспечение низких напряжений в лопатках путем их рационального конструирования и выполнения;

3) выбор материала, обеспечивающего высокое сопротивление язвенной коррозии и одновременно удовлетворяющего основным необходимым требованиям.

Относительно «генерального направления» решения проблемы коррозионной усталости точки зрения противоречивы.

Конструкторы, создающие турбины, хорошо представляющие себе трудности создания надежной конструкции и необходимость ее длительной эксплуатационной проверки, но все-таки не доста-

точно глубоко представляющие трудности реальной эксплуатации, трудности измерения малых концентраций веществ и другие факторы, как правило, считают, что главной мерой борьбы с коррозионной усталостью должно быть высокое количество пара.

Эксплуатационный персонал, наоборот, считает, что трудности поддержания высокого качества пара, которое обеспечивается работой всего оборудования ТЭЦ столь велики, что выполнить это условие во всех режимах эксплуатации практически невозможно. Поэтому турбина и ее лопаточный аппарат должны быть спроектированы так и выполнены из такого материала, чтобы турбина не имела коррозионных повреждений. При этом пользователи, в большинстве своем имеют недостаточное представление о том комплексе свойств, которым должны обладать рабочие лопатки и все трудности их создания.

Наконец, позиция металлургов состоит в большинстве случаев в том, что трудно создать материал длительно и надежно работающий в реальных условиях и что можно найти и другие способы повышения сопротивления материала коррозии (например, поверхностный наклеп или защитные покрытия), однако для этого требуются многие годы. При всей противоречивости взглядов считается, что борьбу с коррозионной усталостью следует вести по всем направлениям. Что же касается практического применения тех или иных мер, то они определяются экономическими соображениями. Например, одной из мер борьбы с присосами в конденсаторе является применение титановых трубок, привариваемых к трубным доскам. Однако, одна из проблем, которая возникает при этом, состоит в малом модуле упругости титана и, следовательно, в большом количестве промежуточных перегородок. Это затрудняет смену трубок и, главное, удлинняет ее, что приводит к экономическим потерям.

Аналогичная ситуация с использованием рабочих лопаток из титана для зоны фазового перехода. Обладая высокими механическими свойствами, титановые сплавы в 5—8 раз дороже стали, что при сравнительно редкой повреждаемости рабочих лопаток от коррозионной усталости делает их использование дискуссионным.

Остановимся на некоторых мерах борьбы с коррозионной усталостью.

16.4.5.1. Обеспечение высокого качества пара. Существующие нормы качества пара вполне удовлетворяют требованиям практики. Поэтому, задача состоит в том, чтобы обеспечить их в условиях эксплуатации.

Основным параметром, определяющим чистоту пара, является его проводимость. Поэтому на электростанциях необходим непрерывный контроль проводимости свежего пара и турбинного конденсата. Его изменение позволяет установить появление неплотности в конденсаторе и принять соответствующие меры (локализация утечек, заглушение трубок, удаление загрязненного конденсата из цикла).

16.4.5.2. Оптимизация конструкции рабочих лопаток. Сопротивление коррозионной усталости рабочих лопаток, прежде всего, зависит от их нагруженности постоянными и переменными усилиями. Важным фактором является также частота пусков, при которых лопатки одновременно проходят через резонансные зоны и через линию фазового перехода с подсушкой и соответственно концентрированием агрессивных примесей. Главной мерой борьбы в таких условиях является исключение резонанса, достигаемое мерами, рассмотренными выше.

Альтернативной мерой может быть изменение конструкции самих лопаток. Для рабочих лопаток, работающих в зоне фазового перехода, используют два принципиально разных вида облопачивания.

Первый, наиболее распространенный — рабочие лопатки со связями, как правило, в виде накладного или цельнофрезерованного банджа и демпферных проволок. Главное их достоинство — хорошее демпфирование в условиях резонанса, возникающего вследствие изменения частоты сети или при проходных резонансах.

Другая конструкция — свободно стоящие рабочие лопатки без каких-либо связей. Такие лопатки используют некоторые зарубежные фирмы. Они удовлетворяют всем критериям надежности рабочих лопаток со связями; их стали применяют очень широко, в том числе и для замены выполненных лопаток со связями. Преимуществом таких лопаток является бóльший КПД из-за отсутствия проволок.

Считается, что свободно стоящие лопатки имеют повышенное демпфирование за счет трения в хвостовом соединении, однако следует помнить, что повышенное трение в зонах высоких напряжений могут привести к фреттинг-коррозии. В частности, проблема фреттинг-коррозии играет особую роль для хвостовиков титановых лопаток. Выгоднее иметь трение в зонах малых напряжений (в месте контакта полок цельнофрезерованного банджа или связи).

Хотя демпфирование и играет большую роль, следует иметь в виду, что и рабочие лопатки, имею-

щие высокое демпфирование и цельнофрезерованный бандаж, и свободно стоящие лопатки, практически не имеющие демпфирования, одинаково совершенны. Поэтому, говоря о бóльшей или меньшей склонности этих видов лопаток к коррозионной усталости, следует выяснить, какой из них в бóльшей степени способствует образованию язв. Представляется, что рабочие лопатки со связями способствуют появлению бóльших отложений в «затененных» местах (в отверстиях под проволоку, под банджами), что в целом способствует язвенной коррозии и, следовательно, коррозионной усталости.

16.4.5.3. Выбор материала. В качестве основного материала для рабочих лопаток используется сталь, содержащая 12 % хрома и небольшое количество легирующих добавок. Для рабочих лопаток последних ступеней иногда применяют титановые сплавы. Для лопаток зон фазового перехода используют исключительно хромистые стали.

Хромистые стали имеют многочисленные достоинства, сочетающие высокие прочность и вязкость разрушения, и, главное, высокое демпфирование. Однако в коррозионной среде ее сопротивление усталости резко падает, в первую очередь из-за образования язв, появления и быстрого развития трещин. Поэтому давно ведутся поиски таких новых материалов, которые бы не подвергались язвенной коррозии.

Несмотря на весьма широкий фронт исследования различных материалов, потенциально пригодных для рабочих лопаток, общий вывод практически всех исследователей состоит в том, что использовать новые материалы вместо 12 %-ной хромистой стали следует только в тех случаях, когда нельзя получить достаточно высокого качества пара. Ряд фирм, вообще считает, что их опыт не указывает на необходимость изменения материала для рабочих лопаток, работающих в области влажного пара. Однако одновременно другие фирмы, настаивая на необходимости немедленного изменения материала лопаток, считают, что кардинальное решение проблемы коррозионной усталости будет получено при подборе материала, обладающего, кроме обычно требуемых качеств, еще и высоким сопротивлением коррозионной усталости.

16.4.5.4. Поверхностный наклеп. Известно, что поверхностный наклеп является мощным средством повышения усталостной прочности деталей, особенно в условиях низких температур, где этот на-

клеп сохраняется. Однако при коррозионной усталости он не оправдывается. Связано это прежде всего с тем, что при прохождении язвы под упрочненный слой в зону растягивающих остаточных напряжений сопротивление коррозионной усталости резко снижается. К этому надо добавить, что эрозия также может смыть упрочненный слой.

16.5. КАПЕЛЬНАЯ ЭРОЗИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.5.1. Явление капельной эрозии и ее последствия для рабочих лопаток

Капельной эрозией называется износ поверхности рабочих лопаток под действием капель жидкости, натекающих на поверхность с большой скоростью.

Характерный пример эрозии рабочих лопаток приведен на рис. 16.29. Наиболее интенсивной эро-

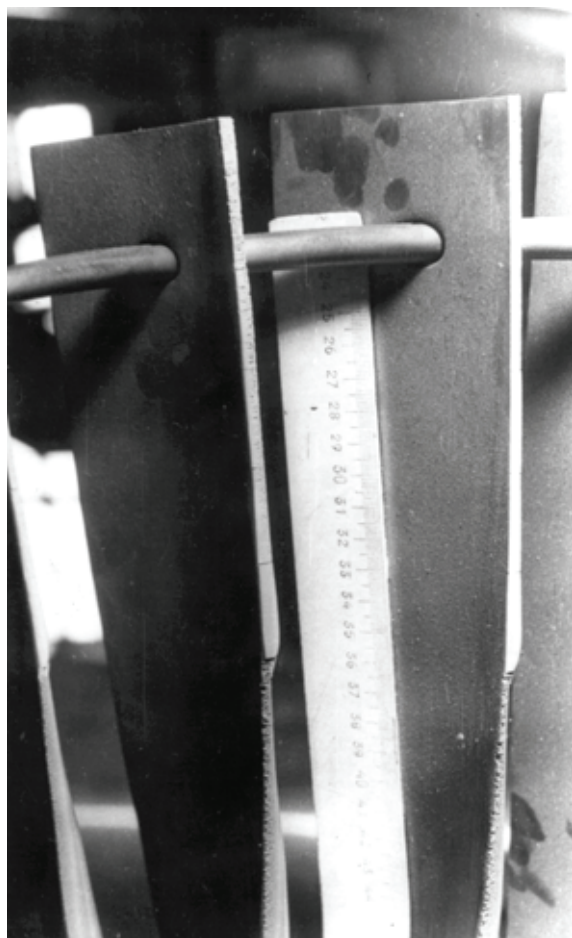


Рис. 16.29. Эрозия входных кромок рабочих лопаток ниже стеллитовых пластинок

Таблица 16.2

Обобщенные данные по эрозионному износу рабочих лопаток после 6—8 лет эксплуатации

Мощность турбины, МВт	Длина изношенной части лопатки $l_{эп}$, отсчитываемая от периферийного сечения, мм	Уменьшение хорды лопатки на периферии, мм	Уменьшение хорды лопатки в сечении $z = l_{эп}/2$, мм
До 100	250—350	до 20	10—12
До 150	200	14—16	8—10
До 300	350	18—24	12—14

зии подвергаются входные кромки периферийных зон лопаток. При длительной работе турбины она может привести к износу периферийных зон на половину хорды лопатки и более. Эрозия входных кромок характерна для рабочих лопаток всех ступеней, работающих влажным паром, однако наиболее значительно изнашиваются рабочие лопатки последних ступеней. В табл. 16.2 приведены осредненные данные по эрозионному износу рабочих лопаток последних ступеней на шести-семи турбинах разного типа за 6—8 лет эксплуатации. Видно, что даже после этого небольшого срока эксплуатации износ составляет десятки миллиметров, и на периферии он может достигать 30 % от хорды профиля.

На рис. 16.30 показана эрозия выходных кромок лопаток. Она характерна только для рабочих лопаток последних ступеней.

Характер эродированной поверхности после достаточно продолжительного времени во всех случаях одинаков и показан на рис. 16.30. Четко видно, что она сформирована под действием хаотического отрыва частиц металла от поверхности, в результате чего образуется «горная» структура с многочисленными острыми выступами («хребтами») и впадинами («долинами»), имеющими, однако, определенную направленность (примерно вдоль линий тока капель).

Последствия капельной эрозии весьма значительны.

Главным следствием эрозии является снижение надежности рабочих лопаток, происходящее вследствие:

- 1) повышения напряжений изгиба и растяжения из-за уменьшения площади сечения рабочей лопатки. С этой точки зрения особенно опасной является эрозия выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней, происходящая в корневой зоне, где напряжения близки к предельным. Износ периферийной части лопатки приводит к уменьшению напряжений в корневых сечениях, однако увеличивает

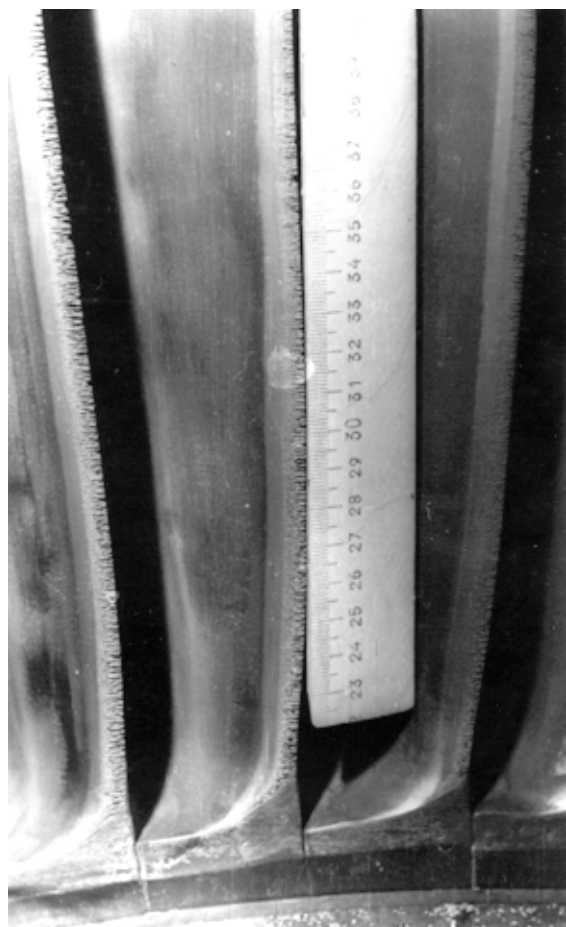


Рис. 16.30. Эрозия выходных кромок рабочих лопаток последней ступени

напряжения в бандажах и связях, что может привести к их отрыву;

2) уменьшения усталостной прочности из-за ухудшения качества поверхности и увеличения концентрации напряжений. Особенно неприятно то, что она возникает, во-первых, в кромках лопаток, т.е. в тех зонах, где напряжения изгиба максимальны, и, во-вторых, что сами концентраторы («долины») расположены примерно перпендикулярно оси рабочей лопатки, что способствует появлению в них трещин. К счастью, как не покажется это странным на первый взгляд, близкое расположение «долин» приводит к уменьшению эффекта концентрации по сравнению со случаем одиночного надреза или царапины;

3) изменения собственных частот пакетов рабочих лопаток, уменьшения конструкционного демпфирования в связях и эффекта пакетирования. Ре-

Таблица 16.3

Влияние эрозии на снижение КПД турбины и убыток от снижения

Год эксплуатации	Снижение КПД турбины, %	Ориентировочный убыток, отн. ед.
2	0,5	1
3	1,0	3
4	1,7	6
5	3,2	12
6	5	24

зультатом этого могут явиться резонансные колебания с высоким уровнем напряжения;

4) снижения сопротивления коррозии вследствие откалывания вместе с частицами металла защитной пленки из оксида хрома и создания условий для проявления коррозионной усталости.

Дополнительным последствием капельной эрозии является снижение экономичности ступени с эродированными рабочими лопатками, происходящее вследствие роста профильных потерь в рабочей решетке из-за увеличения шероховатости, утечки через периферийный зазор и по другим причинам. Особенно сильно на снижение экономичности турбины сказывается эрозионный износ лопаток последней ступени, доля выработки мощности которой в общем балансе мощности турбины максимальна. В табл. 16.3 приведены оценки влияния эрозии на снижение экономичности, выполненные в предположении линейной зависимости износа от времени.

Видно, что ущерб удваивается практически с каждым годом, что требует замены облопачивания после каждых 4—5 лет эксплуатации.

Механизм капельной эрозии нельзя считать полностью выясненным. По существующим сегодня представлениям «виновником» эрозии являются удары капель о поверхность металла, при которых в течение короткого времени (порядка 0,001 мкс) возникает импульс давления, которое в первом приближении можно оценить по формуле

$$\Delta p = \rho_k a_* w_k,$$

где ρ_k — плотность жидкости в капле; a_* — скорость распространения звука в жидкости; w_k — скорость соударения.

Если принять $\rho_k = 1000 \text{ кг/м}^3$, $a_* = 1400 \text{ м/с}$, $w_k = 300 \text{ м/с}$, то $\Delta p = 420 \text{ МПа}$. При таких местных циклических воздействиях в материале возникают волны напряжений, распространяющиеся и взаимодействующие между собой, отражающиеся от гра-

ниц профиля и т.д. В результате на поверхности возникают трещины усталости, являющиеся началом эрозионного разрушения.

Капельная эрозия — это процесс, протекающий во времени. Если некоторую поверхность тщательно отшлифовать и отполировать, а затем подвергнуть бомбардировке одинаковыми каплями диаметра d_k , имеющими скорость w_k , то характер поверхности будет непрерывно изменяться. Длительное время никаких изменений замечаться не будет, а затем на поверхности появятся следы наклепа (поверхностного упрочнения): поверхность приобретет как бы пятнистую структуру, похожую на ту, которая возникает на металлической поверхности под многочисленными сравнительно несильными ударами молотка. Затем на поверхности начнут появляться многочисленные трещины увеличивающегося размера и отрыв частиц металла. По современным представлениям этому во многом будет способствовать растекание капли с большой скоростью, после ее удара о поверхность и прилипания. Со временем поверхность приобретает стабильную «горную» структуру.

Эрозия материала обычно измеряется массой металла m , унесенного с единицы поверхности за время τ . В качестве аргумента могут использоваться и другие величины, пропорциональные времени: количество капель жидкости, вступившей в соударение с поверхностью ко времени τ и т.д. Если эрозия протекает при неизменных внешних условиях (диаметр капель d_k и скорость соударения w_k с поверхностью постоянны, постоянен угол встречи с поверхностью, плотность жидкости и т.д.), то можно получить кривую эрозии, показанную на рис. 16.31.

Кривая эрозии обычно имеет три выраженных зоны, характеризующие различные стадии процесса эрозии. На стадии *I*, называемой инкубационным периодом, происходит наклеп материала, появление первых трещин усталости и их рост до некоторого критического размера, при котором растекающиеся капли выкрашивают кусочки поверхности. На стадии *I* уноса материала практически не происходит, и скорость эрозии равна нулю. Затем процесс быстро переходит в стадию *II*, когда скорость эрозии максимальна (или быстро увеличивается, проходит через максимум и затем быстро уменьшается). На стадии *II* происходит формирование устойчивой «горной» структуры. С ее возникновением скорость эрозии уменьшается и выходит на постоянное значение (стадия *III*): поверхность

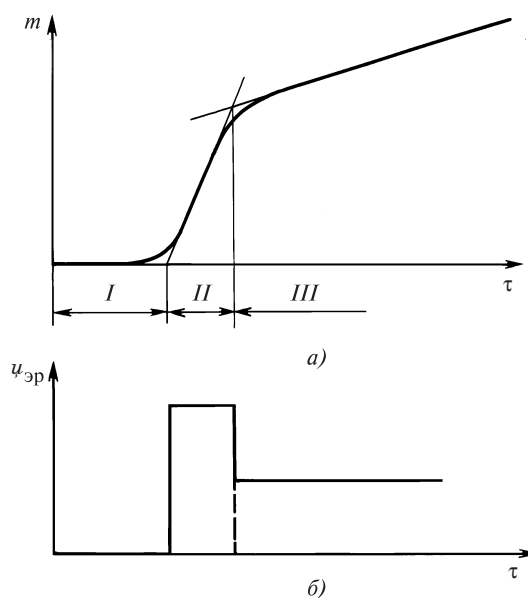


Рис. 16.31. Кривая эрозии (а) и скорость эрозии (б) для различных стадий износа

металла «приспосабливается» под капельный поток, действующий на нее.

16.5.2. Основные источники капельной влаги в проточной части турбины, приводящие к эрозии

Имеется два основных источника капельной влаги в проточной части:

- 1) естественный процесс расширения потока пара с переходом через нижнюю пограничную кривую в область влажного пара;
- 2) процесс подсоса влажного пара и капель влаги из выходного патрубка турбины и из переходного патрубка конденсатора вследствие возникновения зон возвратных токов в прикорневой и периферийной зонах рабочих лопаток, в первую очередь в последней ступени.

Капельная влага возникает в проточной части естественным путем при расширении пара и переходе процесса через линию насыщения $x = 1$ (рис. 16.32). Если в начале процесса расширения, например, перед сопловой решеткой, пар является перегретым (точка θ), то при очень малой скорости течения в точке I пересечения процесса с нижней пограничной кривой $x = 1$, возникнут первые капли конденсата. Однако в действительности этого не происходит: появление первых капель влаги след-

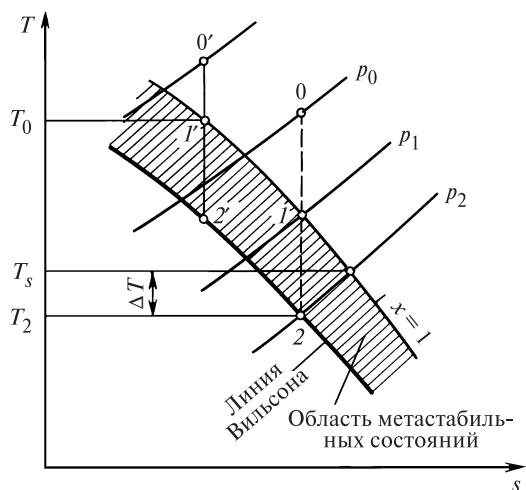


Рис. 16.32. Переход процесса расширения пара через нижнюю пограничную кривую и начало конденсации

ствие быстрого расширения пара задерживается, и они возникают лишь в некоторой точке 2 при температуре T_2 и давлении p_2 . Последнему соответствует температура насыщения T_s . Таким образом, фактическая конденсация начинается при давлении $p_2 < p_1$, а температура образующегося конденсата T_2 оказывается меньше температуры насыщения T_s , соответствующей давлению p_2 . Разность $\Delta T = T_s - T_2$ называется переохлаждением конденсата при конденсации. В реальных турбинах она может составлять 20—40 К.

Если процесс расширения начнется в точке $0'$, то аналогичным образом можно получить точку начала конденсации $2'$. Геометрическое место точек начала конденсации называют линией Вильсона. Положение линии Вильсона зависит от скорости расширения пара: чем больше скорость, тем дальше линия Вильсона отстоит от нижней пограничной кривой.

Возникающие начальные капли конденсата являются следствием случайного скопления молекул воды вследствие флуктуаций. Возможность их существования зависит от их размера: маленькая капля обречена на испарение и исчезновение, а большая способна к росту.

Образующиеся ядра конденсации присоединяют к себе другие молекулы, и поэтому радиус капель увеличивается. На первых этапах, когда радиус капли меньше длины свободного пробега молекул, он увеличивается пропорционально времени, а затем,

когда он превзойдет длину свободного пробега, скорость роста капли уменьшается.

Расчеты и эксперименты показывают, что в результате описанной конденсации и роста размер образующихся капель составляет десятки доли микрометра. Такие капли легко увлекаются потоком пара, проносятся сквозь проточную часть, не вызывая каких-либо эрозионных повреждений. Однако, к сожалению, в результате столкновений отдельных мелких капель и их слияния, вихревого движения потока за кромками сопловых лопаток за демпферными связями и в других зонах, возникают капли и более крупного размера. Обладая большей инерцией, они отклоняются от траектории частиц пара, попадают на поверхность сопловых и рабочих лопаток и, сливаясь, образуют водяные пленки толщиной 20—50 мкм. Срывающиеся и дробящиеся водяные пленки являются источниками крупно дисперсной влаги с радиусом капель, достигающим 100 мкм. Такие капли часто являются неустойчивыми и под действием парового потока дробятся.

Другим источником капельной влаги в проточной части являются нестационарные обратные токи, возникающие в последних ступенях при уменьшении объемного расхода пара и подсасывающие влагу из конденсатора. Эти явления подробно рассмотрены в гл. 11.

16.5.3. Основные особенности капельной эрозии материалов

Прежде чем переходить к рассмотрению капельной эрозии материалов, кратко остановимся на траектории движения капель в проточной части. Как установлено выше, в результате расширения потока пара, образования пленок и срыва их с сопловых лопаток, образуются капли диаметром от нескольких десятых до нескольких сотен микрон. Образующиеся капли увлекаются потоком пара и выходят из соплового аппарата (рис. 16.33) под углом α_1 , примерно таким же, как и частицы пара. Однако скорость капель c_k будет меньше, чем скорость пара c_1 . Отношение $\varphi = c_k/c_1$ называют коэффициентом скольжения. Разные капли будут поступать на рабочие лопатки с разной скоростью и под разными углами. Чем меньше коэффициент скольжения φ [$c'_k < c''_k$ (см. рис. 16.33)], тем больше

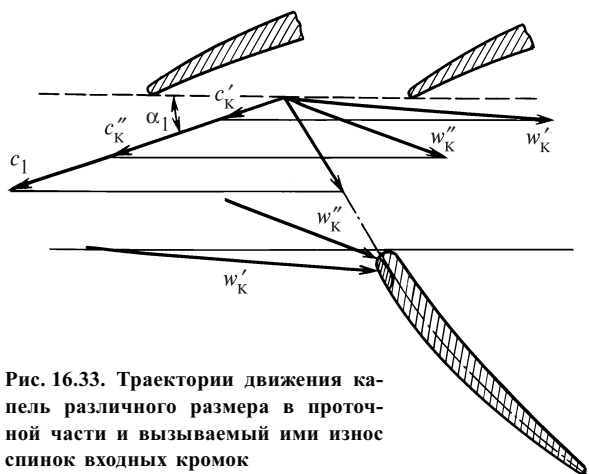


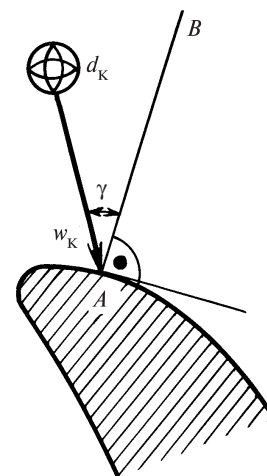
Рис. 16.33. Траектории движения капли различного размера в проточной части и вызываемый ими износ спинок входных кромок

относительная скорость входа капель на рабочую лопатку ($w'_k < w''_k$) и в пределе при $c_k \rightarrow 0$ $w_k \rightarrow u$. Таким образом, самые крупные капли, имея малые абсолютные скорости выхода, имеют максимальные скорости соударения с рабочими лопатками. По существу рабочая лопатка, движущаяся с большой окружной скоростью, как бы ударяет по медленно движущимся каплям. Если проанализировать окружные скорости периферийных сечений рабочих лопаток последних ступеней различных турбин, то можно получить, что она достигает 600 м/с. Далее, разворот вектора w_k с уменьшением коэффициента скольжения хорошо объясняет, почему эрозия возникает на входных кромках рабочих лопаток со стороны выпуклой поверхности: именно в эту зону попадают капли, имеющие максимальный диаметр и движущиеся с относительной максимальной скоростью.

Таким образом, рассмотрение процесса воздействия капли на поверхность рабочей лопатки показывает следующее. Если зафиксировать на спине рабочей лопатки некоторую точку A (рис. 16.34), то в эту точку (а лучше сказать в окружность некоторого малого радиуса) попадают капли и реализуется так называемый дискретный случайный процесс. В этом процессе, как сам факт столкновения капли с поверхностью, так и диаметр капли d_k , ее скорость w_k , и угол γ между вектором скорости w_k и нормалью AB к поверхности являются случайными величинами.

Строго говоря, процесс капельной эрозии является не только механическим, но и коррозионным:

Рис. 16.34. Угол встречи капли с поверхностью лопатки



периодический срыв частиц защитной окисной пленки металла обнажает поверхность и способствует протеканию процесса коррозии. Поэтому скорость эрозионного износа должна зависеть и от характеристик среды, т.е. капли и текущей по лопатке пленки (от ее температуры, содержания агрессивных веществ, кислорода и pH).

Наконец, необходимо обратить внимание и на то, что реально турбина работает при различных нагрузках и начальных параметрах пара, отличающихся от номинальных. Это предопределяет изменение режима работы рабочей лопатки конкретной ступени, и, следовательно, условий образования и воздействия на лопатку капельной влаги.

Таким образом, процесс воздействия капельной влаги на поверхность рабочей лопатки является чрезвычайно сложным. Хотя имеются многочисленные попытки рассчитать процессы образования капель, пленок, их срывы и траектории движения в каналах сопловых и рабочих решеток, характеристики воздействия капель на металл в настоящее время изучены недостаточно.

Еще более сложным оказывается реакция металла на эти воздействия. В течение инкубационного периода разрушение носит локальный характер, т.е. зависит в основном от нагружения и деформирования металла в малой окрестности рассматриваемой точки. При развитой эрозии, когда поверхность имеет «горную» структуру, большое значение приобретает растекание капель по поверхности с большой скоростью и существование водяной пленки, амортизирующей удары капель, т.е. реакция ма-

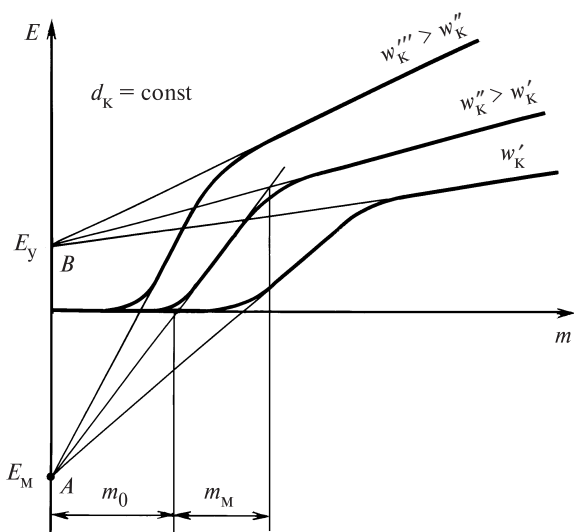


Рис. 16.35. Кривые эрозии для различных скоростей соударения капель с металлом

териала в точке A зависит не только от условий нагружения в ней, но и от нагружения соседних точек.

Все эти обстоятельства чрезвычайно затрудняют постановку исследований и создание методов расчета процесса эрозии. Этим объясняется, что даже общепринятой методики проведения экспериментов не существует. Имеющиеся методы оценки эрозионной надежности рабочих лопаток являются не столько количественными, сколько качественными.

Большинство исследований эрозионного износа выполнено на стендах при ударном воздействии капель так называемого *монодисперсного* потока, в котором размер генерируемых специальным образом капель влаги и скорость их соударения с поверхностью металла одинаковы. В этом случае, как показывают многочисленные исследования, главным фактором являются диаметр капель d_k и скорость соударения w_k . Типичные кривые эрозии в зависимости от скорости соударения при постоянном диаметре капель показаны на рис. 16.35. Здесь по оси абсцисс отложено количество влаги m , атаковавшей единицу поверхности образца (размерность m — $\text{кг}/\text{см}^2$); при одинаковых размерах капель и частоте бомбардировки величина m пропорциональна времени. По оси абсцисс отложена масса металла E , унесенная с единицы поверхности к рассматриваемому моменту времени (размерность E — $\text{кг}/\text{см}^2$). Аналогичный вид имеют и кри-

вые эрозии для различных диаметров капель, но постоянной скорости соударения.

Как показали исследования, выполненные в МЭИ, каждая из кривых эрозионного износа может быть описана с помощью четырех параметров:

инкубационного периода m_0 ;

точки E_M , в которой сходятся все лучи, характеризующие протекание эрозии на втором этапе эрозии;

точки E_y , в которой сходятся все лучи, характеризующие протекание эрозии на третьем этапе;

скорость установившейся эрозии $v_y = dE/dm$.

Значения E_M и E_y инвариантны по отношению к диаметру капель и их скорости.

Если параметры m_0 , E_M , E_y и v_y известны, то легко найти скорость эрозии на II этапе $v_M = E_M/m_0$ и его длительность:

$$m_M = (E_y - E_M)/(E_M/m_0 - v_y) - m_0.$$

Тогда более наглядными параметрами эрозии являются: инкубационный период m_0 , скорость максимальной эрозии v_M , период максимальной эрозии m_M и скорость установившейся эрозии v_y .

Инкубационный период m_0 уменьшается с увеличением диаметра капель и скорости соударения и в первом приближении от каждого из них зависит степенным образом. К сожалению, экспериментальных данных для описания процесса эрозии турбинных лопаточных материалов недостаточно.

С увеличением размера капель и скорости соударения скорость максимальной эрозии увеличивается. Поскольку $v_M m_0 = E_M$, а последняя не зависит от размера капель и скорости соударения, то максимальная скорость эрозии обратно пропорциональна инкубационному периоду. Поэтому v_M степенным образом зависит от скорости соударения и диаметра капель.

Выше отмечалось, что в общем случае капли соударяются с поверхностью под произвольным углом γ (см. рис. 16.34). Как показали исследования МЭИ, направление соударения влияет только на инкубационный период, значение которого определяет нормальная составляющая скорости соударения $v_{к.н} = v_k \cos \gamma$. Все остальные параметры кривых эрозии практически не изменяются. Физически это понятно: при гладкой поверхности воздействие капли уменьшается, а при развитой эрозии, когда по-

верхность становится шероховатой, понятие направления теряет смысл.

При фиксированных параметрах капельного воздействия (d_k , w_k , γ и т.д.) эрозионный износ зависит от материала. Поскольку за основу эрозионного износа принят усталостный механизм, то именно предел усталости является той характеристикой материала, которая определяет его сопротивление эрозии. Однако трудность получения этой характеристики для материала, используемого для эрозионных испытаний (необходимо испытать не менее 15 образцов достаточно больших размеров), заставила использовать другую характеристику материала — твердость. Ее легко определить и она косвенно характеризует сопротивление усталости: с ростом твердости скорость эрозии существенно падает.

16.5.4. Меры борьбы с капельной эрозией рабочих лопаток

Борьба с капельной эрозией начинается на стадии проектирования, при котором осуществляется ряд мероприятий, обеспечивающих снижение эрозии. К их числу относятся:

1. Правильный выбор начальных и конечных параметров пара, обеспечивающих умеренную влажность в конце процесса расширения. Выбор начальной температуры в соответствии с начальным давлением важен для паровых турбин без промежуточного перегрева пара. Так для начального давления $p_0 = 13$ МПа начальная температура пара должна быть на уровне 540 °С. Для турбин с промежуточным перегревом пара, работающих на ТЭЦ, соответствующим образом выбирается давление и температура промежуточного перегрева. Уменьшить влажность в конце процесса расширения можно и повышением конечного давления, однако такой способ приводит к большим экономическим потерям.

Следует подчеркнуть, что сейчас речь идет о так называемой диаграммной влажности, определяемой в конце процесса расширения с помощью диаграмм или таблиц водяного пара. Это некоторая условная (усредненная) влажность, позволяющая сопоставить условия работы лопаток последних ступеней различных турбин. Для процесса эрозии имеет значение местная влажность, а точнее размер капель, их концентрация и скорость. На рис. 16.36 показаны типичные линии равной

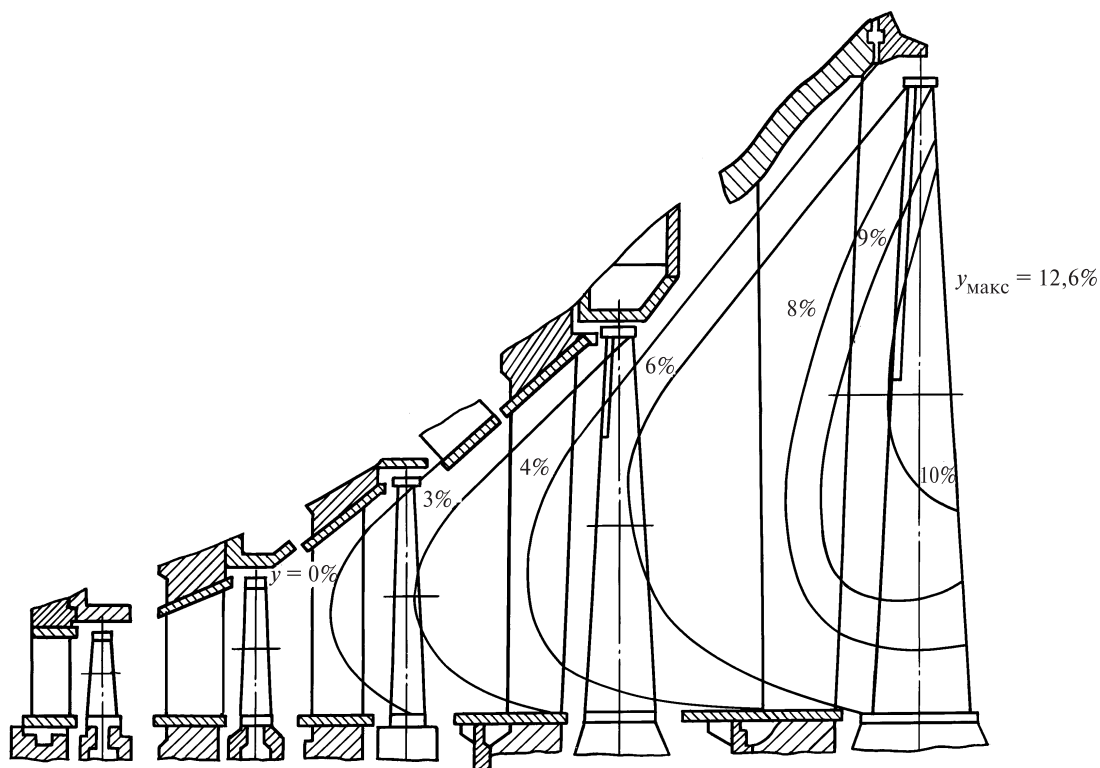


Рис. 16.36. Линии равной влажности в проточной части ЦНД

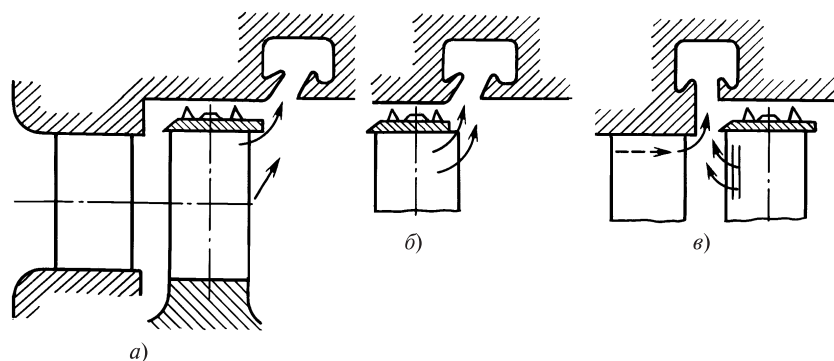


Рис. 16.37. Примеры организации влагоудаления за ступенью (*а* и *б*) и из межвенцового зазора (*в*)

влажности в проточной части ЦНД. В прикорневой и периферийной зонах проточной части вследствие повышенных потерь энергии, преобразующейся в тепло, процесс конденсации задерживается. Поэтому, несмотря на то, что влага при ее движении в проточной части отбрасывается центробежными силами к периферии, максимальное значение влажности наблюдается в сечении с координатой $z = 0,6 l$, где l — высота лопатки.

2. Применение внутриканальной сепарации. Как показано выше, наиболее опасной является крупнодисперсная влага, образующаяся при дроблении водяных пленок, срываемых потоком с профилей сопловых лопаток. Поэтому весьма эффективной мерой борьбы с эрозией рабочих лопаток является отсос этой пленки с профиля сопловых лопаток. Для этого сопловую лопатку выполняют полой, а внутреннюю полость связывают с областью низкого давления, например с конденсатором. В стенке лопатки во вполне определенных зонах выполняют щели, через которые под действием разности давлений на профиле и внутри лопатки производится отсос водяной пленки с наибольшим количеством пара.

3. Периферийная сепарация организуется на периферии ступени (рис. 16.37) за ступенью или в межвенцовом зазоре. Идея этого вида сепарации состоит в использовании центробежных сил, действующих на капли: чем больше радиус капли r_k и окружная скорость u , тем больше центробежная сила. Под действием этой силы капля попадает в ловушку, выполненную в корпусе или обойме, захватывается влагоулавливающим козырьком и стекает вниз корпуса турбины, откуда дренируется.

Окружная скорость капель за рабочим колесом обычно выше, чем за сопловым аппаратом. Поэтому и эффективность периферийной сепарации за ступенью выше, чем в межвенцовом зазоре.

Увеличить эффективность периферийной сепарации можно путем использования сепарирующей способности вращающихся рабочих лопаток.

Приоткрытые на периферии выходные кромки рабочих лопаток (рис. 16.37, *б*) или продольные неглубокие канавки на входной части профиля (рис. 16.37, *в*) позволяют транспортировать водяные пленки, образовавшиеся на лопатке к периферии и сбрасывать влагу в ловушку.

При работе влагоудаляющих устройств вместе с влагой всегда отсасывается и небольшое количество пара (0,3—1 % от общего расхода). Если тепло этой влаги и пара в дальнейшем используется, например в регенеративных подогревателях, то экономичность турбины даже повышается из-за снижения влажности в последующих ступенях.

4. Выполнение противоэрозионной защиты рабочих лопаток.

Чаще всего для этой цели используют напайки (см. рис. 16.29), выполненные из стеллита. Стеллит — твердый сплав на основе кобальта (содержание кобальта 60—65 %; хрома 25—28 %; вольфрама 4—5 %; кремния 2—2,5 %; углерода 1—1,2 %, остальное — железо). Высокая твердость сплава обеспечивает хорошие антиэрозионные свойства. Стеллитовые напайки прикрепляются к основному металлу серебряным припоем токами высокой частоты с помощью лампового генератора. Иногда используют электроискровое упрочнение входных кромок, при котором металл электрода, обладающий высокой твердостью, переносится на поверхность лопатки с помощью электрического разряда.

5. Выполнение рабочих лопаток из титановых сплавов. Высокая эрозионная прочность титановых сплавов хорошо известна. Выше отмечалось и их

высокое сопротивление коррозионной усталости. Титановые сплавы имеют и другое очень важное преимущество: вдвое меньшая, чем у сталей плотность при такой же прочности позволяет выполнить турбину более экономичной и более мощной. Поэтому уже более трех десятилетий ведутся работы по исследованию возможности применения титановых сплавов для рабочих лопаток.

Результаты этих исследований свидетельствуют о такой возможности, однако самым серьезным аргументом, сдерживающим их широкое использование, является высокая стоимость титановых рабочих лопаток.

Предупреждение аварий, связанных с их эрозийным износом, обеспечивается следующими мероприятиями:

1) строгим поддержанием параметров пара перед турбиной (для турбин без промежуточного перегрева пара) и перед ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом). Длительная работа при сниженной температуре пара перед цилиндрами, выходящей за рамки допустимой (обычно не более 5 °С), неизбежно приводит к интенсивному эрозийному износу.

Следует обратить внимание на то, что при снижении температуры пара перед цилиндрами их мощность уменьшается из-за уменьшения теплоперепада и увеличения потерь от влажности. Поддерживать мощность, к чему естественно стремится эксплуатационный персонал можно только увеличением расхода пара через цилиндр. Если турбина спроектирована так, что номинальный режим работы обеспечивается открытием не всех клапанов (например, трех из четырех), то восстановить мощность турбины можно открытием дополнительного клапана. Если при номинальном режиме открыты все регулирующие клапаны, то восстановить мощность можно либо повышением давления перед турбиной (в рамках допустимых инструкцией по эксплуатации), либо частичным отключением системы регенерации. Во всех случаях давление перед ЦНД будет возрастать, что приведет к дополнительному возрастанию влажности в последних ступенях и усугубит ситуацию. Поэтому при невозможности обеспечить работу при нормальной температуре необходимо снизить перед проточной частью цилиндра давление, т.е. разгрузить турбину. Степень снижения мощности турбины диктуется инструкцией по эксплуатации.

Следует также подчеркнуть, что недопустимость поддержания мощности турбины при уменьшении температуры пара перед цилиндрами путем увеличения расхода диктуется и другими важными обстоятельствами: перегрузкой рабочих лопаток последней степени и сегментов упорного подшипника;

2) обеспечением эффективной работы системы влагоудаления. Каналы и щели для отсоса влаги должны быть свободными, не занесенными выпадающими при расширении пара солями и окислами;

3) поддержанием на должном уровне противоэрозийной защиты. Опыт эксплуатации показывает, что весьма частым является отслаивание некоторых некачественно припаянных стеллитовых накладок. Это приводит к быстрому эрозийному износу обнаженной входной кромки с последующей поломкой. Поэтому такие лопатки должны вовремя заменяться или восстанавливаться. Большие возможности ремонта имеют рабочие лопатки с электроискровым уплотнением, эродированные участки которых можно упрочнять заново даже без демонтажа лопаток на колесе.

16.6. АБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА

16.6.1. Явление абразивного износа

Абразивный износ, или эрозия твердыми частицами, характерна для сопловых и рабочих лопаток первых ступеней ЦВД и ЦСД блочных турбин ТЭЦ. Первые повреждения лопаток такого типа появились в 50-х годах на турбинах с начальной температурой около 500 °С. С тех пор важность этой проблемы растет с каждым годом.

На рис. 16.38 приведен пример абразивного износа выходных кромок соплового аппарата 1-й ступени ЦСД, а на рис. 16.39 — рабочих лопаток. Характерной особенностью абразивного износа является его быстрое развитие: катастрофический износ лопаток может произойти за 1—3 года.

Абразивный износ приводит к следующим последствиям:

1) к снижению надежности облопачивания ступени. Разрушенные выходные кромки сопловых лопаток являются источником увеличенных возмущающих импульсов, действующих на рабочие лопатки и вызывающих их вибрацию и усталость. Подвергнувшиеся износу рабочие лопатки облада-

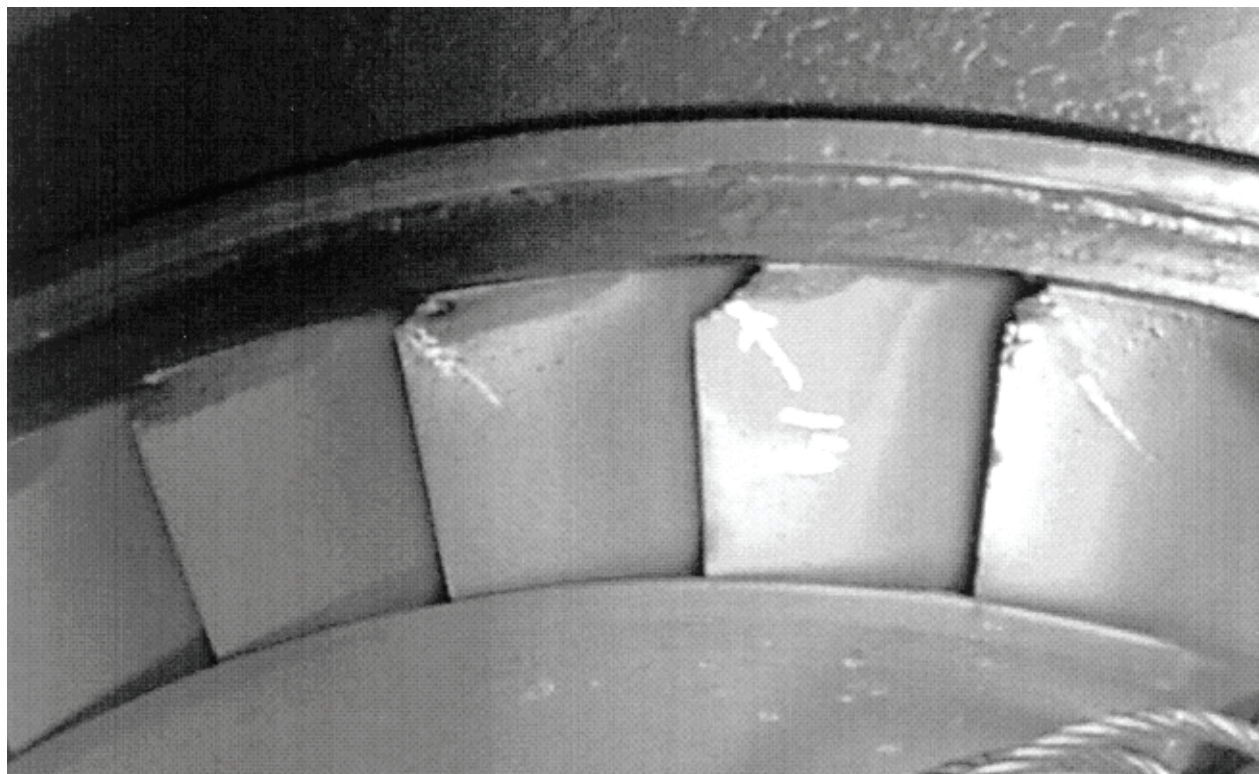


Рис. 16.38. Абразивный износ сопловых лопаток 1-й ступени ЦСД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

ют меньшей прочностью и создают опасность поломок и разрушения лопаток последующих ступеней;

2) к уменьшению экономичности ступени, вызванной нарушением потока в проточной части;

3) к сокращению межремонтного периода, увеличению длительности ремонта и ремонтных затрат.

По оценкам американских специалистов годовой ущерб от абразивного износа в среднем составляет 1 долл. на 1 кВт установленной мощности; в некоторых случаях он увеличивается в 3—3,5 раза. Если в 1969—1977 гг. затраты на устранение повреждений составляли около 7 % от всех ремонтных затрат, то в 1977—1985 гг. они достигли 25 %.

Абразивный износ имеет другую природу, чем капельная эрозия. Абразивом служат частицы магнетита Fe_3O_4 неопределенной формы с многочисленными острыми выступами; при контакте с ударом по поверхности, по-видимому, происходит процесс скалывания частиц поверхности рабочей лопатки. Процесс абразивного износа на экспериментальных стендах практически не изучен. Имеются косвенные сведения о существовании инкубационного периода, аналогичному тому, который существ-

вует при капельной эрозии. Так на одной из зарубежных ТЭС на энергоблоке 800 МВт с начальными параметрами 24,5 МПа и 538 °С после наработки первых 80 000 ч износа не было, а затем за последующие 40 000 ч входные кромки рабочих лопаток первой ступени подверглись износу на четверть. Иногда, наоборот, абразивный износ протекает очень быстро.

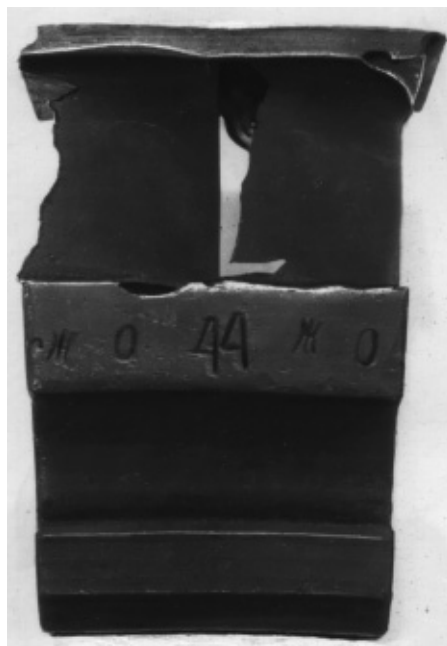
Установлено, что одним из главных факторов, определяющих износ, является угол встречи частицы с поверхностью (рис. 16.40). Максимальная скорость износа наблюдается при угле встречи 15—20°.

Размер абразивных частиц к настоящему времени нельзя считать достаточно точно установленным. Некоторые косвенные измерения говорят о том, что условный диаметр частиц составляет 100 мкм и менее; чем меньше размер частиц, тем больше их число. Иногда размер абразивных частиц может достигать 300 мкм.

Плотность магнетита $\rho = 5080 \text{ кг/м}^3$, т.е. в 5 раз больше воды. Это предопределяет малые значения коэффициентов скольжения даже при малых разме-



а)



б)



в)

Рис. 16.39. Абразивный износ рабочих лопаток регулирующей ступени турбины К-200-12,8 ЛМЗ
а — общий вид пакета; б, в — вид на выходные и входные кромки

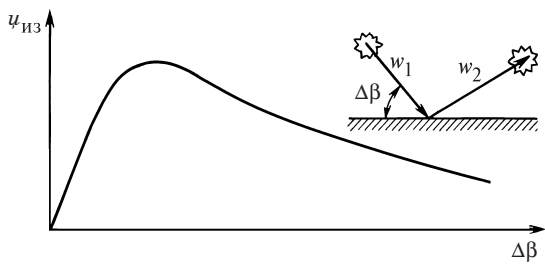


Рис. 16.40. Зависимость скорости абразивного износа от угла встречи абразивной частицы с поверхностью

рах частиц. Кроме того, твердая частица, попавшая в канал вместе с паром, обладая инерцией, приобретает траекторию движения, определяемую ее размером, начальной скоростью, плотностью окружающего пара и другими факторами.

При больших коэффициентах скольжения, когда скорость абразивных частиц c_{1a} на выходе из сопел (рис. 16.41, *а*) мало отличается от скорости пара c_1 , относительные скорости частиц w_{1a} и пара w_1 также будут близки; частицы будут легко входить в канал рабочей решетки и, отклоняясь от потока пара, попадать на сторону давления профиля. Однако входная и средняя часть профиля будут повреждаться сравнительно мало, так как угол встречи $\Delta\beta$ будет мал. В зоне выходной кромки, где $\Delta\beta$ будет достигать $15\text{--}20^\circ$, будет наблюдаться максимальный износ.

При малых коэффициентах скольжения (рис. 16.41, *б*) абразивному износу подвергаются входные кромки рабочих лопаток точно так же, как и при каплеударной эрозии. Однако при этом происходит и другое явление. Часть частиц отражается от входной кромки с небольшой относительной скоростью w'_{1a} , имея окружную скорость u , следовательно

но, абсолютную скорость c'_{1a} , близкую к относительной скорости u . Эти частицы вызывают абразивный износ со стороны разрежения в зоне выходных кромок.

Одним из самых важных параметров, определяющих абразивный износ, является отношение u/c_ϕ . Чем выше теплоперепад ступени, тем больше скорость пара и абразивных частиц, и поэтому больше износ. Поэтому абразивный износ лопаток регулирующих ступеней возрастает с уменьшением нагрузки до тех пор, пока не начнет прикрываться последний регулирующий клапан. Для первой ступени ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом) с уменьшением нагрузки интенсивность эрозионного износа будет изменяться мало, так как при этом почти не будет изменяться ее теплоперепад.

16.6.2. Источники абразивных частиц

Основным источником абразивных частиц являются поверхности труб основного и промежуточного пароперегревателей котла, коллекторов котла и паропроводов, на которых естественным образом образуются окислы, в частности, магнетит. В процессе эксплуатации слой окислов увеличивается и, достигнув критической толщины, начинает отслаиваться. Наиболее легко окисляются трубы, выполненные из перлитных сталей. Чем выше температура пара, тем интенсивнее идет процесс коррозии. Имеются примеры из практики, когда снижение температуры пара приводило к прекращению эрозионного износа. Отслаиванию окислов способствуют переходные режимы работы, при которых в паропроводах действуют циклические температурные напряжения.

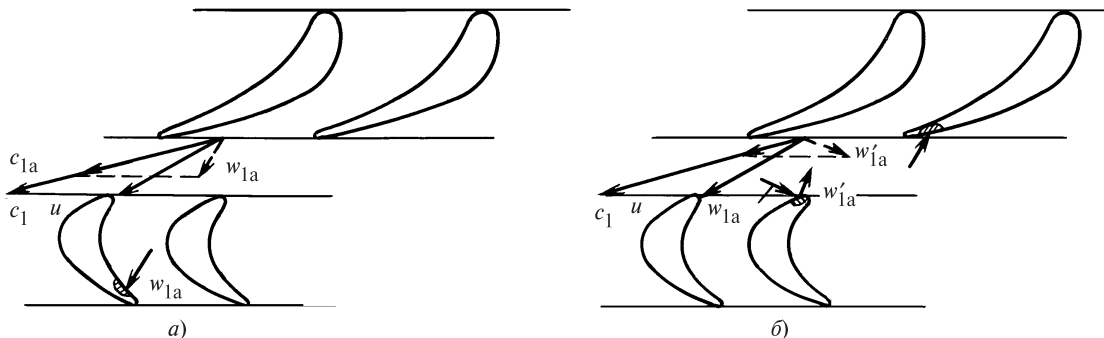


Рис. 16.41. Зоны абразивного износа (заштрихованы) сопловых и рабочих лопаток от мелких (*а*) и крупных (*б*) абразивных частиц

16.6.3. Меры борьбы с абразивным износом

Самой радикальной мерой является исключение образования отслаивающихся окислов путем правильного выбора материалов паропроводов, пароперегревателей и коллекторов котла, например применением аустенитных материалов. Однако эти материалы имеют большую стоимость и ряд эксплуатационных недостатков: большой коэффициент линейного расширения и меньшая теплопроводность приводят к повышенным температурным удлинениям и напряжениям.

Определенный эффект дает увеличение зазора между сопловой и рабочей решетками. Увеличение зазора, во-первых, способствует разгону абразивных частиц и меньшей скорости встречи с рабочей лопаткой (см. рис. 16.41, *a*), вследствие чего уменьшается их износ. Во-вторых, скорость отражения абразивных частиц от входных кромок рабочих лопаток будет меньше, число частиц, достигающих сопловых лопаток (см. рис. 16.41, *b*), также уменьшится, что приведет к уменьшению износа стороны разрежения сопловых лопаток.

Основным способом борьбы с абразивным износом является создание на изнашиваемых зонах профилей лопаток твердых покрытий. Эти меры широко используются зарубежными турбостроительными фирмами. Используют два вида покрытия: диффузионное и плазменное.

Для создания диффузионного покрытия готовую лопатку помещают в пары бора. В результате химической реакции между нержавеющей сталью и бором, протекающей при температуре примерно 940 °С, на поверхности образуется очень твердый слой толщиной около 0,15 мм, практически не отделимый от основного металла. После покрытия лопатка проходит термообработку. К сожалению, само покрытие не обладает высокой пластичностью, чувствительно к концентрации напряжений и, главное, усталостная прочность снижается на 40—50 %. Поэтому диффузионное покрытие целесообразно использовать для сопловых лопаток. При этом сопротивление абразивному износу увеличивается примерно в 30 раз.

Плазменное покрытие толщиной около 0,2 мм осуществляется плазменной струей при температуре примерно 650 °С. Оно не ухудшает свойств основного металла и, хотя твердость его меньше, чем у диффузионного покрытия, оно считается более эффективным. Недостатком технологии плазменного покрытия является ограничение по зонам лопат-

ки, точнее, пакета лопаток, куда может проникнуть плазменная струя. В частности, ею нельзя покрыть входную часть профиля лопатки со стороны поверхности давления. Плазменное покрытие уменьшает абразивный износ примерно в 20 раз.

Имеются сведения об установке на паропроводах специальных сепараторов центробежного типа, улавливающих абразив.

16.7. ОТРЫВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.7.1. Явление отрыва лопаток

Отрыв рабочей лопатки, не имеющей дефектов в виде трещин, происходит тогда, когда растягивающие напряжения в ее опасном сечении достигают предела прочности. Сами растягивающие напряжения возникают вследствие действия центробежных сил, постоянного изгиба аэродинамическими силами, вращающими рабочее колесо, и переменного изгиба, вызванного вибрацией. При нормальной работе в наиболее напряженных рабочих лопатках напряжения от изгиба и вибрации существенно меньше напряжений от центробежных сил.

Если лопатка имеет постоянную по высоте площадь сечения, то напряжения не зависят от площади сечения и максимальны в корневом сечении.

Рабочую лопатку, имеющую постоянный профиль по высоте нельзя выполнить слишком длинной, а если говорить строже, то так называемая ометаемая лопатками площадь $\Omega = \pi d_c l$ определяется прочностью материала.

Для того чтобы уменьшить напряжения в лопатке, площади ее сечений выполняют уменьшающимся от корневого сечения к периферийному. В этом случае центробежная сила в наиболее нагруженных корневых сечениях оказывается меньше и соответственно меньше оказываются и напряжения.

16.7.2. Причина отрыва рабочих лопаток

За предельное состояние прочности при проектировании обычно принимают такое значение напряжений в лопатках, при котором напряжения достигают предела текучести σ_s . В действительности при достижении этого напряжения в наиболее опасном сечении возникает небольшая пластическая деформация, а фактический разрыв произойдет при напряжении равном пределу прочности σ_B , который несколько больше σ_s . Разрушение изготовлен-

ной лопатки может произойти при выполнении любого из следующих трех условий:

1) при повышении частоты вращения выше значения, при котором напряжения растяжения превосходят предел прочности;

2) при изготовлении лопатки из непредусмотренного материала, например при ремонте, а также при неправильной термообработке, когда предел прочности материала оказывается ниже предусмотренного;

3) при изготовлении лопатки из непредусмотренного материала и одновременно недопустимого превышения частоты вращения.

Следует иметь в виду, что обычно оценка опасности отрыва рабочих лопаток выполняется на основе средних значений характеристик материала. В действительности каждый материал имеет естественный разброс свойств, поэтому при большом числе рабочих лопаток вероятно их неблагоприятное сочетание и отрыв лопатки даже при незначительных отступлениях от технологии изготовления и режима эксплуатации.

16.7.3. Меры борьбы с отрывом рабочих лопаток

Меры борьбы с отрывом рабочих лопаток должны быть направлены на устранение причин отрыва. Для этого, прежде всего, должен быть обеспечен входной контроль рабочих лопаток при монтаже и ремонте, исключающий установку на диске лопаток из непроектного материала или с неправильной термообработкой.

В большинстве случаев причиной отрыва поврежденных лопаток является недопустимое повышение частоты вращения турбоагрегата.

Когда турбоагрегат включен в сеть, его частота вращения близка к номинальной и опасности отрыва лопаток вследствие повышения частоты вращения не существует. Повышение частоты вращения происходит при отключении генератора турбоагрегата от сети и одновременной задержке прекращения поступления пара в цилиндры турбины.

Основной мерой борьбы с недопустимым повышением частоты вращения является поддержание в исправности системы автоматического регулирования и защиты.

Система автоматического регулирования является первым контуром защиты турбины от разгона. При самом тяжелом для нее режиме — сбросе полной нагрузки с отключением генератора от сети система защиты не должна вступать в работу, а

система автоматического регулирования обязана вывести частоту вращения турбины на значение, соответствующее статической характеристике регулирования.

Максимальное «статическое» повышение частоты вращения определяется неравномерностью системы регулирования и не превышает 4—5 %. Однако возникает и динамический заброс частоты вращения вследствие мгновенного прекращения поступления в турбину пара, разгоняющего турбину. Запаздывание начала закрытия сервомоторов (обычно оно находится в пределах 0,1 с) и соответственно время их перемещения (обычно 0,3—0,5 с) приводит к динамическому забросу частоты, однако в сумме со статическим забросом *повышение частоты вращения не должно превысить частоту срабатывания автомата безопасности*. Обычно при полном сбросе нагрузки частота вращения повышается не более 10—11 % при настройке срабатывания автомата безопасности 12—14 %.

Для обеспечения надежной работы системы автоматического регулирования при сбросах нагрузки турбина регулярно испытывается при таких режимах.

В случае, если система регулирования не удержала сброс нагрузки с отключением генератора от сети и частота вращения превысила частоту настройки автомата безопасности, в работу вступает система защиты турбины, задачей которой является прекращение подачи пара в турбину путем закрытия и стопорных, и регулирующих, и обратных клапанов на паропроводе отборов. Требования к быстрдействию срабатывания системы защиты, учитывая, что к этому моменту уже достигнута частота вращения, на 12—14 % превышающая номинальную, еще более жесткие: время срабатывания не должно превышать 0,3—0,4 с.

Для надежной работы системы защиты от разгона необходима правильная настройка автомата безопасности: настройка на пониженную частоту вращения будет приводить к частому без необходимости выводу турбины (или энергоблока) из работы, а несрабатывание вовремя грозит снижением надежности ряда ответственных деталей. На турбине устанавливают два одинаковых автомата безопасности, причем неременным требованием к ним является полная исправность каждого из них. Если неисправен хотя бы один из автоматов безопасности, то турбина не может быть допущена к эксплуатации.

Для поддержания автомата безопасности в исправном состоянии их чувствительные элементы (бойки или кольца) подвергают расхаживанию при

каждом пуске. Для этого с помощью специального устройства при частоте вращения, близкой к номинальной, обеспечивается их срабатывание без дальнейшей работы системы защиты в целом.

Надежное предотвращение турбины от разгона невозможно без достаточной плотности регулирующих, стопорных и обратных клапанов.

16.8. ИЗЛОМ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.8.1. Явление излома рабочих лопаток

Излом рабочих лопаток происходит вследствие появления в некотором опасном сечении лопатки настолько высоких напряжений изгиба, что они превосходят предел прочности материала.

Окружные усилия изгибают лопатку в плоскости колеса и создают растягивающие напряжения в кромках. Осевые усилия изгибают лопатку в плоскости оси турбины, создавая растягивающие напряжения во входной кромке и сжимающие в выходной. Таким образом, на входной кромке растягивающие напряжения изгиба складываются, поэтому, как правило, она является опасной точкой сечения: именно с нее чаще всего начинается излом лопатки.

Наибольшие изгибающие моменты возникают в корневом сечении рабочей лопатки, однако это не означает, что в этом сечении возникают и максимальные напряжения. Связано это с тем, что сечения лопатки также увеличиваются к корневому сечению, и, как это часто бывает в рабочих лопатках большой длины, максимальные напряжения изгиба возникают в сечении, расположенном несколько выше корневого.

Именно в опасном сечении в опасной точке, чаще всего на входной (или выходной кромке) возникает трещина излома, которая, быстро распространяясь, приводит к излому лопатки.

16.8.2. Причины излома рабочих лопаток

Изгибающие напряжения, возникающие в рабочих лопатках при самых опасных режимах, не превосходят 30—40 МПа. Даже с учетом растягивающих напряжений от центробежных сил и увеличения изгибающих напряжений вследствие вибрации, эти напряжения при нормальной работе турбины не могут достичь предела прочности. Излом возникает только при серьезных нарушениях режима работы, вызванных аварийными ситуациями или грубыми ошибками эксплуатационного персонала.

К числу основных причин, вызывающих излом лопаток, можно отнести:

- 1) попадание в турбину большого количества воды;
- 2) попадание в проточную часть посторонних предметов;
- 3) сильные радиальные задевания вращающегося ротора о статорные детали.

При попадании в турбину большого количества воды вследствие вращения в нижней части корпуса возникает пароводяная эмульсия. При этом не только резко возрастает сопротивление вращению, но и при входе лопаток в эмульсию на них действует ударная нагрузка. Тем самым возникает опасность излома в плоскости вращения. Одновременно с этим может произойти закупорка части каналов решетки водой. При этом возрастет давление перед рабочей решеткой и увеличивается осевая нагрузка. Поэтому попадание в турбину большого количества воды почти всегда приводит к поломке рабочих лопаток.

Имеется три основных источника попадания воды в цилиндр турбины: из основных паропроводов, из паропроводов отбора пара на регенеративные и сетевые подогреватели и, наконец, влага может возникать в самой турбине вследствие конденсации.

Наиболее вероятной причиной попадания воды в цилиндр из паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева является их недостаточный предпусковой прогрев. Недостаточная длительность прогрева, малые дренажные сечения трубопроводов, не обеспечивающие отвод образующегося конденсата и достаточный расход греющего пара, чрезмерно быстрое повышение давления в паропроводах, при котором температура металла становится ниже температуры насыщения — все эти факторы способствуют образованию влаги в паропроводах, которая при подаче пара в турбину может попасть в нее. Значение этих обстоятельств усиливается при неправильной прокладке паропроводов, когда в них возникнут зоны со скоплением конденсата, при неисправной арматуре на дренажах. Поэтому особенно внимательным к прогреву паропроводов следует быть при первом пуске (после монтажа турбоустановки или ее капитального ремонта).

Попадание воды из регенеративных и сетевых подогревателей происходит при переполнении их паровых пространств конденсатом и подъемом этого конденсата по паропроводу отбора в нижнюю часть корпуса турбины. В свою очередь заполнение корпуса подогревателя водой происходит из-за разруше-

ния трубной системы и выхода питательной воды в корпус подогревателя или из-за накопления конденсата греющего пара, поступающего из турбины.

Наконец, при чрезмерно быстрых пусках холодной турбины, когда образующийся конденсат не успевает отводиться из корпуса турбины, а частота вращения растет быстро, возникает особенно опасная ситуация из-за большой скорости встречи рабочих лопаток со скапливающейся в корпусе водой.

Попадание в проточную часть турбины посторонних предметов даже малого размера чревато самыми серьезными последствиями. Можно считать большой удачей, когда посторонний предмет, например, гайка или болт сразу же заклинится внутри какого-либо неподвижного элемента, например, в сопловой решетке и сохранится до следующего осмотра проточной части. В большинстве случаев, хотя такое заклинивание и происходит, возникают очень сильные задевания выступающего постороннего предмета о вращающиеся лопатки (если заклинивание произошло в сопловом аппарате) или о сопловые лопатки (если предмет заклинился в рабочих каналах). В обоих случаях происходит выкрашивание кусков лопаток, которые начинают играть роль «вторичных» посторонних предметов. В результате происходит заклинивание крупных кусков разрушенных деталей в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками, что приводит к практически полному разрушению всех лопаток ступеней. В свою очередь элементы разрушенной ступени становятся «посторонними предметами» для следующей ступени, и авария развивается лавинообразно вплоть до полного разрушения проточной части всего цилиндра.

Основным источником попадания посторонних предметов в проточную часть является небрежно выполняемый ремонт и монтаж, при котором в подводящем паропроводе и нижней половине корпуса остаются забытые или оброненные гайки, болты, гаечные ключи, отходы сварочных работ и т.д. Большую помощь в улавливании таких предметов оказывает паровое сито, установленное на входе пара в стопорные клапаны, однако оно не может уберечь проточную часть от предметов, забытых в пространстве между ситом и турбиной и в самой турбине.

Вторым источником являются продукты поврежденных элементов пароподводящего тракта и турбины. Куски парового сита, разрушенного ударами посторонних предметов, куски всякого рода разрушившихся тепловых экранов, установленных за регулируемыми клапанами, крепеж, например, гори-

зонтального разъема направляющего козырька регулирующей ступени, — все эти предметы могут стать причиной излома рабочих лопаток.

Сильные радиальные задевания, ведущие к поломке рабочих лопаток, могут возникнуть по следующим причинам:

1) из-за сильного внезапного прогиба вала, вызванного внезапной разбалансировкой (например, из-за отрыва рабочей лопатки достаточной массы) или попаданием на ротор воды. Даже сравнительно небольшие прогибы, вызванные этими причинами, могут быть многократно усилены динамическим характером возникающих сил при вращении на критической частоте;

2) из-за сильного прогиба корпуса при появлении большой разности температур верхней и нижней образующей корпуса $\Delta t_{в-н}$ и одновременном сравнительно небольшом прогибе ротора. Большая разность $\Delta t_{в-н}$ возникает вследствие плохой изоляции нижней части корпуса турбины, большого отвода тепла по металлу трубопровода отбора (особенно плохо изолированных), неправильной установке металлического корпуса турбины;

3) из-за попадания воды или пара высокой влажности на наружную поверхность тонкостенных корпусных элементов, чаще всего внутренних обойм корпусов ЦНД. Местное охлаждение обоймы приводит к ее короблению, потере осесимметричности и сильным задеваниям.

16.8.3. Предупреждение излома рабочих лопаток

Предупреждение излома рабочих лопаток основано на исключении вызывающих его причин.

Для исключения попадания воды из паропроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева необходимо, прежде всего, обеспечить их правильную прокладку: паропроводы выполняются с уклоном в сторону дренажных трубопроводов, без тупиковых и недренлируемых участков, где может скапливаться конденсат. Дренажи паропроводов должны быть исправны, т.е. обеспечивать надежный отвод конденсата на всех режимах работы, и иметь достаточные проходные сечения не только для отвода конденсата во время прогрева, но и для пропуска достаточного количества пара на этапе прогрева паропроводов «пролетным» паром.

Для исключения попадания воды из регенеративных подогревателей должны быть в исправности система защиты от недопустимого повышения

уровня конденсата в подогревателях и арматура (обратные клапаны) на линиях отбора пара.

Для исключения поломки лопаток вследствие образующегося и скапливающегося в корпусе турбины конденсата должна быть исправна не только дренажная система, но и четко выдерживаться график повышения частоты вращения: при медленном вращении ротора изламывающие усилия, действующие на лопатки при их входе в конденсат, будут, конечно, меньше.

Для исключения попадания в проточную часть посторонних предметов, прежде всего, требуется соблюдение дисциплины проведения монтажных и ремонтных работ, исключение попадания инструментов, крепежа, мелких деталей в проточную часть. После монтажа и ремонта паропроводы должны тщательно продуваться.

Сильные задевания, приводящие к излому рабочих лопаток, обычно возникают не вдруг, а начинаются с незначительных задеваний, увеличения вибрации корпусов подшипников и т.д. Поэтому основной мерой борьбы с изломами по этой причине является внимательная и грамотная эксплуатация с анализом тех отклонений в режимах и показаниях приборов, которые возникают в процессе эксплуатации.

16.9. РАЗРУШЕНИЕ ХВОСТОВИКОВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.9.1. Разрушение хвостовиков и меры борьбы с ними

16.9.1.1. Усталость хвостовиков. Наиболее частой причиной обрыва рабочих лопаток по сечениям хвостовиков является появление в них трещин и их развитие до критического размера. Само же появление трещин часто связано с «проникновением» вибрации с рабочей части вглубь хвостового соединения, высоким уровнем статических напряжений растяжений и изгиба, наличием концентрации напряжений, обусловленной сложной формой хвостового соединения, т.е. из-за процесса усталости, происходящей на фоне высоких статических напряжений. Для рабочих лопаток ступеней, работающих в зоне фазового перехода и за ней, появление трещин интенсифицируется процессами язвенной коррозии.

Появление трещин в хвостовиках происходит в зонах концентрации напряжений. На рис. 16.42 показан пример разрушения по третьему зубу хвостовика елочного типа и появления усталостной трещины по первому зубу.

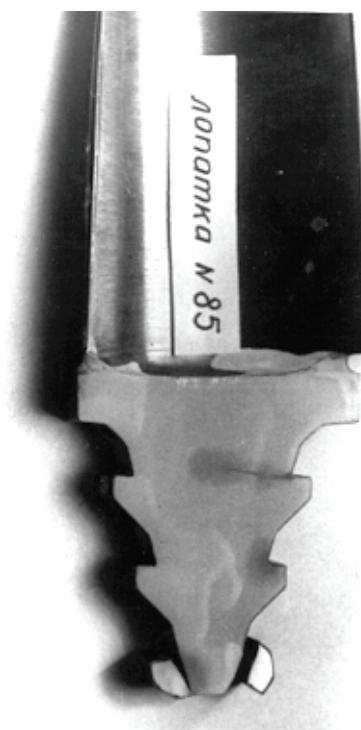


Рис. 16.42. Разрушение елочного хвостового соединения с окружной заводкой

При проектировании рабочих лопаток хвостовые соединения подвергаются тщательным расчетам. Однако сложность формы, неопределенность условий механического нагружения отдельных элементов хвостового соединения не позволяют обеспечить их надежность использованием только расчетных методов, несмотря на их высокое совершенство. Поэтому после проектирования хвостовые соединения проходят экспериментальную отработку в заводских исследовательских лабораториях. Окончательная доводка хвостовых соединений проводится на основе опыта эксплуатации и анализа разрушений.

Усталостные поломки рабочих лопаток по хвостовикам обычно происходят из-за нерасчетного увеличения нагруженности (статической, динамической или той или другой одновременно) вследствие некачественного изготовления или при ремонте на электростанции, а также нарушения правил технической эксплуатации.

При проектировании елочного хвостовика обычно исходят из того, что центробежная сила лопатки воспринимается всеми зубьями равномерно. Однако в действительности нагрузка на зубья неравномерна: первая пара зубьев может брать на себя нагрузку существенно больше средней. Это обстоятельство,

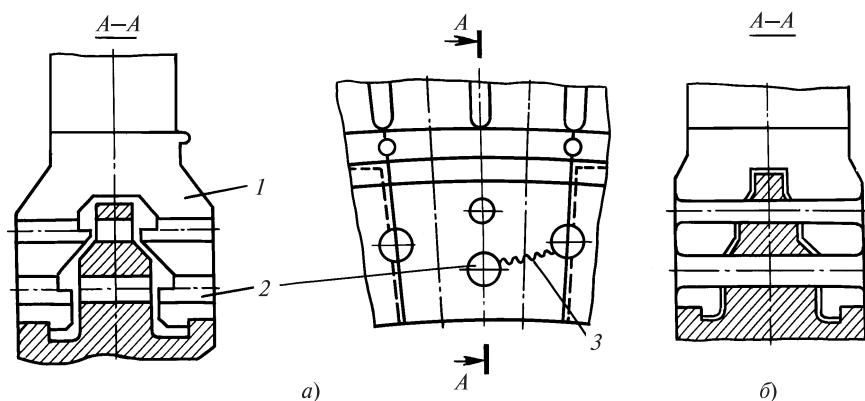


Рис. 16.43. Разрушение замковой лопатки из-за повышенной концентрации напряжений (а) и конструктивный способ снижения концентрации (б)

1 — лопатка; 2 — отверстия под заклепки; 3 — трещина

конечно, учитывается при проектировании турбин выбором размеров сечений хвостовика. При некачественном изготовлении хвостовика рабочей лопатки или диска может оказаться, что контакт между какими-то зубьями хвостовика и обода диска не возникает даже при приложении центробежной силы. Это будет означать, что эти зубья будут исключены из работы, а остальные зубья окажутся перегруженными статическими усилиями от центробежных сил. Аналогичная картина периодически может возникать и в условиях эксплуатации при переходных режимах, когда изменяется температура хвостового соединения. Поскольку обод диска и хвостовик лопатки могут иметь не только разную температуру, но и изготовлены из материалов с разными коэффициентами температурного расширения, то это может привести к нарушению монтажных натягов и к появлению зазоров.

Весьма поучительной для анализа является разрушение рабочей лопатки, показанной на рис. 16.42. Самым слабым по сочетанию статических и вибрационных нагрузок оказалось сечение по третьему (нижнему) ряду зубьев, в результате чего произошло их усталостное разрушение. В результате увеличилась нагрузка на первый ряд зубьев, где появилась трещина усталости, выросшая к моменту извлечения лопатки на половину ширины сечения.

Большое влияние на прочность хвостовиков оказывает концентрация напряжений, т.е. радиусы скругления для наиболее опасных сечений.

Особенно высокой оказывается концентрация напряжений, вызванная «пересечением» различных концентраторов. На рис. 16.43 показано крепление замковой лопатки с грибовидным хвостовиком, закрепляемом на диске с помощью двух заклепок. Отверстия под заклепки выполнены очень неудачно: их

оси проходят через зоны нижней опорной поверхности в хвостовике. В этом случае коэффициенты концентрации, вызванной отверстием под заклепки и скруглением паза хвостовика, перемножаются, и концентрация оказывается очень высокой. Следует добавить, что в этом конкретном случае сечения заклепки подвергаются не только напряжениям среза, но и изгиба, на который они не рассчитаны. На одной из турбин произошло разрушение замковой лопатки регулирующей ступени, вызванное только что описанным обстоятельством. Разрушаясь, лопатка и ее отдельные куски явились теми «посторонними» предметами, которые вызвали поломку нескольких последующих ступеней ЦВД.

16.9.1.2. Коррозионная усталость хвостовиков. Она возникает по тем же причинам, что и коррозионная усталость рабочих лопаток: из-за совместно протекающих процессов язвенной коррозии и описанной выше усталости. При этом следует иметь в виду, что зазоры в хвостовых соединениях способствуют скоплению в них как агрессивных растворов высокой концентрации из-за их выпаривания, так и твердых отложений, в порах которых концентрируются агрессивные вещества. Эти твердые отложения практически невозможно удалить промывкой. Поэтому, в отличие от поверхностей рабочих частей лопаток, с которых отложения периодически удаляются, постоянно протекающие процессы язвенной коррозии снижают прочность хвостовых соединений.

Как обычная, так и коррозионная усталость интенсифицируется при усилении вибрации рабочих лопаток, вследствие их работы в условиях резонанса, недостаточно плотной установки на диске или ослаблении закрепления.

16.9.1.3. Исчерпание длительной прочности.

При длительной работе рабочих лопаток в условиях высоких температур в хвостовиках могут появиться трещины вследствие исчерпания длительной прочности. Образование трещин и их рост происходит тем интенсивнее, чем выше напряжения и температуры работы.

16.9.2. Разрушение периферийных бандажей

В настоящее время в мощных паровых турбинах в основном используют два типа периферийных бандажей: ленточные и интегральные (цельнофрезерованные).

Разрушение бандажей может приводить к весьма тяжелым последствиям. Куски бандажа для последующих по ходу пара ступеней являются по существу посторонними предметами, вызывающими последствия, рассмотренные выше. Учитывая значительный диаметр установки периферийного бандажа, обрыв его на отдельных пакетах приводит к разбалансировке ротора и появлению интенсивной вибрации, особенно на критической для данного ротора частоте вращения. Если же обрыв бандажа и не вызвал серьезных «немедленных» неприятностей в части снижения надежности, последствия этого могут проявиться позже. Назначение бандажа прежде всего состоит в снижении амплитуд переменных возмущающих сил, действующих на рабочие лопатки, путем их равномерного перераспределения между рабочими лопатками пакета. Поэтому ликвидация бандажа приводит к увеличению возмущающих сил, действующих на лопатки. Далее, пакетирование обеспечивает вполне определенные тона собственных колебаний, поэтому отрыв бандажа приведет к изменению форм колебаний и возможности появления резонанса и разрушения лопаток.

Наконец, следует иметь в виду, что отрыв бандажа приводит к снижению экономичности из-за увеличения периферийных утечек.

Наиболее слабыми в бандажном соединении являются сечения AA и BB (рис. 16.44) в зоне шипа. Вызвано это максимальными значениями номинальных напряжений в сечениях под шипы и высокой концентрацией напряжений, особенно в отверстиях прямоугольной формы.

Под действием изгибающих усилий, вызванных центробежными силами бандажа, он выламывается

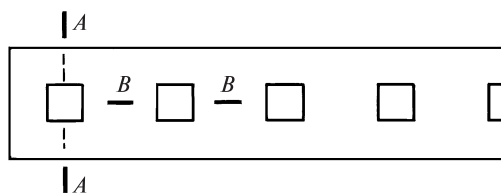


Рис. 16.44. Слабые сечения приклепанного ленточного бандажа

из расклепочного соединения при увеличении частоты вращения (угон турбины) и нарушении связи в шипе какой-либо из лопаток.

Обрыв бандажа может также произойти из-за чрезмерной расклепки шипа и уменьшения площади несущих сечений среза расклепанной части.

При работе турбины ленточный бандаж нагружен не только центробежными силами, вызывающими стационарный изгиб бандажа и стремящимися сорвать лопатки с шипов, но и вибрационными изгибающими нагрузками. При тангенциальных формах колебаний (см. рис. 16.7) изгиб бандажа происходит вокруг оси минимальной жесткости поперечного сечения, а при изгибно-крутильных формах — вокруг максимальной. Как правило, отрыву бандажа предшествует появление трещин усталости в отверстиях под шипы (рис. 16.45).

Обрыв бандажа может произойти и в случае недостаточной прочности шипа. В сечении шипа действует не только стационарная нагрузка, вызванная в основном центробежными силами бандажа, но и переменный изгибающий момент. В этих условиях исключительное значение приобретают радиус галтели у торцевой поверхности бандажа, выполнение фаски, исключаяющей подрезку шипа при клепке на участке бандажа, примыкающего к галтели, наличие остаточных напряжений после расклепки шипа.

Особую опасность для бандажей представляют отложения, выпадающие из пара при его расширении. Имея тенденцию отлагаться на внутренней поверхности бандажа, они увеличивают и без того достаточно высокие центробежные силы, вызванные вращением. Кроме того, при вращении рабочего колеса контакт между торцевой поверхностью рабочей лопатки и внутренней поверхностью бандажа не является плотным (если лопатка не припаяна к бандажу). Поэтому в застойных зонах отлагаются продукты коррозии, содержащие агрессивные вещества, при увлажнении которых при работе или стоянке развиваются процессы язвенной коррозии и

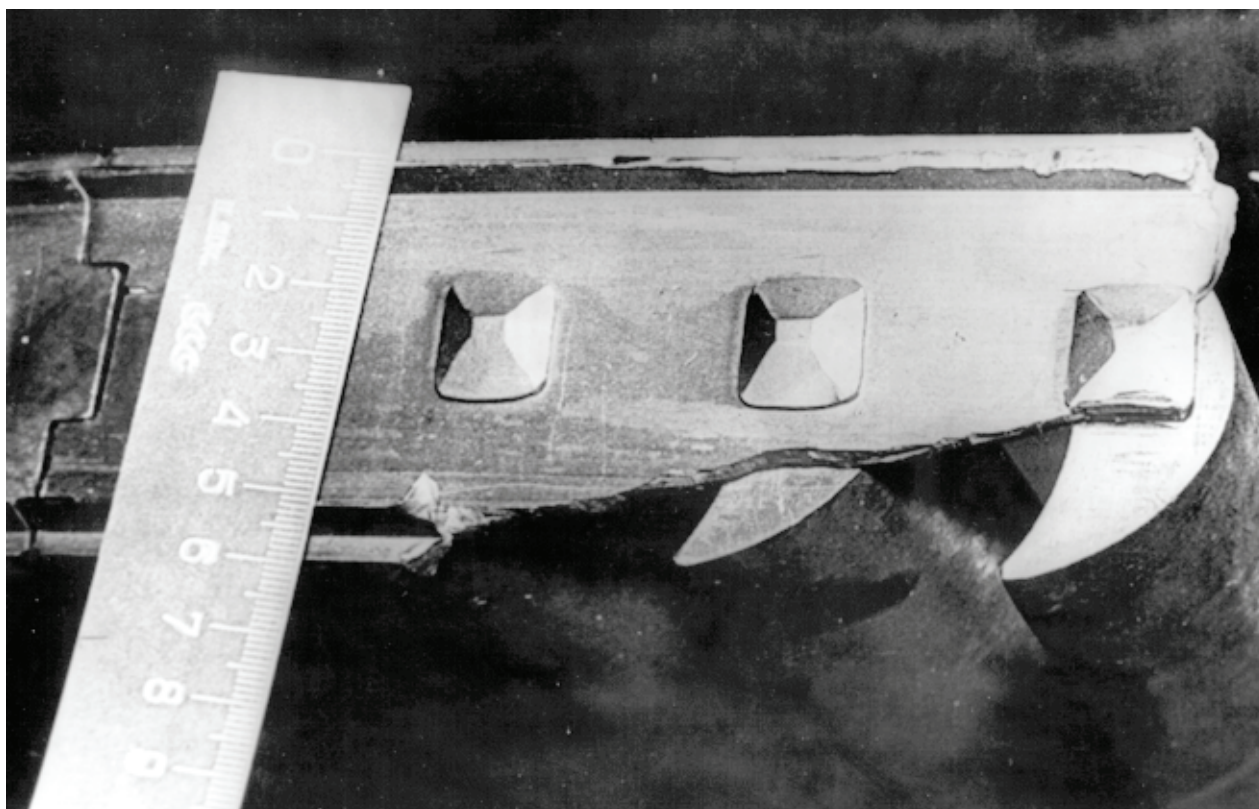


Рис. 16.45. Обрыв бандажа по трещинам, возникшим в углах отверстий под шипы

коррозионного растрескивания, приводящие в конечном счете к преждевременному разрушению.

Интегральные бандажи имеют существенные преимущества перед ленточными, поскольку они значительно прочнее, и поэтому они используются вплоть до рабочих лопаток последних ступеней. Для таких бандажей определенную опасность представляет эрозия, вызванная высокими скоростями соударения капель с металлом и большой периферийной влажностью.

Во многих случаях при вскрытии цилиндра турбины обнаруживается разрушение и рабочей лопатки, и бандажа (рис. 16.46). Установить первопричину разрушения в этом случае можно с помощью комплексного анализа. Анализ изломов (усталостный или вязкий) бандажа и лопатки позволяет судить о характере и в какой-то мере о причинах разрушения. Дополнительный расчетный анализ главных форм и собственных частот рабочих лопаток, а также частот возмущающих сил и их амплитуд позволяет с большой степенью вероятности установить уже причину разрушения.

Пример 16.10. В качестве примера поиска причин разрушения приведем качественный анализ разрушения пакета лопаток, показанного на рис. 16.46.

Прежде всего, следует проанализировать характер излома лопатки. Вязкий излом может свидетельствовать о попадании в турбину воды или постороннего предмета, вызвавших высокие напряжения изгиба. Косвенно об этом говорит забоина на соседней лопатке, но она могла быть и следствием удара по ней оторвавшейся лопатки. Рассмотрение излома показывает (рис. 16.47), что он носит явно усталостный характер: на нем видна притертая поверхность, «кольца» развития трещины, когда она достигла большого размера и, наконец, хрупкий отрыв. Значит, причиной поломки лопатки явилась усталость. Первая возможная причина усталостной поломки очевидна: наличие заклепки для крепления замковой лопатки к соседним вызвало дополнительную концентрацию напряжений в сечении хвостовика, близком к корневому. Правда, кажется странным, что в первую очередь не разрушилась замковая лопатка, ослабленная двумя заклепками, однако при размышлении это можно понять, поскольку всегда имеется разброс свойств, технологии изготовления и монтажа, поэтому замковая лопатка могла оказаться и прочнее.

Теперь предстоит задача установить, что произошло раньше: отрыв лопатки или разрушение бандажа, которое затем привело к усталостной поломке лопатки. Для отве-

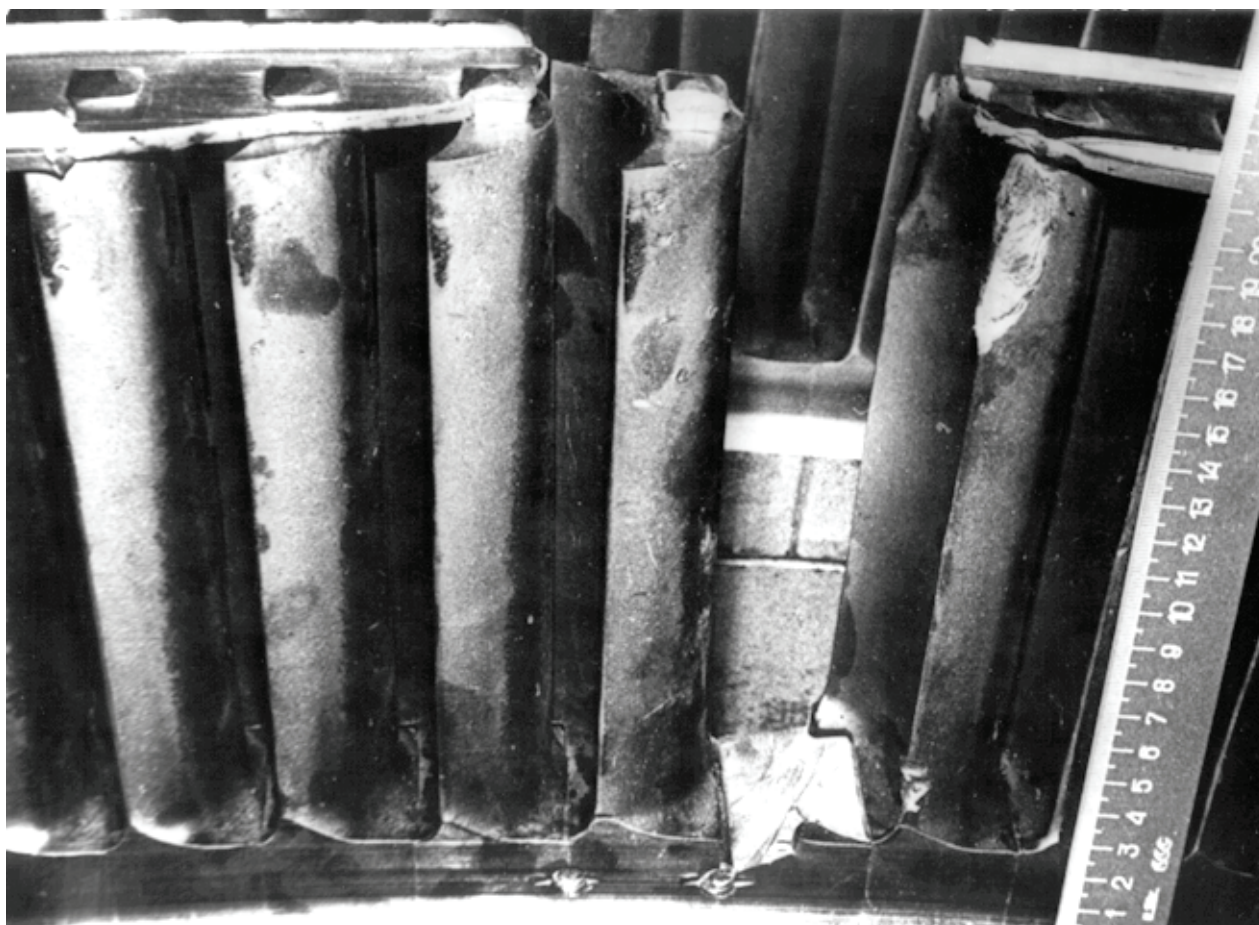


Рис. 16.46. Одновременное разрушение лопатки и ленточного бандажа

та на этот вопрос следует рассмотреть характер излома бандажа. Если он имеет явно выраженный вязкий характер, то ясно, что отрыв лопатки привел к последующей поломке бандажа. В этом случае следует искать причины поломки лопатки как элемента пакета. Прежде всего следует вычислить частоты несколько первых тонов колебаний пакета [тона A_0 , B_0 , A_1 и изгибно-крутильных колебаний (см. § 16.3)] и частоты возмущающих сил I рода $f'_B = kn$ и II рода $f''_B = nz_c$ и проверить возможность существования резонанса на рабочей частоте вращения. Как указывалось выше, турбинный завод при проектировании отстраивает пакеты от резонанса. Однако фактическое выполнение лопаток, например, замковых, неплотный монтаж лопаток на ободу диска, большие отклонения частоты сети от допустимой или длительная работа турбины при «проходных» резонансах или малых объемных пропусках пара, наконец, качество выполнения предшествующей диафрагмы, — анализ всех этих факторов позволит найти причину усталостного разрушения лопатки.

Продолжим рассмотрение аварии, показанной на рис. 16.46 и 16.47. Если характер излома бандажа устало-

стный, то можно предположить, что отрыв бандажа произошел раньше. В этом случае необходимо установить форму колебаний пакета, при которой произошла поломка. В рассматриваемой аварии на соседних (неразрушившихся) пакетах были обнаружены многочисленные трещины, идущие от углов шипов вдоль оси турбины. Это явно свидетельствовало об изгибно-крутильных колебаниях пакета. Если при этом оказывается, что и расчетный анализ свидетельствует о возможности резонанса, то причина разрушения может считаться установленной с большой степенью вероятности. При этом следует проверить, как изменяются частотные характеристики лопатки при обрыве бандажа и как изменится значение пакетного множителя χ (см. § 16.3), что даст дополнительную информацию для выяснения причин поломки.

Пример 16.11. В ЧНД мощной паровой турбины неоднократно наблюдались поломки второй ступени ЦНД. Установлено, что наиболее вероятной причиной поломок является обрыв ленточного бандажа с последующим попаданием одиночной лопатки в резонанс 8-кратности по первому тону тангенциальных колебаний.

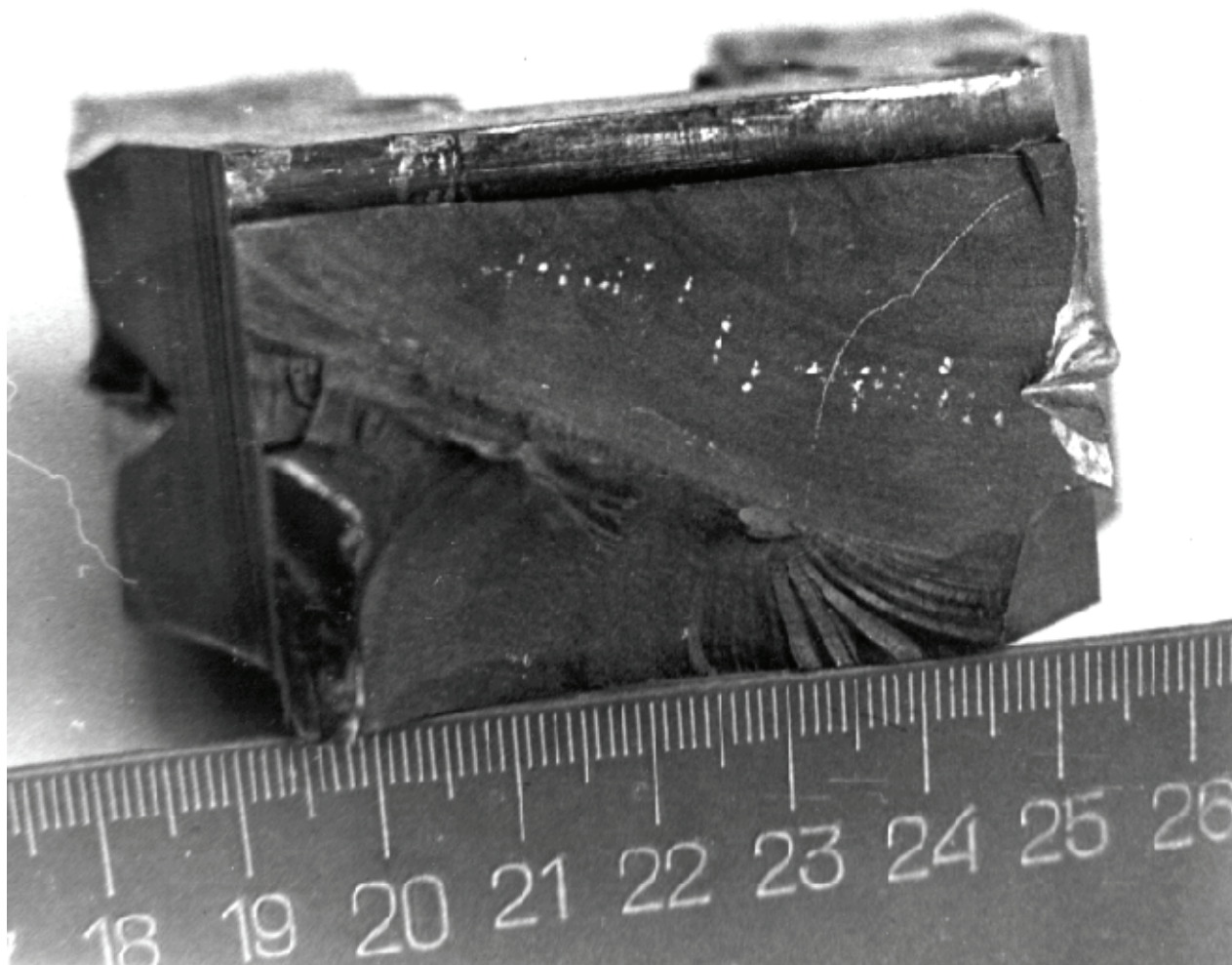


Рис. 16.47. Усталостный излом лопатки, показанной на рис. 16.46

16.9.3. Разрушение проволочных связей

Последствия разрушения проволочных связей зависят от их роли и назначения.

Разрушение проволочных связей, устанавливаемых для ликвидации определенных форм колебаний (например, типа В, см. рис. 16.19) приводит к возможности таких колебаний, и в случае резонанса происходит быстрое разрушение и рабочих лопаток.

Основное назначение демпферных проволочных связей — уменьшение резонансных напряжений путем демпфирования колебаний. Поэтому разрушение демпферных связей может привести к возрастанию напряжений во много раз (иногда на порядок) и также к быстрому разрушению рабочих лопаток.

В общем случае причины разрушения проволочных связей те же, что и бандажей: попадание в точную часть посторонних предметов, усталостные

поломки, вызванные переменными возмущающими силами, наличие отложений (особенно в затененных местах), содержащих агрессивные среды, эрозия и т.д. При этом следует иметь в виду, что если прочность лопаточных и интегральных периферийных бандажей в какой-то степени можно обеспечить изменением их толщины, то для проволоч такой мера затруднительна из-за снижения КПД ступени.

16.9.4. Меры борьбы с разрушениями бандажей и связей

Меры борьбы с разрушениями бандажей и связей следуют из причин. Поломки, связанные с ошибками при проектировании новых ступеней, выявляемые обычно на начальных этапах эксплуатации головных турбин, устраняются на последую-

ших турбинах. После этого на передний план выходит строгое соблюдение технологии изготовления, сборки и последующего ремонта.

Ленточные бандажи и шипы на лопатках требуют выполнения в строгом соответствии с чертежами. Особое внимание уделяется обработке отверстий под шипы, являющимися концентраторами напряжений. После просечки отверстий бандажная лента обязательно проходит термообработку (отпуск) для снятия остаточных напряжений, возникших при просечке. Края отверстий не должны иметь надрывов и сильного смятия. Бандажная лента надевается на шипы лопаток под действием легких ударов молотка, а зазор между лентой и торцевой поверхностью лопатки не должен превосходить 0,1 мм. Излишний натяг посадки ленты на бандаж приводит при расклепке к расширению отверстия ленты, смятию и разрыву краев отверстий и последующему разрушению бандажа в условиях эксплуатации. Слишком большие зазоры между лентой и шипом не обеспечивают достаточных сил трения между поверхностями шипа и отверстия в ленте при расклепке и поэтому ослабляют соединение.

Исходная проволока, поступающая на завод для изготовления связей, в обязательном порядке проходит термообработку для повышения ее пластичности. Пайка связей к лопаткам должна быть качественной, а сочленения лопаток и демпферных связей строго соответствовать чертежу. Излишний натяг между проволокой и лопаткой приводит к отсутствию их взаимных смещений, уменьшению сил трения и снижению демпфирования. Наоборот, недостаточный контакт проволоки и лопаток приводит к снижению прочности бандажа и также недостаточному трению.

Контрольные вопросы

1. Что следует учитывать при оценке ущерба от аварии паровой турбины?
2. Назовите основные причины аварий рабочих лопаток.
3. Как отличить усталостный излом от изломов других типов?
4. Когда происходит отрыв лопатки при развитии усталостной трещины?
5. В двух рабочих лопатках длиной 100 и 1000 мм возникли одинаковые усталостные трещины в сечениях, в которых напряжения также одинаковы. Для какой из лопаток возникшая трещина представляет большую опасность?
6. Назовите основные виды колебаний рабочих лопаток.
7. Что представляет собой логарифмический декремент колебаний?
8. Что называют вибрационными характеристиками рабочих лопаток?
9. С какой частотой происходят вынужденные колебания?
10. Что такое резонанс?
11. Назовите возможные типы колебаний рабочих лопаток и их главные отличия друг от друга.
12. Назовите причины появления возмущающих сил в проточной части турбины.
13. Какие зоны лопаток являются наиболее вероятными для появления трещин усталости?
14. Сопловая решетка ступеней состоит из 80 лопаток. Частота вращения 50 1/с. Определите частоты возмущающих сил и оцените возможность резонанса, если средняя частота собственных колебаний рабочих лопаток 3969 Гц, а разброс частот на колесе $\pm 5\%$?
15. Какие возмущающие силы не представляют опасности для лопаток турбин?
16. Почему перевязка лопаток в пакеты снижает уровень их вибрации?
17. Что такое порог развития трещины усталости?
18. Назовите меры по предупреждению усталости рабочих лопаток.
19. Что такое коррозионная усталость?
20. Назовите условия, при которых происходит образование язв на поверхности рабочих лопаток, и основные факторы, определяющие этот процесс.
21. Назовите основные особенности коррозионной усталости.
22. Назовите источники попадания агрессивных веществ в проточную часть турбины и механизмы их концентрирования.
23. Какую роль в коррозионной усталости играют твердые отложения на поверхности лопаток?
24. Назовите меры предупреждения коррозионной усталости.
25. Назовите последствия эрозионного износа рабочих лопаток.
26. Какие причины вызывают эрозию входных и выходных кромок рабочих лопаток?
27. Назовите основные источники капельной влаги в турбине, вызывающие эрозию рабочих лопаток.
28. Каковы основные стадии протекания процесса эрозии?
29. Назовите главные факторы, определяющие процесс капельной эрозии.
30. Какими мерами следует бороться с капельной эрозией?
31. В чем состоит явление абразивного износа и какие факторы его определяют?
32. Назовите источники абразивных частиц и меры борьбы с абразивным износом.
33. Каковы причины и меры борьбы с отрывом лопаток?
34. Каковы причины излома рабочих лопаток?
35. Назовите причины разрушения хвостовиков рабочих лопаток, бандажей и проволоочных связей. Каковы последствия их разрушения?

Глава семнадцатая

РАЗРУШЕНИЯ И ПОВРЕЖДЕНИЯ РОТОРОВ И ИХ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ

17.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ И РАЗРУШЕНИЙ РОТОРОВ

Для роторов турбин характерны следующие повреждения:

1) внезапные хрупкие разрушения цельнокованных роторов с разделением на множество разлетающихся крупных и мелких фрагментов;

2) появление трещин на расточках, в ободьях дисков, придисковых галтелях и разгрузочных отверстиях высокотемпературных роторов вследствие исчерпания длительной прочности материала;

3) появление трещин на поверхности цельнокованных роторов в зоне концевых и диафрагменных уплотнений и в придисковых галтелях вследствие термической усталости материала;

4) появление трещин вследствие коррозии под напряжением на расточках насадных дисков, в ободьях, галтелях и разгрузочных отверстиях насадных дисков;

5) появление трещин в валах роторов вследствие многоциклового усталости;

6) остаточные прогибы роторов вследствие задеваний, ползучести и других причин.

Рассмотрим эти явления подробнее.

17.2. ХРУПКИЕ ВНЕЗАПНЫЕ РАЗРУШЕНИЯ ЦЕЛЬНОКОВАННЫХ РОТОРОВ

17.2.1. Внезапные хрупкие разрушения и их причины

Хрупкие внезапные разрушения роторов являются наиболее опасными, поскольку они влекут за собой, как правило, полное разрушение всей турбины, серьезные повреждения другого оборудования, а иногда и человеческие жертвы. Такие разрушения происходят внезапно, и этим усугубляется тяжесть их последствий.

Следует подчеркнуть, что термин «внезапный» является условным. На самом деле «внезапному разрушению» почти всегда предшествует более или менее длительный «инкубационный» период, когда

происходит накопление повреждений на микроуровне, затем появляется макротрещина, которая растет до критического размера. Последний этап роста трещины является очень быстрым, и поэтому он воспринимается как внезапный. Таким образом, *причиной внезапного хрупкого разрушения является существование в детали в какой-то момент времени дефектов критического размера.*

Появление и формирование критических дефектов может происходить на этапах производства роторов, в процессе длительной эксплуатации и даже относительно коротких отдельных операций на турбине.

Хрупкие разрушения могут возникнуть по следующим основным причинам:

1) из-за плохого качества материала ротора;

2) из-за высоких динамических напряжений при внезапной и сильной разбалансировке ротора;

3) при неправильном проведении пуска из холодного состояния.

Для исключения первой причины ротор в процессе всего производства проходит тщательный контроль. Особенно опасными являются флокены — газообразные (водородные) включения, образующиеся в отливке при неправильной технологии производства и в дальнейшем при проковке превращающиеся в сетку пятен и трещин.

Пример 17.1. На одной из ТЭС США произошел разрыв ротора ЦНД двухвальной турбины мощностью 165 МВт при опробовании автомата безопасности. При этом частота вращения на 8,6 % превысила номинальную. Ротор был разорван на четыре крупных куска, два из которых попали в конденсатор. Большое количество оторвавшихся мелких кусков вызвало такое повреждение соседнего оборудования, что это потребовало остановки всей станции. Причиной аварии явились хрупкость материала ротора и большое число флокенов, образовавшихся из-за неправильной технологии производства и недостаточного технологического контроля.

Аварии такого типа заставили искать эффективные методы обнаружения флокенов в толще поковок. Самым эффективным методом оказалась ульт-

развукочная дефектоскопия. Поковка ротора, содержащая в себе флокены, бракуется.

Трещины на внутренней поверхности осевого сверления ротора могут появиться в процессе эксплуатации в результате ползучести и исчерпания длительной прочности. Поэтому при капитальных ремонтах турбины, особенно прослужившей достаточно долгое время, необходимо тщательно осматривать расточку ротора, чтобы вовремя заметить образование таких трещин.

При внезапной разбалансировке ротора, например, при вылете длинной лопатки, появляется поперечная неуравновешенная сила. Она многократно усиливается, если после отключения генератора от сети турбина какое-то время работает на критической частоте вращения. Известно, что даже пластичные материалы при динамическом приложении нагрузки разрушаются хрупко. Таким образом, высокие динамические напряжения изгиба в разбалансированном роторе приводят к быстрому появлению трещины усталости, ее развитию и, наконец, хрупкому разрушению.

Особую опасность для роторов ЦВД и ЦСД представляют пуски из холодного состояния, если последние производятся слишком быстро и ротор не успевает прогреться.

Чтобы понять причину хрупкого разрушения в этом случае, напомним, что оно происходит при достижении трещиной критического размера, который определяется вязкостью разрушения материала K_{Ic}^2 и номинальными напряжениями σ :

$$l_{кр} \approx K_{Ic}^2 / (\pi \sigma^2). \quad (17.1)$$

Вязкость разрушения зависит от температуры (рис. 17.1): чем ниже температура, тем ниже вязкость разрушения. Понижение температуры ротора, например, со 100 до 60 °С уменьшает вязкость разрушения примерно в 2 раза, что, как видно из формулы (17.1), сокращает критический размер дефекта в 4 раза.

Дополнительное снижение K_{Ic} в условиях эксплуатации происходит вследствие высокотемпературного охрупчивания: с течением времени в материале происходят процессы миграции нечистот (сера, фосфор, мышьяк) на границы зерен, и материал становится хрупким.

Критический размер дефекта зависит и от напряжений. Если бы в роторе возникали напряжения только от центробежных сил, то опасности хрупкого

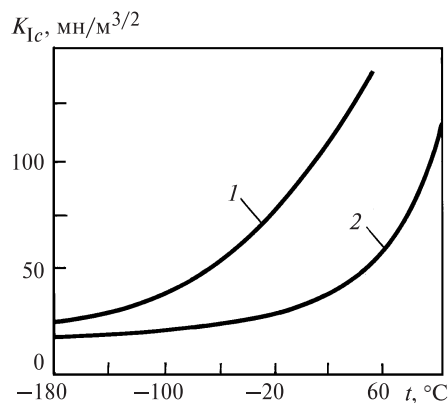


Рис. 17.1. Зависимость вязкости разрушения роторных сталей от температуры

1 — материал роторов ЦНД; 2 — материал высокотемпературных роторов

разрушения не было бы, поскольку эти напряжения вдвое-втрое меньше предела текучести. Однако при пуске турбины сечение ротора прогревается неравномерно: температура внешних слоев растет быстрее, чем средняя температура сечения, во внутренних — наоборот. Поэтому при пуске в роторе возникают температурные напряжения, сжимающие его материал во внешних слоях и растягивающие во внутренних. Таким образом, на расточке ротора к растягивающим напряжениям от центробежных сил прибавляются растягивающие температурные напряжения. Это, как видно из формулы (17.1), дополнительно уменьшает критический размер дефекта. Таким образом, оказывается, что при быстром пуске турбины из холодного состояния, когда вязкость разрушения материала ротора мала, а напряжения велики, даже небольшой дефект, совершенно не опасный при нормальной работе турбины, может привести к внезапному хрупкому разрушению ротора. В практике эксплуатации было несколько случаев таких разрушений.

Пример 17.2. На рис. 17.2 показан пример хрупкого разрушения ротора вала низкого давления (номинальная частота вращения — 3600 об/мин), произошедшего при пуске из холодного состояния на американской станции. В результате аварии образовались 23 куска массой более 40 кг и один массой 800 кг. Причиной разрушения явились мелкие трещины, появившиеся возле неметаллических включений внутри ротора под действием малоциклового усталости и ползучести, которые в процессе пусков (турбина прослужила 106 000 ч и пускалась 1245 раз из холодного и 150 раз из горячего состояния) объединились в магистральную трещину, достигшую критического размера, после чего и произошло разрушение.

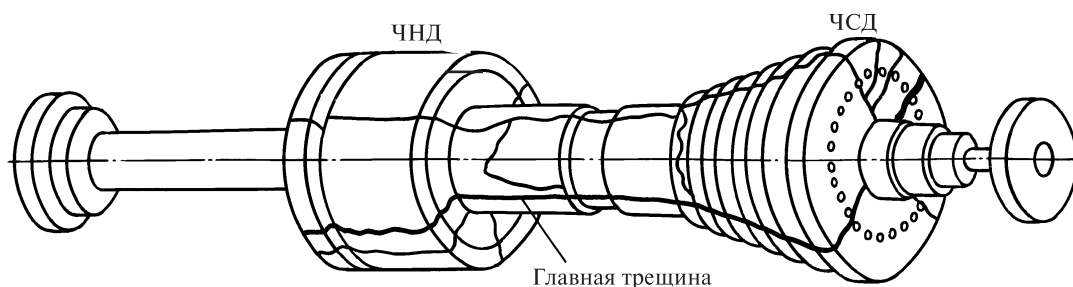


Рис. 17.2. Хрупкое разрушение ротора

Для исключения возможности хрупкого разрушения при пусках из холодного состояния пусковые инструкции обязательно предусматривают прогрев ротора на малой частоте вращения (когда напряжения от центробежных сил малы) для повышения на расточке ротора вязкости разрушения материала.

17.2.2. Предупреждение хрупких разрушений роторов

Поскольку первопричиной внезапных хрупких разрушений является существование трещины на расточке ротора, то главной мерой, предупреждающей внезапное хрупкое разрушение, является исключение появления трещин на расточке.

Для этого на заводе-изготовителе поковки и заводе-изготовителе турбины производится тщательный контроль в процессе производства. Итоговым контролем является балансировка ротора (холодного!) в специальной вакуумной камере на рабочей частоте вращения, которая одновременно является и проверкой ротора на хрупкое разрушение.

В условиях эксплуатации нельзя полностью исключить появление трещин на расточке, особенно после 20—30 лет эксплуатации. Оператор турбины должен всегда подозревать, что трещина существует и для исключения хрупкого разрушения ротора строго соблюдать простое правило: *ротор, прогретый до 180—200 °С, не должен иметь частоту вращения большую 1400—1500 об/мин.*

Тем более при недостаточном прогреве должны быть исключены все операции, связанные с повышением частоты вращения: испытание автомата безопасности на срабатывание или на сброс нагрузки.

После определенной наработки, когда вероятность появления трещин на расточке возрастает, по специальной инструкции проводится периодический контроль осевого канала. Обычно его совмещают с ремонтом. *Режимы работы оборудования*

должны быть подобраны так, чтобы трещина, не обнаруженная имеющимися методами контроля, не могла за период между инспекциями вырасти до критического размера.

При подозрении в появлении трещины в центральном канале целесообразно сократить время между инспекциями и в этот период использовать щадящие режимы эксплуатации, при которых:

- работать с пониженной нагрузкой и сопловым парораспределением для снижения температуры пара в камере регулирующей ступени с целью уменьшения скорости роста трещин;

- снизить температуру промперегрева (с одновременным снижением нагрузки для обеспечения допустимой влажности за последней ступенью);

- ограничить число пусков из холодного состояния.

17.3. ИСЧЕРПАНИЕ РЕСУРСА ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ

17.3.1. Основные факторы, определяющие длительную прочность материала

Длительная прочность — это основной фактор, который определяет ресурс турбины. При длительном пребывании материала ротора в условиях высоких напряжений и температуры в нем накапливаются повреждения в виде пор и разрыхлений, которые затем сливаются в макротрещину, постепенно растущую даже в условиях постоянной нагрузки. При достижении трещиной критического размера происходит «внезапное» хрупкое разрушение.

Ресурс длительной прочности работающего в турбине ротора определяется тремя основными факторами:

- температурой;

- напряжениями;

- длительностью пребывания ротора при высокой температуре (даже без напряжений).

Поэтому для турбин без промежуточного перегрева истощение длительной прочности в первую очередь происходит на поверхности осевой расточки под диском регулирующей ступени: здесь ротор омывается наиболее горячим паром, а напряжения, определяемые большой массой диска регулирующей ступени, максимальны.

Для турбин с промперегревом, как правило, более опасной зоной является поверхность осевого канала в зоне первой ступени ЦСД. Это связано с тем, что при одинаковых температурах свежего и вторично перегретого пара температура в первой ступени ЦСД оказывается больше, чем в регулирующей ступени ЦВД из-за меньшего теплоперепада. Кроме того, диск первой ступени ЦСД имеет больший диаметр, а его лопатки — большую длину. Поэтому и напряжения от вращения оказываются более высокими.

Длительная прочность материала зависит не только от температуры и напряжения, но и от длительности пребывания материала в условиях высокой температуры даже при отсутствии напряжений. При таких условиях происходит «старение» материала: по границам его зерен выпадают карбиды, он становится более хрупким и его длительная прочность снижается. На рис. 17.3 показана полоса разброса длительной прочности (ограничена сплошными линиями) хромомолибденованадиевой стали, полученной из материала «свежего» ротора. Видно, что материал холодных зон (светлые символы) роторов, отработавших 130—140 тыс. ч имел такое же сопротивление длительной прочности. Однако материал высокотемпературных зон существенно «состарился», и его длительная прочность снизилась.

Пример 17.3. Оценить снижение срока службы ротора за счет старения материала (см. штриховые линии на рис. 17.3), если напряжение $\sigma = 100$ МПа, а температура $t = 520$ °С.

Значение параметра Ларсона—Миллера для исходного материала при заданном напряжении

$$P = (T_0 + 273) (20 + \lg t_p) = 21 \cdot 10^3.$$

Тогда время до разрушения

$$\lg t_p = \frac{21 \cdot 10^3}{(T_0 + 273)} - 20 = 6,482.$$

В состаренном состоянии $P' = 20 \cdot 10^3$ и $\lg t'_p = 5,221$. Таким образом, $t_p = 3\,032\,000$ ч, $t'_p = 166\,219$ ч, т.е. время до разрушения снижается в 18,2 раза.

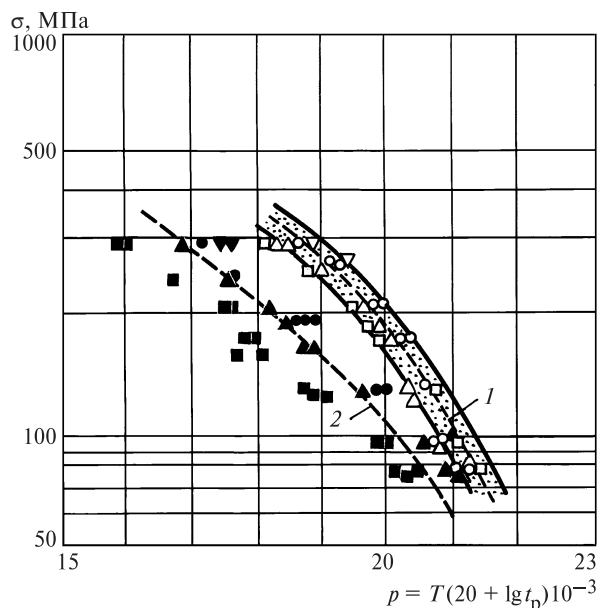


Рис. 17.3. Зависимость Ларсона—Миллера для хромомолибденованадиевой стали

1 — средняя линия для полосы результатов испытаний материала роторов в исходном состоянии (светлые точки — результаты испытаний материала низкотемпературных зон роторов после 130—140 тыс. ч эксплуатации); 2 — средняя линия для результатов испытаний высокотемпературных зон после 130—140 тыс. ч эксплуатации (темные точки)

Обнаружить эффект старения материала работающего ротора достаточно сложно, хотя и возможно с помощью тонких физических методов (например, по разрыхлению материала вследствие образования пор и снижения его плотности).

17.3.2. Предупреждение образования трещин в цельнокованых роторах вследствие истощения длительной прочности

Меры борьбы с образованием трещин длительной прочности следуют из их причин. В правильно спроектированном и изготовленном роторе, в частности, рассчитанном с учетом постепенного охрупчивания материала, досрочное появление трещин длительной прочности на расточке ротора может произойти только вследствие повышения температуры ротора. В свою очередь это возможно по двум причинам: из-за увеличения температуры пара перед ЦВД или ЦСД или из-за роста температуры пара в камере регулирующей ступени, например, при

уменьшении мощности турбины методом скольжения давления (см. рис. 11.12).

Пример 17.4. В камере регулирующей ступени турбины при номинальной нагрузке температура пара составляет $505\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при разгрузке на ночь на скользком давлении при всех полностью открытых регулирующих клапанах на время 8 ч температура увеличивается на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. При аналогичном разгрузке регулируемыми клапанами температура снижается на $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить выработку ресурса длительной прочности после 100 000 ч эксплуатации при номинальной нагрузке и в двух рассмотренных режимах частичной нагрузки, если в состоянии установившейся ползучести напряжения на расточке $\sigma_{\theta} = 90\text{ МПа}$. Длительная прочность материала подчиняется зависимости Ларсона—Миллера (см. рис. 17.3), которую можно аппроксимировать соотношением

$$P = T(20 + \lg t_p) \cdot 10^{-3} = (505,6 - 0,639\sigma)^{1/2}.$$

Определим выработку ресурса за 100 000 ч при номинальной нагрузке. Значение параметра Ларсона—Миллера

$$P = (505,6 - 0,639 \cdot 90)^{1/2} = 21,168.$$

Тогда

$$\lg t_p = 21,168 \cdot 10^3 / (505 + 273) - 20 = 7,208,$$

т.е. время разрушения при работе с номинальной нагрузкой составит $t_p^{(\text{ном})} = 16,14 \cdot 10^6\text{ ч}$, и выработка ресурса за 100 тыс. ч:

$$\lambda_{\text{ном}} = 100\,000 / (16,14 \cdot 10^6) = 0,0062 = 0,62\%.$$

При работе на скользком давлении

$$\lg t_p^{(\text{ск})} = 21,168 \cdot 10^3 / (515 + 273) - 20 = 6,864.$$

Тогда время до разрушения при этом режиме $t_p^{(\text{ск})} = 7,31 \cdot 10^6\text{ ч}$. Выработка ресурса за 100 000 ч составит:

$$\lambda_1 = \frac{2}{3} \lambda_{\text{ном}} + \frac{1}{3} 100\,000 / t_p^{(\text{ск})} = 0,87\%,$$

т.е. выработка ресурса увеличивается почти в 1,5 раза.

Для случая регулирования нагрузки турбины регулируемыми клапанами при постоянном начальном давлении время до разрушения составит $t_p^{(\text{пост})} = 1\text{ млрд ч}$, т.е. при этом режиме поврежденность практически не вносится и выработка ресурса составит

$$\lambda_2 = \frac{2}{3} \lambda_{\text{ном}} = 0,41\%.$$

Конечно, из этого примера вовсе не следует, что применение режима скользкого давления нецелесообразно.

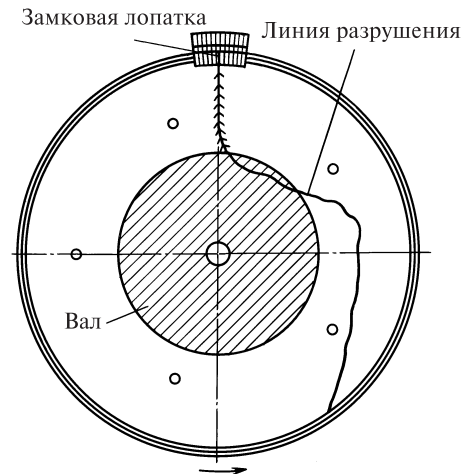


Рис. 17.4. Разрыв диска вследствие трещины, появившейся в результате исчерпания длительной прочности

Для исключения повышения температуры в камере регулирующей ступени скольжение следует осуществлять на части полностью открытых регулирующих клапанов.

Трещины длительной прочности могут возникать не только на расточках роторов, но и в придисковых галтелях и ободьях дисков, где расположены хвостовые соединения.

Пример 17.5. На рис. 17.4 схематично показан диск первой ступени ЦСД турбины мощностью 125 МВт, разрушившейся вследствие исчерпания длительной прочности после менее чем 2-х лет службы. Трещина возникла в зоне двух отверстий под заклепки замковой лопатки, затем она развивалась до критического размера, после чего произошел вырыв сегмента в 160° .

Пример 17.6. На рис. 17.5 показано разрушение от исчерпания длительной прочности пазов под хвостовики на барабанных роторах американских турбин, прослуживших всего 7 мес. В последних двух случаях причиной исчерпания длительной прочности явилась низкая длительная пластичность материала ротора.



Рис. 17.5. Разрушение хвостовых соединений вследствие исчерпания длительной прочности

17.4. ТЕРМИЧЕСКАЯ УСТАЛОСТЬ РОТОРОВ

Трещины в роторах турбин могут образовываться не только на внутренней расточке, но и на поверхности вследствие малоциклового (термической усталости).

Выше отмечалось, что высокие температурные напряжения в сочетании с напряжениями от центробежных сил могут привести к недопустимому возрастанию напряжений на расточке ротора и его внезапному хрупкому разрушению. Однако при пуске еще большие температурные напряжения возникают в роторе на его поверхности, которая имеет непосредственный контакт с паром. Эти напряжения многократно усиливаются концентрацией напряжений. Даже при умеренных скоростях пуска турбин в местах концентрации напряжений возникают столь значительные напряжения, что происходит пластическое течение материала. Это приводит к тому, что при выходе агрегата на стационарный режим в роторе появляются остаточные напряжения, которые релаксируют и вызывают накопление повреждений в материале за счет ползучести. При многократном повторении таких пусковых напряжений в роторе возникают трещины малоциклового (термической) усталости.

Трещины термической усталости обычно возникают в тех местах турбины, где температура изменяется наиболее значительно, где она достигает максимальных значений и имеются резкие переходы, надрезы, галтели и т.д. Как правило, это область первой ступени ЦВД и ЦСД и зона уплотнений первой диафрагмы или ближайшего отсека концевого уплотнения. Особую опасность представляют тепловые (компенсационные) канавки. В этих местах напряжения могут в 5—6 раз превышать так называемые номинальные напряжения (в предположении отсутствия тепловых канавок). Другим слабым местом является галтель между диском первой ступени и валом (рис. 17.6), которая подвергается тщательной профилировке для уменьшения концентрации температурных напряжений.

Пример 17.7. На рис. 17.6 показан ротор ЦВД с трещинами термической усталости, возникшими в придисковых галтелях первых ступеней японской турбины.

В настоящее время считается общепринятым, что температурные напряжения в роторах ЦВД и ЦСД — главный фактор, ограничивающий скорость пусков и нагружения турбины.

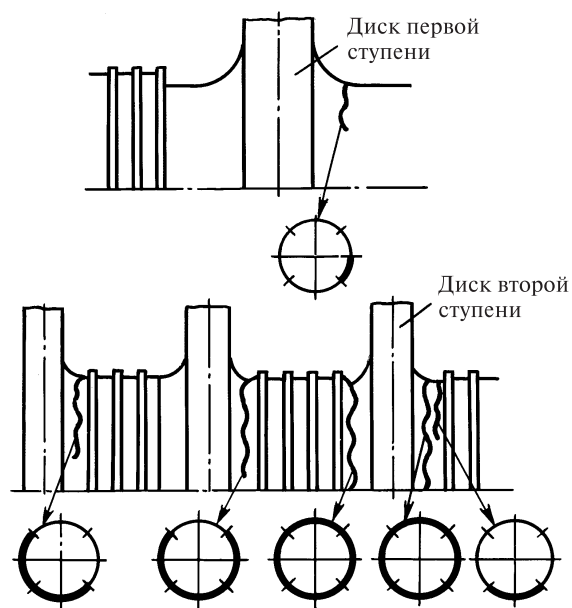


Рис. 17.6. Трещины термической усталости в турбине мощностью 125 МВт после 369 пусков

Меры предупреждения образования трещин термической усталости диктуются причинами, которые ее вызывают. Основная причина — это циклические пластические деформации, вызываемые стесненностью тепловых расширений отдельных зон ротора из-за его неравномерного прогрева, главным образом, по радиусу.

Возникающая по радиусу разность температур определяется двумя основными факторами: разностью температур пара и поверхности детали (температурным напором) и интенсивностью теплообмена между паром и поверхностью металла. Интенсивность теплообмена определяется характером теплообмена и скоростью пара относительно ротора.

Очень велика интенсивность теплообмена, когда пар попадает на поверхность ротора с температурой, меньшей температуры насыщения. В этом случае происходит конденсация пара на поверхности ротора, идущая до тех пор, пока поверхность ротора не достигнет температуры насыщения и не превысит ее. Процесс конденсации на поверхности вращающегося ротора практически не изучен, по-видимому, он имеет нестабильный характер. Чаще всего конденсация пара происходит при пуске турбины из холодного состояния и других нестационарных режимов, когда металл имеет низкую температуру, а давление увеличивается чрезмерно быстро, вместе с которым растет температура насыщения.

При течении сухого насыщенного и перегретого пара интенсивность теплообмена в основном определяется скоростью пара относительно ротора. В диафрагменных уплотнениях она в первую очередь зависит от протечки пара, которая, как известно из теории паровых турбин, определяется мощностью турбины: с ростом мощности от холостого хода до максимальной интенсивность теплообмена увеличивается в 8—10 раз.

Основная мера, предупреждающая появление трещин термической усталости в роторах — это поддержание в процессе пусков, разгрузений—нагрузений и остановок температуры пара, мало отличающейся от температуры металла, что обеспечивает малые переходные температурные напряжения. В свою очередь для этого требуется тщательное выполнение инструкции по эксплуатации, в частности, графиков пуска, остановки и скоростей разгрузки-нагрузки, поскольку они составлены прежде всего из соображения исключения высоких температурных напряжений.

Пример 17.8. На рис. 17.7 и 17.8 показаны графики изменения температур, мощности и разностей температур по радиусу роторов в первых ступенях ЦВД и ЦСД турбины мощностью 300 МВт для двух случаев ночного разгрузки и утреннего нагружения. На рис. 17.9 приведены вероятности появления трещины термической усталости в наиболее напряженном роторе ЦВД в зависимости от числа разгрузений—нагрузений для этих двух режимов.

В первом случае (см. рис. 17.7) разгрузка и нагрузка осуществлялось плавно со скоростями соответственно 3,8 и 2,6 МВт/мин с поддержанием постоянной температуры пара на входе в цилиндр и без глубокого охлаждения ротора ЦВД. Соответственно вероятность появления трещин в роторах (см. рис. 17.8) весьма мала. Даже если турбина будет разгружаться и нагружаться ежедневно (что для теплофикационной турбины нереально), то она может проработать более 40 лет.

Во втором случае (см. рис. 17.8) при разгрузении, даже несмотря на то, что его скорость была меньше, чем в первом случае, разности температур по радиусу оказались вдвое больше и связано это с глубоким уменьшением температуры в камере регулирующей ступени. Далее, нагружение турбины на отдельных этапах велось с совершенно недопустимыми скоростями (максимально допустимая за-

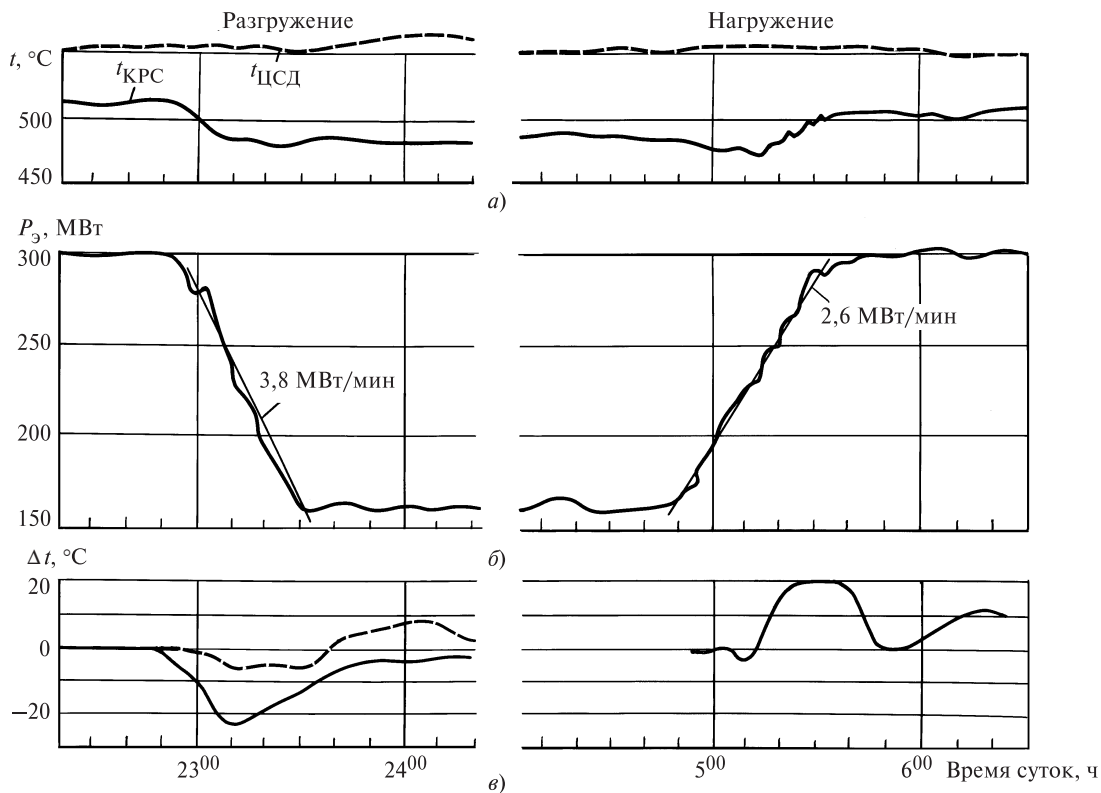


Рис. 17.7. Режимы разгрузки—нагрузки турбины мощностью 300 МВт в соответствии с инструкцией *а* — изменение температур пара КРС (сплошные) и перед ЦСД (штриховые); *б* — изменение мощностей турбины; *в* — возникающие разности температур по радиусу в РВД (сплошные) и РСД (штриховые)

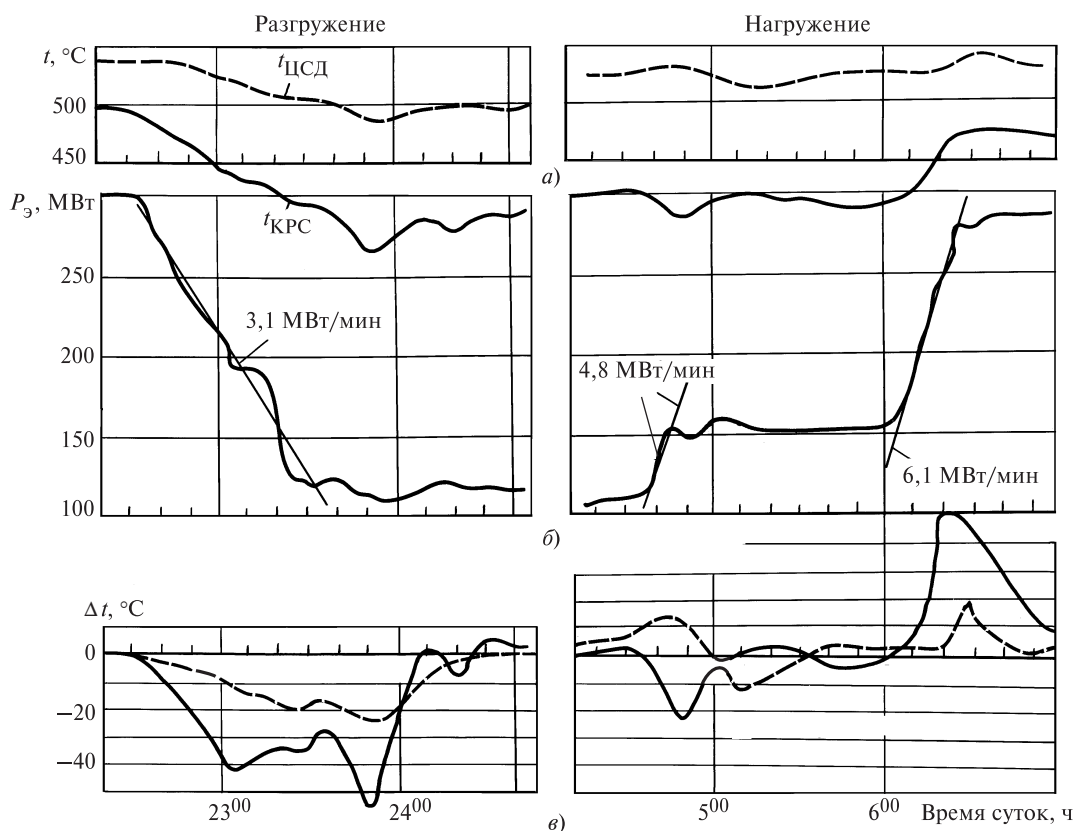


Рис. 17.8. Режимы разгрузки—нагрузки турбины мощностью 300 МВт при отклонении от графиков-заданий *a* — изменение температур пара КРС (сплошные) и перед ЦСД (штриховые); *б* — изменение мощностей турбины; *в* — возникающие разности температур по радиусу в РВД (сплошные) и РСД (штриховые)

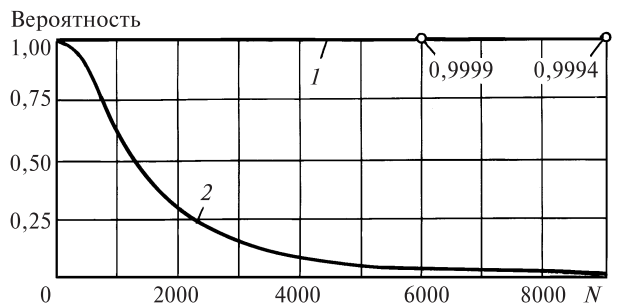


Рис. 17.9. Зависимость вероятности не появления трещины в РВД от качества ведения режимов *1* — режимы, показанные на рис. 17.7; *2* — режимы, показанные на рис. 17.8; *N* — число разгрузений—нагрузений

водом-изготовителем скорость находится на уровне 4,5 МВт/мин) и, главное, с большой скоростью повышения температуры пара. Если такое ведение режима будет нормой, то, как видно из рис. 17.9, уже после 9000 пусков (30 лет при 300 разгрузениях—нагрузениях в год) практически все турбины будут иметь трещины. Приведенный пример очень ярко иллюстрирует, что для предупреждения

образования трещин важна не столько скорость изменения мощности (которая является косвенным, но очень удобным параметром, характеризующим возникающие температурные напряжения), сколько скорость изменения температуры пара. Кроме того, он отвергает широко бытующее мнение о безопасности, в отличие от пусков и остановок, любых изменений нагрузки. Это справедливо только при грамотном ведении этих режимов.

Следует подчеркнуть, что исключить полностью температурные напряжения путем сдерживания скорости изменения температуры пара невозможно, в этом нет необходимости и даже вредно. Дело в том, что медленное изменение температуры пара в переходных режимах приводит к увеличению их длительности и к большим экономическим потерям из-за работы оборудования в нерасчетных условиях.

Основная термоусталостная поврежденность вносится в материал ротора при пусках турбины, и она определяется двумя основными условиями: температурным состоянием турбины и состоянием обо-

рудования турбоустановки перед пуском и изменением начальных параметров пара в процессе пуска.

17.5. ПОВРЕЖДЕНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ НАСАДНЫХ ДИСКОВ И ВАЛОВ

Разрушение дисков является одной из наиболее тяжелых аварий, поскольку оно, как правило, не только влечет за собой полное разрушение турбины, но и наносит серьезный урон соседнему оборудованию.

К разрушению дисков практически всегда приводит разгон машины при отказе систем регулирования и защиты. Это связано с тем, что диски так же, как и рабочие лопатки, являются очень напряженными деталями, причем их напряженность примерно пропорциональна квадрату частоты вращения. Поэтому *содержание в идеальном состоянии систем регулирования и защиты является неперемным условием исключения разгона турбины при резком сбросе нагрузки и отключении генератора от сети.*

К разрыву диска может привести некачественный металл, из которого он изготовлен, или неправильная его обработка. Следует подчеркнуть, что изготовление качественных поковок дисков в соответствии с теми высокими требованиями, которые к ним предъявляются, сложная технологическая задача.

В процессе изготовления диски проходят тщательный технологический контроль, а изготовленный ротор в специальной вакуумной камере разгоняется до рабочей частоты вращения при балансировке. Поэтому разрывы дисков — авария крайне редкая. Основной причиной разрыва дисков в условиях эксплуатации являются трещины, появляющиеся в результате усталости или коррозионного растрескивания под напряжением.

17.5.1. Коррозионное растрескивание дисков

Коррозионное растрескивание под напряжением — это явление появления и роста трещины в детали при постоянном действии напряжения в агрессивной среде.

Как показывает опыт эксплуатации, трещины коррозии под напряжением могут возникнуть в любом месте диска. Однако чаще всего они появляются в зонах концентрации напряжений и особенно там, где существуют условия для образования и сохранения достаточно длительного времени концентрированных растворов, например, из-за их выпаривания.

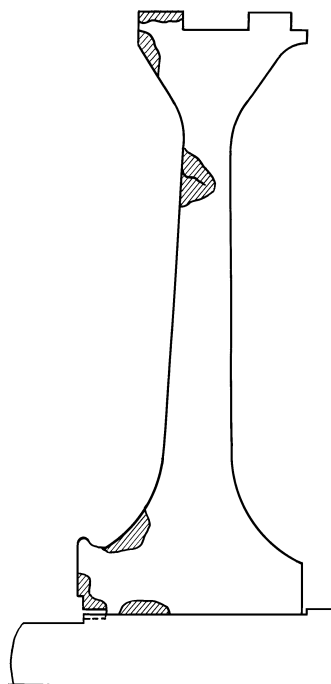


Рис. 17.10. Зоны появления (заштрихованы) трещин коррозии под напряжением в дисках турбин

Пример 17.9. На рис. 17.10 показаны зоны коррозионного растрескивания дисков роторов низкого давления американских турбин. Статистика, собранная к 1981 г., показала, что коррозионные разрушения возникли на 131 диске, причем 38 % разрушений происходило в зоне хвостового соединения (рис. 17.11), 29 % — на боковых поверхностях дисков, 26 % — в шпоночных пазах и лишь 4 % — на поверхности расточки.

Наибольшую опасность представляет появление трещины на расточке, поскольку это грозит разрывом диска и разрушением всей турбины.

Пример 17.10. Поучительной с этой точки зрения является авария с английской паровой турбиной мощностью 87 МВт. Авария привела к практически полному разрушению турбины и повреждениям двух соседних турбоагрегатов. Валопровод турбины был хрупко сломан в пяти сечениях, разорвались три диска в одном из ЦНД, и было разрушено облопачивание в других цилиндрах. Причиной аварии послужило образование трещин коррозии под напряжением (рис. 17.12) в полукруглых пазах под осевые шпонки. Возникшая трещина росла, и ее длина достигла критического значения. В момент стандартной операции по опробованию автомата безопасности, когда турбина достигла частоты вращения 53,3 1/с, произошел разрыв диска, повлекший за собой разрушение всей турбины.

Последствия этой аварии заставили персонал электростанций провести тщательный осмотр турбин с аналогичными дисками. В результате осмотра 810 дисков на

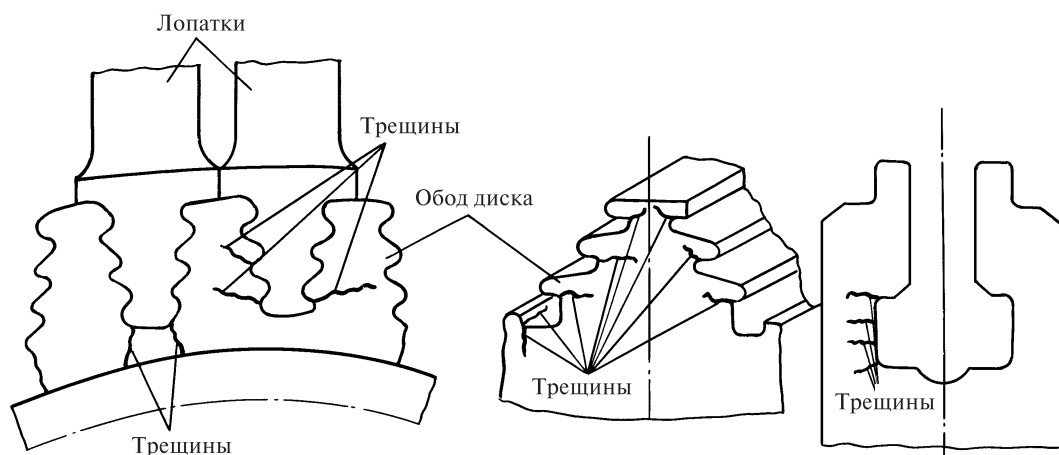


Рис. 17.11. Трещины коррозии под напряжением в зоне хвостовых соединений

102 роторах коррозионные трещины были обнаружены на 50 роторах, а число поврежденных дисков составило 124. Все трещины возникали в зоне перехода от перегретого пара к влажному.

В середине 80-х годов на дисках некоторых теплофикационных турбин на ТЭЦ с барабанными котлами также появились коррозионные повреждения. Предполагается, что главной причиной их возникновения является плохое качество пара, поступаю-

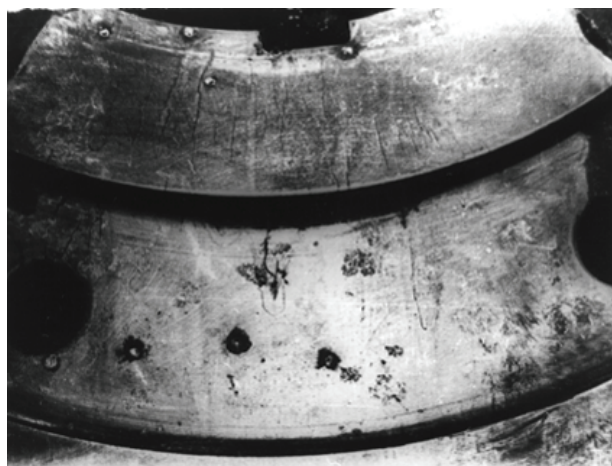


Рис. 17.13. Трещины коррозии под напряжением на торцевой поверхности втулки диска в районе шпоночного паза

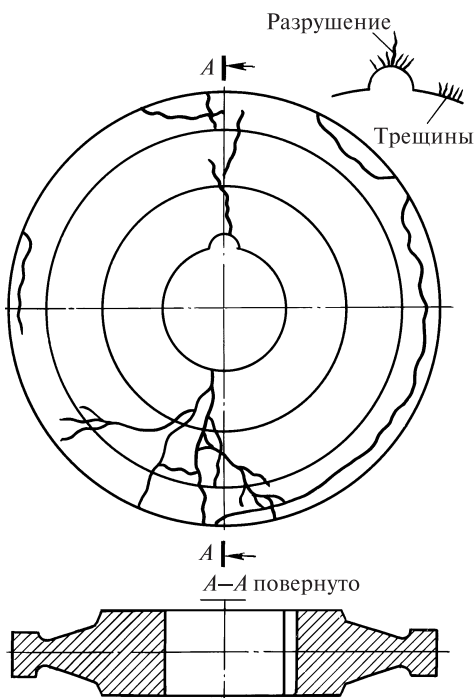


Рис. 17.12. Разрыв диска турбины вследствие трещины коррозии под напряжением

щего в турбину. Ухудшение качества пара вызывается присосами сырой воды в конденсаторе и сетевых подогревателях, а также подачей питательной воды на впрыск в паропроводы свежего пара для регулирования его температуры.

Характерные зоны появления трещин вследствие коррозии под напряжением приведены на рис. 17.13—17.15.

Рассмотрим явление коррозионного растрескивания. Если некоторый образец, не имеющий дефектов, нагрузить постоянным напряжением и поместить в агрессивную среду, то его дальнейшая «жизнь» будет состоять из трех стадий.

Первая стадия, или инкубационный период протекает без каких-либо видимых изменений. Его фи-



Рис. 17.14. Трещины коррозии под напряжением в отверстиях под заклепки вильчатого хвостового соединения

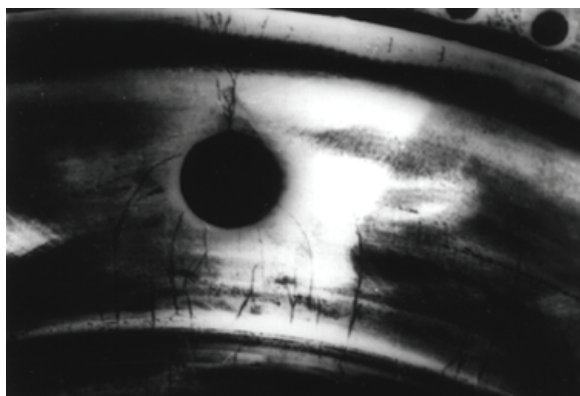
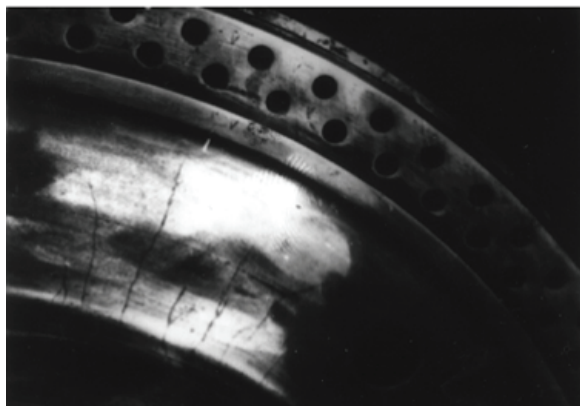


Рис. 17.15. Трещины коррозии под напряжением у разгрузочного отверстия и на полотне дисков



налом является появление небольшой трещины. Вторая стадия — это рост трещины вплоть до достижения третьей стадии — достижения критического коэффициента интенсивности K_{Ic} и практически мгновенного разрушения.

На различных стадиях коррозионного растрескивания действуют различные механизмы и поэтому влияние отдельных факторов оказывается разным.

Прежде всего, одним из главных определяющих факторов является агрессивность среды. Все коррозионные разрушения дисков происходят в зоне расширения пара, близкой к фазовому переходу. Здесь действуют те же механизмы концентрирования агрессивных примесей, которые рассматривались выше (см. § 16.4): появление первых насыщенных агрессивными веществами капель конденсата, циклическое подсушивание и увлажнение отложений в застойных зонах (зазорах в шпоночных пазах, хвостовых соединениях и т.д.). Чем выше концентрация агрессивных примесей, тем менее коротким является инкубационный период и тем быстрее развивается возникшая коррозионная трещина. Очень большое влияние на инкубационный период оказывают напряжения, с ростом которых инкубационный период также сокращается. На рис. 17.16 показано совместное влияние агрессивности среды и напряжений на время до появления трещины коррозии под напряжением для роторных сталей ЦНД. В водном растворе NaOH в количестве 28—35 % инкубационный период снижается примерно в 10 раз по сравнению с испытаниями в чистом паре.

Повышение напряжений вдвое, например, вследствие концентрации напряжений, приводит к уменьшению инкубационного периода в 8—10 раз. Рис. 17.16 очень хорошо объясняет, почему именно коррозионное растрескивание возникает в зоне фазового перехода и чаще всего в зонах концентрации

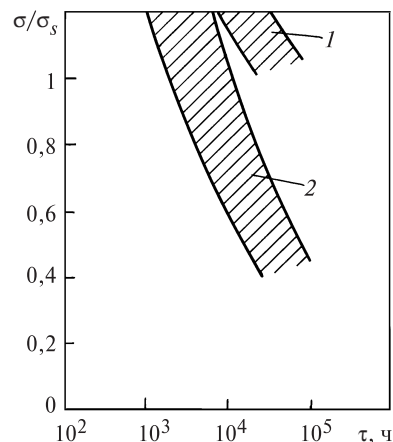


Рис. 17.16. Время до появления трещин коррозии под напряжением в дисковом материале в зависимости от приложенного напряжения в паре (1) и в концентрированном растворе щелочи (2)

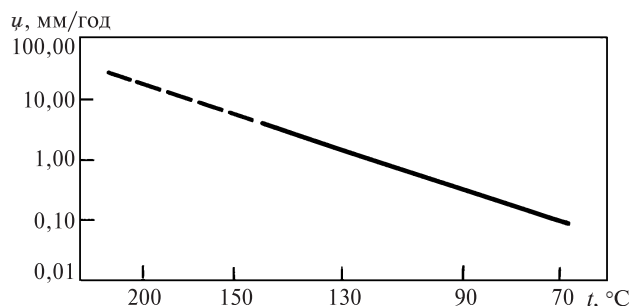


Рис. 17.17. Влияние температуры на скорость роста трещины коррозии под напряжением в агрессивной среде

напряжений (в шпоночных пазах и хвостовых соединениях).

Температура очень серьезно влияет на скорость распространения трещины коррозии. Из рис. 17.17 видно, что при повышении температуры с 70 до 120 °С скорость роста трещины увеличивается примерно с 0,1 до 15 мм/год. Отсюда становится ясным, что диски, работающие в зоне фазового перехода турбины Т-100/110-12,8 ТМЗ, более склонны к коррозионному растрескиванию, чем, например турбины Т-180/210-12,8 ЛМЗ. Процесс расширения пара в турбине Т-180/210-12,8 вследствие наличия промежуточного перегрева в h, s -диаграмме располагается существенно правее, чем в турбине Т-100/110-12,8. Поэтому процесс расширения пересекает нижнюю пограничную кривую $x = 1$ в точке, где температура конденсации существенно меньше, и поэтому скорость роста коррозионной трещины также меньше.

Основные меры борьбы с коррозионным растрескиванием дисков осуществляются на этапе конструирования и изготовления. Очень важными этапами являются выбор материала и качество поковки, из которой изготавливается диск. Закалка диска на высокий предел текучести с целью увеличения коэффициента запаса по статической прочности весьма существенно увеличивает скорость роста трещины. Поэтому и при изготовлении диска, и при ремонте (например, при его снятии с вала с помощью нагрева) следует обеспечить условия, когда исключается закалка его материала.

При изготовлении отливки должна тщательно соблюдаться технология, сводящая к минимуму загрязнение материала фосфором, серой, мышьяком и другими примесями, которые приводят к охрупчиванию материала, снижению K_{Ic} и повышению вероятности коррозионного растрескивания.

Диски, которые могут попадать в зону фазового перехода при изменении режима работы, не должны иметь осевых шпонок. Крутящий момент при временном ослаблении посадки должен передаваться торцевыми шпонками (см. рис. 3.19).

Кардинальным решением вопроса является исключение из использования для РНД сборных роторов (с насадными дисками). Сварные и цельнокованные ротора имеют меньшие напряжения, что позволяет выполнить их из более «мягкого» материала; отсутствие посадки позволяет исключить очень напряженную зону в области ступицы, омываемую паром с агрессивными примесями.

Задача персонала ТЭЦ в предупреждении коррозионного растрескивания дисков прежде всего состоит в тщательном поддержании технологии ремонта. Особенно тщательно следует соблюдать предусмотренные ремонтным регламентом натяги посадки в хвостовых соединениях. Повышенные монтажные напряжения, например, вследствие натяга в замках, препятствующих разгибу щек диска (см. рис. 3.7, z) или хвостовика, излишний натяг при установке штифтов хвостовиков (особенно, замковых лопаток) вполне может привести к появлению трещин коррозии под напряжением.

17.5.2. Вибрация дисков

Вибрация дисков и связанные с ней усталостные разрушения происходят под действием периодических импульсов со стороны парового потока. Природа возникающих внешних импульсов не отличается от природы импульсов, вызывающих вибрацию рабочих лопаток.

Подобно тому, как рабочие лопатки имеют различные тона колебаний, характеризующиеся соответствующими значениями собственных частот и форм колебаний, диски турбин также имеют бесконечное число собственных частот и форм колебаний. Из них наибольшее значение имеют две формы колебаний: зонтичная и веерная.

При **зонтичных колебаниях** все точки диска перемещаются во времени, за исключением точек, геометрическое место которых представляют собой окружности. В простейшем случае такой окружностью может быть окружность примыкания полотна диска к ступице. На рис. 17.18, a показана форма колебаний диска с одной окружностью: при колебаниях точки окружности в пространстве не перемещаются, а точки, расположенные внутри и вне ее,

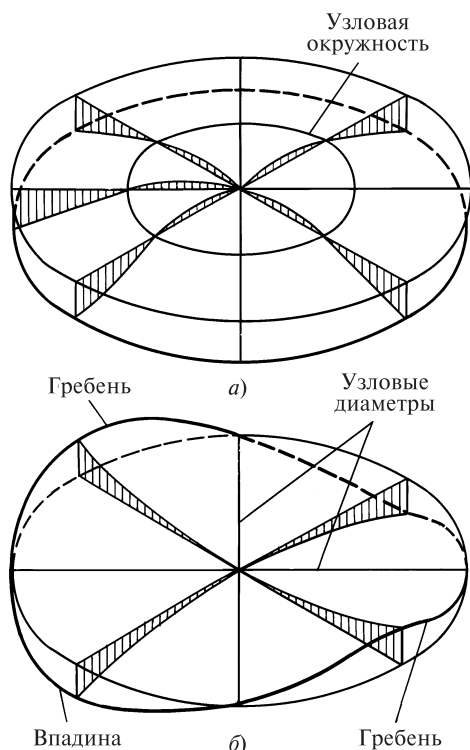


Рис. 17.18. Зонтчатые (а) и верные (б) формы колебаний дисков

колеблются в разных фазах. На диске могут быть две, три и более узловых окружностей.

В паровых турбинах практически отсутствуют условия для возникновения резонансных зонтчатых колебаний, поэтому они не играют существенной роли.

Гораздо большее значение имеют **веерные колебания** (рис. 17.18, б), при которых неподвижными (узловыми) являются диаметры, а соседние области колеблются в разных фазах. Опасными для турбинных дисков являются веерные колебания с числом узловых диаметров от двух до шести.

Так же, как и при вибрации рабочих лопаток, вибрация рабочих дисков опасна тогда, когда наблюдается резонанс, т.е. совпадение частоты собственных колебаний вращающегося диска с частотой возмущающей силы, и когда возмущающие силы достаточно велики. Опасным вибрациям подвержены только тонкие диски, частота собственных колебаний которых мала. Для исключения возможности резонанса диск «настраивают», снимая с его боковых поверхностей часть металла (без снижения его сопротивления разрыву) для изменения частоты собственных колебаний.

Для толстых дисков, в частности, для дисков последних ступеней, размеры ступиц и обода велики,

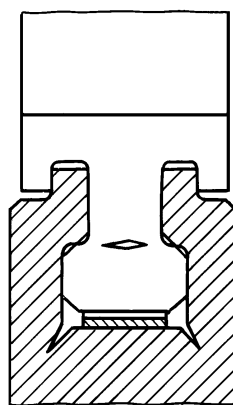


Рис. 17.19. Трещины длительной прочности в хвостовом соединении турбин 125 МВт

а внешний диаметр мал, поэтому такие диски имеют весьма высокую частоту собственных колебаний, и опасности резонанса для диска не возникает. Правда, учет осевых смещений диска при веерных колебаниях приходится все равно производить, поскольку они значительно сказываются на вибрационных характеристиках рабочих лопаток.

Вследствие вибрации в материале диска проявляется явление усталости металла, ведущее к появлению трещины усталости. Как обычно, трещины возникают в местах концентрации напряжений: разгрузочных отверстиях, галтелях, цапаинах и рисках.

Особенно опасным местом диска является его обод, на котором крепятся лопатки. Форма обода сложна, лопаточный паз имеет скругления малого радиуса, в которых действуют повышенные напряжения. Эти напряжения увеличиваются при неплотной установке лопатки в диске, когда на диск начинают действовать наряду с центробежной силой лопатки переменные напряжения от ее колебаний.

Пример 17.9. В практике эксплуатации французских турбин мощностью 125 МВт было более 20 случаев (на 18 турбинах) появления трещин в узком сечении щеки обода диска (рис. 17.19). Причинами появления трещин явились постепенное ослабление крепления лопатки в пазе диска, снижение частоты собственных колебаний, усиление вибрации лопаток и появление знакопеременных напряжений в обode диска. Одновременно с трещинами в обode возникли трещины и в узком сечении хвостовиков лопаток.

17.5.3. Усталость валов

При вращении колеблющегося вала в нем возникают изгибные напряжения, достигающие максимальных значений на его поверхности. Особенно значительны они в местах концентрации напряжений, т.е. в местах резких изменений диаметров сечений, тепловых и шпоночных канавок и т.д. Разме-

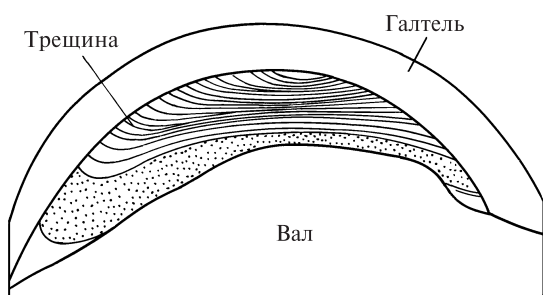


Рис. 17.20. Трещина усталости на поверхности ротора ЦНД турбины мощностью 125 МВт после 80 тыс. ч работы

ры ротора выбираются, главным образом, так, чтобы обеспечить требуемую критическую частоту вращения. При этом возникающие изгибные напряжения оказываются сравнительно малыми, и появление трещин усталости может произойти только в области концентраторов.

Пример 17.10. На рис. 17.20 показано образование трещины в переходной галтели от последнего диска к шейке вала в цельнокованом роторе ЦНД. Значительную роль в появлении и развитии этой трещины сыграли периодически возникающие концентрированные солевые

растворы. При возникновении трещины наблюдалось возрастание вибрации примыкающего подшипника.

Пример 17.11. На рис. 17.21 показан ротор низкого давления, разрушившийся после появления трещины усталости (совместно с коррозией) в вале ротора. Максимальная глубина трещины достигла 245 мм при диаметре вала 978 мм. В роторе второго ЦНД появилась аналогичная трещина, успевшая развиться до 50 мм.

Трещины усталости могут возникать и в шейках роторов ЦНД вследствие циклического кручения, возникающего при несинхронных включениях генератора в сеть и коротких замыканиях в генераторе.

17.5.4. Погибы валов

Выше отмечалось, что неравномерный прогрев или остывание вала или ротора неизбежно приводит к возникновению сильной вибрации. Такой изгиб, однако, в большинстве случаев носит временный характер и исчезает после прогрева турбины. К сожалению, в турбине может возникнуть остающееся искривление вала, которое поддается правке только в заводских условиях. Остающееся искривление может быть вызвано следующими причинами:

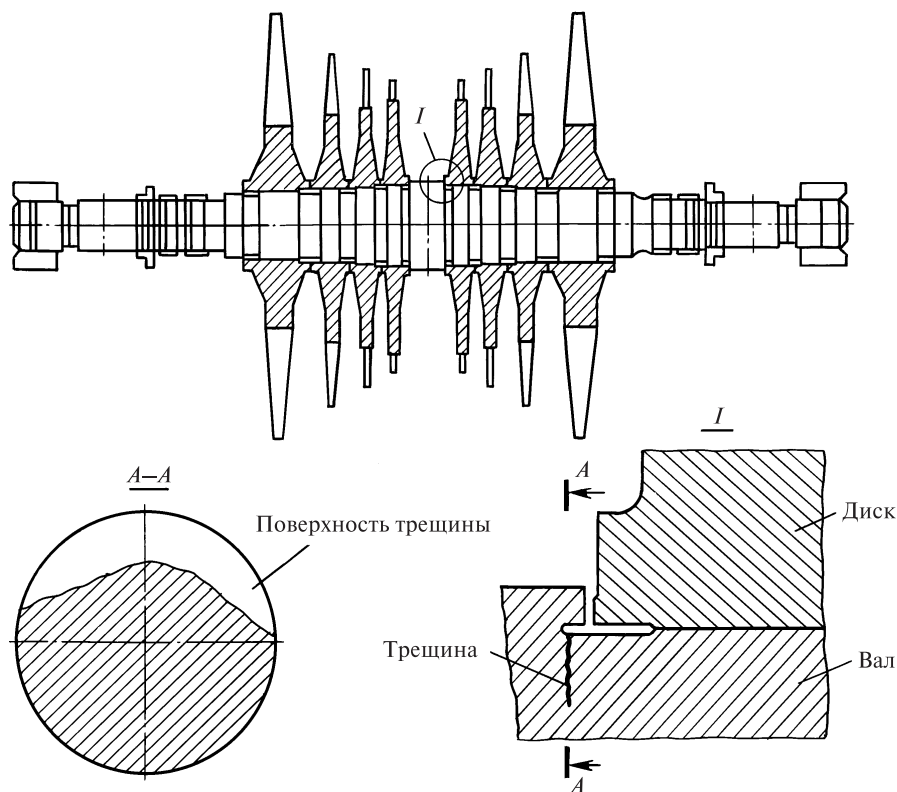


Рис. 17.21. Образование трещины усталости в галтели ротора ЦНД

1) проникновением в турбину воды или холодного пара, вызывающих местное охлаждение ротора и появление зоны остаточных пластических деформаций. Наиболее часто холодная среда проникает из паропроводов отбора пара на регенеративные и сетевые подогреватели или на приводную турбину питательного насоса;

2) радиальными задеваниями ротора о неподвижные детали. При задеваниях в месте контакта за счет трения появляется столь высокая неравномерность температур, что возникающие температурные напряжения превосходят предел текучести. При этом ясно, что сильно разогретые волокна вала будут сжаты. После остановки ротора в этом месте возникнут растягивающие остаточные напряжения, и место задеваний будет расположено на вогнутой стороне. Радиальные задевания возникают при повышенной вибрации ротора, а также при температурном изгибе вала и корпуса турбины.

Контрольные вопросы

1. Назовите возможные причины хрупкого разрушения роторов.
2. Что такое флокены и чем они опасны?
3. Чем опасен обрыв лопатки большой массы на роторе?
4. Почему нельзя повышать частоту вращения ротора непрогретой турбины?
5. Какой основной эксплуатационный фактор определяет долговечность роторов ЦВД и ЦСД?
6. В каких зонах цельнокованных роторов появляются трещины термической усталости?
7. Что такое коррозия под напряжением? Для каких деталей турбины она наиболее опасна?
8. Как влияют напряжения и агрессивность среды на длительность появления трещины коррозии под напряжением?
9. Как влияет температура на скорость роста трещины коррозии под напряжением?
10. Назовите виды колебаний дисков.
11. Назовите причины временного и остающегося прогиба роторов.

Глава восемнадцатая

ПОВРЕЖДЕНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ СТАТОРА ТУРБИНЫ

18.1. ПОВРЕЖДЕНИЯ КОРПУСОВ

Для корпусов паровых турбин характерны следующие повреждения:

- 1) разрушения с потерей герметичности;
- 2) нарушение плотности фланцевых разъемов;
- 3) образование трещин термической усталости;
- 4) коробления.

18.1.1. Разрушения с потерей герметичности

Разрывы корпусов турбины возможны либо вследствие появления очень крупных дефектов в условиях эксплуатации (например, крупных трещин термической усталости), либо за счет энергии разлетающихся деталей или их частей (например, оторвавшихся лопаток, разорвавшихся дисков и т.д.). Первая причина характерна для корпусов ЦВД и ЦСД, которые работают при высоких температурах, вторая — для корпусов ЦНД, где центробежные силы вращающихся масс наиболее значительны, а корпус тонок.

18.1.2. Нарушение плотности фланцевых разъемов

Пропаривание как внешних, так и внутренних корпусов турбин всегда приводит к снижению экономичности, так как часть пара исключается из работы в проточной части. Имеются и другие отрицательные последствия пропаривания разъемов.

При работе шпилек или болтов, скрепляющих фланцы (рис. 18.1, а), в условиях высоких температур в них возникает явление релаксации напряжений: сила затяжки не остается постоянной, а постепенно уменьшается. При этом *контактное давление в разьеме уменьшается* (сравни рис. 18.1, б и в), а на некоторой части может исчезнуть совсем; площадь контакта уменьшается, и при некоторой пре-

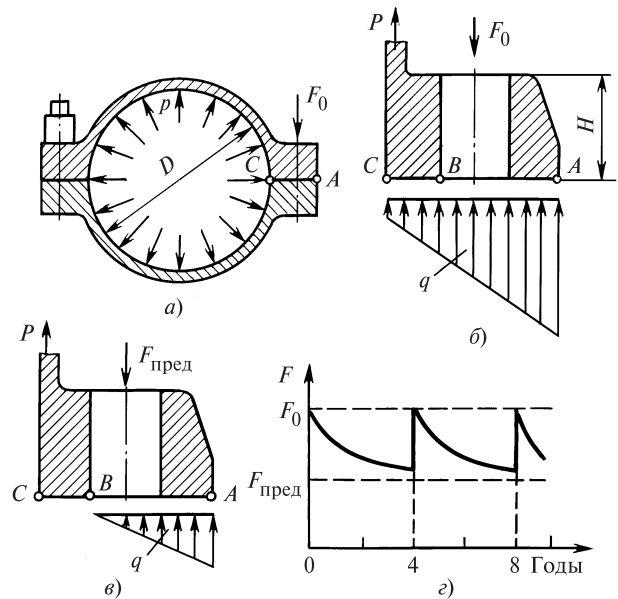


Рис. 18.1. Схема работы фланцевого соединения

а — фланцевое соединение; б — контактное давление по поверхности фланца; в — контактное давление во фланцевом соединении в момент начала пропаривания через зазор шпильки; г — изменение усилия затяжки в шпильке в процессе работы

дельно малой затяжке $F_{\text{пред}}$ (рис. 18.1, в и г) возникает пропаривание фланца. Поэтому *начальная затяжка шпильки F_0 должна быть такой, чтобы в течение межремонтного периода затяжка не уменьшалась до недопустимо малого значения*. Казалось бы, что для этого достаточно создать большую начальную затяжку F_0 . Однако чем больше F_0 , тем быстрее падает сила затяжки. Кроме того, материал шпильки оказывается столь нагруженным, что превышение начальной силы затяжки может вызвать ее пластическое деформирование и даже обрыв. Поэтому главным требованием к материалу шпилек, работающих в зоне высоких температур, является требование высокой релаксационной стойкости, которой обладают стали с повышенным содержанием легирующих элементов.

18.1.3. Термическая усталость корпусов турбин

Трещины термической усталости в корпусе появляются вследствие возникновения в его стенках высоких, повторяющихся от пуска к пуску температурных напряжений, которые в свою очередь являются следствием неравномерного прогрева корпуса по толщине. Этот вид разрушения характерен только для турбин, работающих с частыми и быстрыми пусками и остановками. Во многих случаях бывает так, что турбина, проработавшая много лет в условиях постоянной нагрузки (с несколькими остановками в году), не имеет никаких повреждений в корпусе, а при переводе ее в режим частых пусков в корпусе обнаруживаются трещины после нескольких сотен пусков.

Трещины появляются в тех зонах турбины, где, во-первых, температуры имеют максимальные значения и, во-вторых, скорость их изменения также максимальна. Такими зонами являются паровпускные части ЦВД (и ЦСД для турбин с промежуточным перегревом), которые содержат в себе элементы с резкими изменениями сечений, резкие переходы и другие концентраторы.

Появление опасных тепловых напряжений, вызывающих трещины, объясняется в основном двумя причинами: недостатками конструктивного харак-

тера и неотработанностью пусковых режимов или их нарушением.

Пример 18.1. Приведем пример образования трещин на ТЭС США в турбине мощностью 59 МВт на параметры свежего пара 8,7 МПа и 510 °С. Примерно после 3 лет эксплуатации и 65 пусков в корпусе были обнаружены настолько большие трещины, что его невозможно было отремонтировать в условиях электростанции и пришлось выполнять ремонт на заводе. Через 5 лет последующей эксплуатации, за время которой турбина пускалась еще 784 раза, в корпусе появились очень большие трещины и его пришлось заменить полностью.

Основной причиной разрушения явилась конструкция паровпуска, не позволяющая эксплуатировать турбину в режимах частых пусков и остановок. Дело в том, что сопловые коробки отливались заодно с крышкой корпуса. Сопрягаемые элементы паровпуска имели резкое различие в толщине, в частности, толщина сопловых коробок была значительно меньше толщины фланцев. Кроме того, пуск и нагружение турбины производились последовательным открытием регулирующих клапанов, когда температура в турбине изменяется наиболее значительно. Поэтому трещины термической усталости возникали в разделительных стенках сопловых коробок, в расточках под сопловой аппарат регулирующей ступени, местах сочленения сопловых коробок, фланцах в зонах отверстий под болты.

На рис. 18.2 показаны места и характер образования трещин в паровпускной части другой американ-

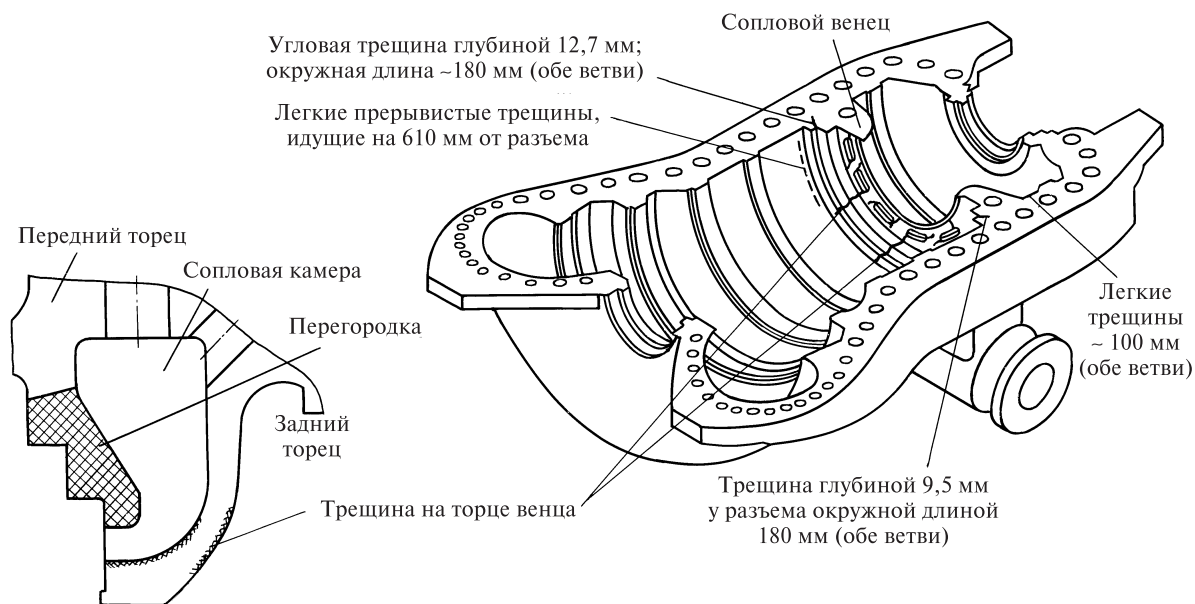


Рис. 18.2. Типичное расположение трещин в верхней части корпуса турбины мощностью 66 МВт на начальные параметры пара 6 МПа и 480 °С, работающей в режиме частых пусков

ской турбины, проработавшей 7 лет и пускавшей 1124 раза, в основном после остановки на ночь.

Эффективной мерой борьбы с образованием трещин термической усталости явилось изменение конструкции паровпуска: вместо сопловых коробок, отлитых заодно с корпусом, стали использовать отдельные сопловые коробки (см. рис. 3.26), свариваемые в корпус турбины. Применение такой конструкции позволяет выполнить стенки сопловых коробок тонкими (поскольку разность давлений, действующих на ее стенку, мала) и, следовательно, легко прогреваемыми. Корпус при этом будет обогреваться паром сниженной температуры.

Однако опыт эксплуатации показал, что такие меры эффективны только для турбины со сравнительно низкими начальными параметрами пара, когда не требуется большая толщина корпуса. С переходом на параметры 13 МПа и 565 °С в корпусах опять началось интенсивное образование трещин.

Пример 18.2. Многие турбины с одностенным ЦВД после 400—500 пусков имели трещины термической усталости в области камеры регулирующей ступени. В определенной степени образование трещин (рис. 18.3) обусловливалось неудачной конструкцией крепления направляющего козырька, при которой выточка в корпусе создавала значительную концентрацию напряжений. После модернизации паровпуска турбины, а также отработки пусковых режимов была обеспечена ее надежная работа.

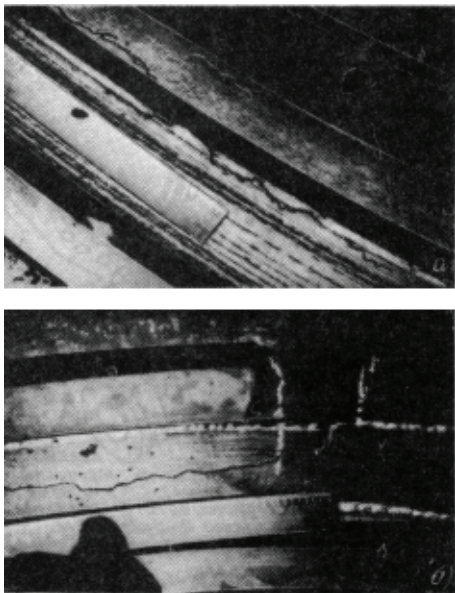


Рис. 18.3. Вид трещин на внутренней поверхности корпуса ЦВД турбины К-200-130
а, б — нижняя и верхняя половины корпуса

Большим сопротивлением термической усталости корпусов обладает конструкция с двойным корпусом и сопловыми коробками (см. рис. 3.28). Образование трещин происходило и в таких турбинах, например, во внутреннем корпусе первых турбин К-300-23,5, однако их причиной были не термическая усталость, а другие явления, обычно литейные пороки.

Следует отметить, что появление трещин термической усталости часто наблюдается и в других неподвижных элементах турбины, в частности, в корпусах регулирующих клапанов.

Неотработанность пусковых режимов обычно проявляется при переводе турбоагрегата в несвойственный ему режим эксплуатации. Например, турбины мощностью 150 и 200 МВт были первоначально спроектированы для работы с постоянной нагрузкой. При этом редкие пуски из холодного состояния были хорошо отработаны. Однако через некоторое время оказалось, что турбины необходимо использовать для покрытия неравномерностей графика нагрузки, в частности, останавливать на ночь и в конце недели. Недостаточная в первое время проработка графиков пуска этих энергоблоков из горячего и неостывшего состояния и конструктивные недостатки, снижающие маневренность, привели к многочисленным случаям появления трещин термической усталости. Модернизация турбин и тщательные исследования пусковых режимов позволили обеспечить надежную работу этих турбин и в условиях частых пусков.

18.1.4. Коробление корпусов

Короблением корпуса называется остаточное изменение его формы, приводящее к изменению цилиндричности расточек и нарушению плотности фланцевого соединения.

Коробление корпусов ЦВД и ЦСД во время эксплуатации турбины обнаруживается обычно по пропариванию внутреннего пояса разъема. При нормальном, недеформированном разъеме при пуске турбины пар подается в обнизку (см. рис. 15.4) — пространство между внутренним и наружным поясками фланцевого соединения и в среднюю часть корпуса и сбрасывается у его краев. По окончании пуска подача пара в обнизку прекращается. Однако при короблении внутреннего пояски фланцевого соединения внутреннее пространство турбины оказывается постоянно соединенным с обнизкой фланца. При этом по окончании пуска закрывать вентиль на

линии сброса пара из обнизки в конденсатор нельзя, поскольку обогревающие фланцы короба окажутся под давлением в корпусе турбины, существенно превышающем допустимое, и произойдет разрыв коробов или сработают предохранительные клапаны. Поэтому при короблении внутреннего пояска разъема приходится допускать постоянную утечку пара из корпуса в конденсатор, которая существенно снижает экономичность турбины.

В некоторых конструкциях обнизка не связана с коробами, однако и тогда ставить ее под большое давление недопустимо, поскольку в этом случае происходит прогрессирующее коробление, а иногда — пропаривание и внешнего уплотняющего пояска с утечкой пара в атмосферу. Тогда турбину необходимо немедленно ставить на капитальный ремонт.

Особенно четко коробление корпусов обнаруживается при разболчивании фланцевого соединения: между свободно положенной крышкой корпуса и нижней половиной обнаруживается зазор иногда в несколько миллиметров.

Пример 18.3. На первых мощных турбинах с промежуточным перегревом пара коробление фланцевого разъема ЦВД в некоторых случаях достигало 3,7 мм, а ЦСД — до 2 мм. Коробление внутреннего пояска наружного корпуса ЦВД некоторых турбин мощностью 300 МВт первых выпусков достигло 3 мм. Впоследствии эти недостатки были ликвидированы.

Турбину с деформированным фланцевым разъемом невозможно собрать: усилий затяжки шпилек (или болтов) не хватает для создания плотного фланцевого соединения. Поэтому при капитальных ремонтах фланцевые разъемы приходится подвергать исключительно трудоемкой шабровке, а иногда и предварительной опиловке.

Добиться абсолютно полного совпадения двух половин корпуса обычно невозможно: как правило, при свободном наложении крышки корпуса на нижнюю половину в некоторых местах остается зазор размером до 1 мм. Если при затяжке разъема ЦВД через одну—две шпильки, а ЦСД — через три—четыре шпильки зазоры исчезают (шуп толщиной 0,05 мм нигде не проходит), то такой разъем считается плотным.

Коробление корпуса может вызываться следующими причинами:

1) неправильной термообработкой корпуса, когда остаточные напряжения, неизбежно возникающие при его литье и затвердевании, не снимаются полностью. В этом случае происходит дальнейшее

«снятие» остаточных напряжений уже в процессе работы турбины. При этом корпус претерпевает остаточную деформацию в виде коробления. Свидетельством такого происхождения коробления в ряде случаев является его затухающий характер: после нескольких подшабровок коробление фланцевого разъема прекращается;

2) ползучестью материала корпуса, протекающей при высокой температуре и высоком давлении. Ползучесть наиболее интенсивно происходит в области паровпуска. Наряду с расширением паровпускной части корпуса в целом ползучесть вызывает неравномерное изменение напряжений по толщине его стенки и фланца, что равносильно действию остаточных напряжений, которые проявляются при разболчивании корпуса;

3) попаданием в корпус воды и холодного пара. В этом случае происходит мгновенное местное охлаждение внутренней поверхности корпуса и, если оно достаточно сильно, то в охлажденном месте возникают остаточные напряжения растяжения, вызывающие коробление корпуса. Именно вследствие попадания воды из подогревателей часто наблюдается коробление только нижней половины корпуса при сохранении нормального состояния крышки корпуса:

4) чрезмерно быстрыми пусками, когда в стенках корпуса возникают столь большие температурные напряжения, что происходит пластическое течение. Особенно опасны пуски из холодного состояния, когда могут происходить конденсация пара и резкий местный нагрев корпуса, вызывающий коробление.

Диагностика причин коробления корпуса очень сложна. Во многих случаях наблюдается связь между числом пусков и степенью коробления, иногда такой связи не обнаруживается. Как правило, для определения причин коробления требуются специально поставленные тщательные исследования.

Меры предупреждения коробления следуют из его причин. Необходимо строго выдерживать начальные параметры пара, в особенности температуру, во избежание интенсификации процесса ползучести, поддерживать в исправности регуляторы уровня конденсата греющего пара в подогревателях и обратные клапаны, чтобы исключить заброс воды в турбину, scrupuleзно соблюдать пусковые инструкции.

Короблению подвержены не только детали, работающие в области высоких температур, но и детали ЦНД.

Пример 18.4. Обследование ЦНД одной из турбин показало, что раскрытие горизонтального разъема внутреннего цилиндра (обоймы) достигало 7,5—8 мм. Первоначально цилиндрические расточки под установку диафрагм становились эллиптическими (с большой вертикальной осью), а эллипсность достигала 5—6 мм. Вследствие появления эллипсности в местах приварки кольцевых ребер, образующих камеры отборов, появились трещины. Диафрагмы сдавливались радиальными силами в плоскости разъема из-за выборки радиальных зазоров между ними и покоробившейся обоймой, что приводило к расцентровке, смещению и даже разрушению диафрагм в отдельных местах.

Исследования причин деформации обоймы показали, что появление эллипсности является следствием температурных напряжений, возникающих в ней при пусках, остановах и сбросах нагрузки. При этих режимах в горловину конденсатора сбрасывался пар из горячих ниток промежуточного перегрева, к которому для охлаждения подмешивался конденсат. Образующаяся смесь пара и капель влаги направлялась вверх (во избежание нагрева трубок конденсатора) и на пониженных нагрузках попадала на внешнюю поверхность обоймы, охлаждая ее. Внутренние детали обоймы при этом оставались горячими, что и вызывало большую разность температур в обойме и ее коробление.

Для ликвидации коробления обоймы была изменена ее конструкция: между нею и внешним корпусом были установлены специальные листовые экраны, препятствующие попаданию холодной воды на обойму. Кроме того, из горловины конденсатора пришлось изъять сбросное устройство, установив его рядом с конденсатором и усовершенствовав его конструкцию.

18.2. ПРОГИБЫ ДИАФРАГМ

Прогибы диафрагм являются очень опасным явлением, поскольку при этом возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные с неизбежной поломкой лопаточного аппарата и, возможно, разрушением корпуса турбины.

Характерным признаком задеваний является появление в цилиндре необычного шума, который может пропадать при уменьшении нагрузки (из-за уменьшения прогиба диафрагмы при уменьшении разности давлений, действующей на нее).

Диафрагма может прогибаться как по ходу пара, так и против него.

Прогиб диафрагмы по ходу пара может произойти внезапно или развиваться постепенно. Внезапный прогиб возникает при резком повышении перепада давлений на диафрагму, появившегося, например, при перегрузке турбины или водяном уда-

ре. Постепенное увеличение прогиба может происходить за счет заноса проточной части отложениями при одновременном стремлении обслуживающего персонала поддержать мощность турбины неизменной за счет переоткрытия регулирующих клапанов, т.е. за счет перегрузки турбины.

Прогиб диафрагмы может произойти постепенно в процессе эксплуатации из-за ползучести ее материала. Это явление характерно для диафрагм первых ступеней ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом), поскольку они работают в среде с высокой температурой.

Пример 18.5. Обследование диафрагм ЦСД мощной турбины на одной из ТЭС показало, что примерно за 3 года остаточный прогиб диафрагм первых трех ступеней составил 0,6—1,2 мм; сокращение ротора при пуске турбины из горячего состояния приводило к задеваниям в проточной части.

Прогиб диафрагмы навстречу движению пара происходит в результате ее защемления в расточке корпуса или обоймы. Такой характер прогиба обусловлен тем, что передняя часть имеет более высокую температуру, чем задняя.

В свою очередь защемление может происходить из-за недостаточных монтажных зазоров, внезапного повышения температуры пара, при котором диафрагма расширяется быстрее корпуса, и явления роста чугуна (см. § 3.1).

18.3. АВАРИИ И НЕПОЛАДКИ ПОДШИПНИКОВ

Прекращение подачи масла как к сегментам упорного, так и к вкладышам опорных подшипников неизбежно вызывает очень серьезную аварию с вы熔влением баббитовой заливки и задеванием вращающихся деталей о неподвижные. В свою очередь это приводит, как правило, к разрушению проточной части и другим тяжелым последствиям.

Подача масла может прекращаться при всевозможных нарушениях в работе масляной системы: при неправильной эксплуатации масляного бака, в котором не производятся должная очистка и деаэрация масла, неправильной эксплуатации масляных насосов, что может вызвать срыв их работы, при плохом качестве масла и т.д.

Пример 18.6. На одной из турбин с двумя отборами произошло повреждение шести подшипников, на двух шейках вала образовались надиры, повредились масляные уплотнения подшипников. Авария произошла вследствие срыва подачи масла к подшипникам из-за засоре-

ния сеток, установленных в масляном баке. Причиной их засорения явилась плохая промывка масляной системы после капитального ремонта, в результате чего качество масла в системе непрерывно ухудшалось. Это требовало ежедневной очистки сеток масляного бака от шлама, что и выполнялось персоналом ТЭС. Однако в течение 2 дней, предшествующих аварии, сетки не чистились. Они засорились, и это привело к снижению давления масла в системе регулирования настолько, что защита турбины (реле давления) закрыла стопорный клапан. Дежурный персонал, вместо того чтобы отключить турбоагрегат и позаботиться о восстановлении давления в системе смазки и регулирования, опять открыл стопорный клапан, который, естественно, вновь закрылся. Персонал включил пусковой масляный насос, и тогда вследствие низкого давления на его всасывающей стороне произошел срыв работы насоса.

Авария упорного подшипника особенно опасна, она практически всегда сопровождается разрушением лопаток, так как происходит значительный сдвиг ротора с выборкой осевых зазоров.

Повышение осевого усилия на колодках упорного подшипника происходит в следующих случаях:

1) при водяном ударе, когда закупорка водой рабочих каналов приводит к резкому увеличению перепада давлений на ступень;

2) при закатке выходных кромок рабочих лопаток из-за попадания постороннего предмета или задеваний;

3) при внезапном нарушении баланса расходов пара через цилиндры в турбинах с большими аккумулярующими емкостями пара (например, промежуточным пароперегревателем);

4) при отложениях в проточной части;

5) при износе гребешков уплотнений в условиях эксплуатации или установке их с увеличенными зазорами при монтаже или капитальном ремонте.

Причиной возрастания осевого усилия в последних двух случаях является возрастание степени реактивности в ступенях подобно тому, как это происходит при изменении отношения скоростей (см. § 11.3).

При отложениях в проточной части изменяется соотношение площадей сопловой решетки F_1 и рабочей решетки F_2 для прохода пара. При увеличении отношения F_1/F_2 степень реактивности растет. Поэтому при заносе рабочих лопаток в большей степени, чем сопловых, реактивность растет, увеличивается давление перед рабочей решеткой и, следовательно, осевое усилие.

Аналогичным образом увеличивается реактивность и при увеличении зазоров в диафрагменном уплотнении.

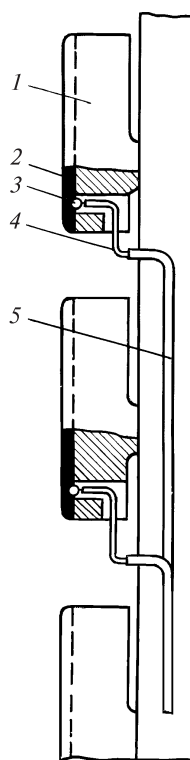


Рис. 18.4. Изменение термopами температуры баббитовой заливки колодок упорного подшипника

1 — колодка; 2 — баббитовая заливка; 3 — горячий спай; 4 — термопара в асбестовой оплетке; 5 — провода в хлорвиниловой трубке

Надежную нормальную работу подшипника обеспечивает постоянный контроль температуры баббитовой заливки рабочих сегментов, позволяющий вовремя заметить все отклонения от нормы. Для измерения температуры баббитовой заливки каждый сегмент снабжается термопарой, горячий спай которой прочно прикрепляют (рис. 18.4) к внутренней поверхности баббитовой заливки. Каждый из проводников термопары помещают в асбестовую оплетку и затем в хлорвиниловую трубку. Все термопары подключают к самопишущему прибору, непрерывно регистрирующему температуру сегментов во времени. Показания приборов позволяют контролировать не только изменение температуры сегментов с течением времени, но и равномерность их нагрузки.

Постепенное увеличение температуры всех сегментов свидетельствует о росте осевого усилия, действующего на подшипник, а изменение температуры отдельных сегментов — об их неправильной установке или появившихся перекосах в связи с ослаблением связей между отдельными узлами подшипника.

Повреждения баббитовой заливки опорных подшипников могут происходить либо из-за нарушения технологии заливки, либо в результате неправиль-

ного монтажа. При неудачном и засоренном примесями составе баббитовой заливки, перегреве баббитового расплава, недостаточно чистой поверхности вкладыша происходит выкрашивание кусков заливки или ее отслаивание от тела вкладыша.

Пример 18.7. На двух вкладышах одной из мощных турбин были обнаружены следующие повреждения: на подшипнике № 3 — отслаивание и выпадение участка баббитовой заливки площадью 54 см^2 , а на подшипнике № 5 — трещина в баббитовой заливке верхней части вкладыша. Причиной повреждения явилась недостаточно чистая поверхность, на которую осуществлялась наплавка баббита.

При неправильном монтаже и ремонте, а также при эксплуатации, когда создаются условия для углового смещения оси шейки вала относительно вкладыша, происходит неравномерный износ баббитовой заливки, и возникают надиры на шейках вала.

18.4. АВАРИИ И НЕПОЛАДКИ СИСТЕМ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ, АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

Несмотря на то, что к системам парораспределения, регулирования и защиты предъявляются самые высокие требования, детали и элементы этих систем являются одними из самых аварийных: примерно одна треть вынужденных остановок, связанных с работой турбины, происходит по вине этих систем.

Неполадки и повреждения в перечисленных системах ведут в лучшем случае к немедленной остановке турбины, а в худшем — к ее разрушению.

Пример 18.8. В качестве примера тяжелой аварии из-за неполадок в системе регулирования приведем случай, происшедший на одной из ТЭС Англии с двухцилиндровой турбиной мощностью 60 МВт на параметры свежего пара 6,3 МПа и 482 °С на частоту вращения 50 1/с. В результате аварии два человека погибли, а девять — были ранены. ЦНД турбины был полностью разрушен: 11 из 12 рабочих дисков отделились от вала, а сам вал был сломан в четырех местах. Детали и куски ротора ЦНД при аварии разлетелись с такой силой, что поврежденными оказались крыша и стены машинного зала, а также подкрановые пути. Диск последней ступени был найден в 135 м от турбины. Поломанными оказались и два других ротора: ротор ЦВД — в зоне заднего уплотнения, а ротор генератора разделился на отдельные части, заполнившие статор.

Причиной аварии послужило образование в масляной системе окиси железа, которая проникала в сервомоторы стопорных и регулирующих клапанов и оседала на их стенках и поршнях, уменьшая зазоры между ними. Поводом для развития аварии явилось ошибочное отключение

возбудителя генератора, что при нормальном состоянии системы регулирования должно было привести к переводу турбогенератора на режим холостого хода. Однако уменьшившиеся зазоры между поршнями сервомоторов и их цилиндрами создали большую силу трения, что вызвало задержку в закрытии регулирующих и стопорных клапанов и разгон турбины до частоты 83 1/с при номинальной частоте вращения 50 1/с. Вследствие разгона и произошло разрушение турбины.

Неполадки и разрушения могут возникать в самых различных элементах и узлах: в исполнительных органах регулирования и защиты, передаточном механизме, сервомоторах, золотниках, регуляторах частоты вращения, давления и т.д.

18.4.1. Аварии регулирующих и стопорных клапанов

Наиболее частая причина вынужденных отказов из-за органов парораспределения — обрыв штоков клапанов, который происходит вследствие усталости металла, вызываемой вибрацией клапана под действием возмущающих сил, действующих на клапан. Считается, что основной причиной вибрации клапанов является нестационарное течение пара между клапаном и его седлом, вызывающее автоколебательное движение клапана вдоль его оси. Второй причиной является пульсация давления пара, поступающего к клапану, которая вызывает в штоке переменные напряжения изгиба. Суммарное действие этих двух причин и приводит к поломкам штоков.

Другим очень опасным видом дефектов штока клапана является его изгиб, который не позволяет в нужный, часто критический момент закрыть клапан с достаточной плотностью. Подобному зависанию клапанов способствует отложение на штоке солей и окислов, уменьшающих зазоры и увеличивающих силы трения, особенно при изогнутом штоке. Например, исследование состояния паровпускных органов на одной из турбин обнаружило на штоках отложения толщиной до 0,3 мм.

Распространенной мерой борьбы с заеданиями штоков клапанов из-за отложений является увеличение зазора между штоком и втулкой путем расточки последней. Такая мера позволяет одновременно уменьшить и влияние изгиба штока, вызванного неудовлетворительным качеством изготовления. Однако она должна рассматриваться только как временная, поскольку она устраняет не причину дефекта

(плохое качество пара), а ее последствия. Увеличение зазора приводит к росту утечки пара вдоль штока и снижению экономичности турбоустановки.

Наряду с уменьшением зазора между штоком и втулкой из-за отложений, может происходить и его увеличение за счет эрозионного износа штока. Износ уменьшает его сечение и ослабляет его сопротивление вибрационным поломкам.

Одной из причин вынужденных остановок является выпрессовка седел из корпуса клапана под действием тех же нестационарных возмущающих сил, которые действуют и на клапан. Способствует этому слабое закрепление седла в корпусе.

Серьезными проблемами являются прочность корпусов стопорных и регулирующих клапанов и их плотность. Прежде всего это связано с крайне неблагоприятными условиями работы при высоких давлениях и температуре, быстро изменяющихся во времени. В этих условиях, как показывает опыт эксплуатации, в корпусах клапанов появляются трещины, размер которых постоянно увеличивается и грозит разрывом корпуса клапана. На рис. 18.5 показаны характерные места появления трещин в стопорных клапанах: трещины возникают, как правило, в местах переходов стенок во фланцы (подфланцевая зона) и сопряжения патрубков со стенками корпусов. Именно в этих зонах возникают максимальные напряжения как от действия давления, так и от разности температур смежных элементов.

Появление трещин в корпусах стопорных и регулирующих клапанов происходит по следующим причинам:

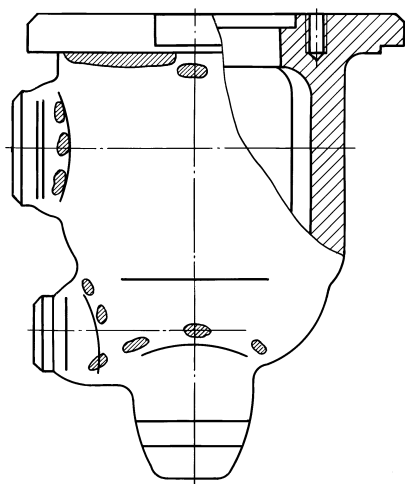


Рис. 18.5. Места появления трещин в корпусе стопорного клапана

1) вследствие некачественного материала корпусов. Корпуса изготавливают в основном литьем, качество которого ниже, чем ковального материала. При отливке в материале образуются раковины, пустоты, неметаллические включения и т.д., которые являются концентраторами напряжений, вызывающими появление трещин через определенное время;

2) вследствие ползучести под действием высоких температур и давлений. О действии этой причины свидетельствует тот факт, что массовое образование трещин в корпусах стопорных и регулирующих клапанов начинается часто после 90—100 тыс. ч эксплуатации;

3) вследствие циклически повторяющихся температурных напряжений, вызывающих в металле явление термической усталости.

Опыт эксплуатации и статистика разрушений показывают, что работа турбины в условиях частых и быстрых пусков и резких изменений нагрузки приводит к более интенсивному образованию и росту трещин.

Появление высоких температурных напряжений в корпусах клапанов связано с быстрыми изменениями температуры среды, протекающей через клапан. В результате этого корпус клапана прогревается неравномерно и по толщине стенки, и вдоль нее. Особенно большие разности температур образуются между крышкой клапана и его крышкой (рис. 18.6), между крышкой клапана и удерживающими ее шпильками. Быстрый прогрев корпуса относительно крышки и быстрый прогрев крышки относительно шпилек вызывает в них значительные дополнительные напряжения, приводящие в ряде случаев к обрыву шпилек.

Для уменьшения температурных напряжений, возникающих в корпусах клапанов при пуске, тщательно продумывают их форму с тем, чтобы избежать смежных элементов резко различной толщины; фланцы корпусов (рис. 18.6) делают по возможности уже, а переходы к стенке выполняют большим радиусом. До пуска самой турбины часто предварительно прогревают клапаны с небольшой скоростью. На рис. 18.6 показан кожух, приваренный к крышке стопорного клапана по предложению ВТИ; в кожух перед пуском подается горячий пар для предварительного прогрева крышки.

В не менее сложных условиях находятся переходные патрубки от регулирующих клапанов к турбине, особенно в зоне прилегания к клапану. Это связано с тем, что резкие перемещения чашки клапана приводят к резкому изменению температуры

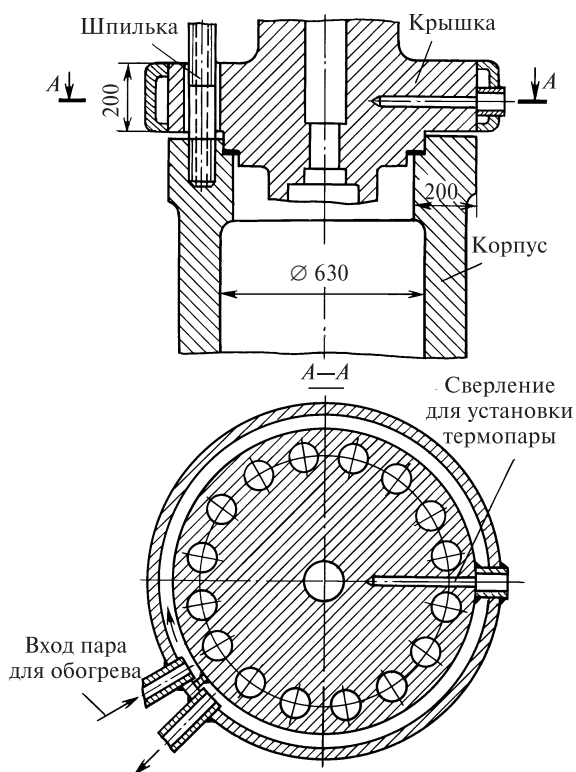


Рис. 18.6. Короб обогрева крышки стопорного клапана

пара за ним из-за дросселирования, что немедленно сказывается на температуре внутренней поверхности переходного патрубка. Поэтому непосредственно за диффузором клапана устанавливают тепловые экраны, предохраняющие стенку переходного патрубка от резких смен температуры — тепловых ударов (например, при полном сбросе нагрузки в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ температура за регулирующим клапаном изменяется на 100 °С и более). Несмотря на кажущуюся простоту конструкции экрана, условия его работы очень тяжелы, и в практике эксплуатации были случаи разрушения экранов из-за термической усталости. При этом куски разрушенного экрана попадают в проточную часть, вызывая ее разрушение.

Пример 18.9. В период освоения на двух турбинах было всего два случая разрушения тепловых экранов, однако вызванный ими простой составил 5287 ч. Разрушения тепловых экранов произошли из-за неправильной технологии наварки центрирующих бобышек, при которой возникали трещины, и из-за температурных ударов, при подключениях второго корпуса котла.

18.4.2. Аварии передаточных механизмов

Надежная работа механизма, передающего движение от штока сервомотора к штоку клапана, имеет столь же большое значение, как и самого клапана. Вместе с тем оптимальная работа этого механизма в ряде случаев не обеспечивается.

В стремлении выполнить передаточный механизм с малой нечувствительностью конструктор использует в нем большое число подшипников качения, а также зубчатые передачи с малыми зазорами. Вместе с тем условия работы передаточного механизма тяжелы не только потому, что он должен передавать на клапан большие усилия, но и потому, что он расположен в области высоких и, главное, неравномерных температур. Неравномерное распределение температур в передаточном механизме приводит к неравномерным тепловым деформациям его элементов и рычагов, что ведет к перераспределению нагрузок на подшипники, их деформации и нарушению работы механизма.

Нарушение работы прежде всего сказывается на увеличении степени нечувствительности системы регулирования и, следовательно, на увеличении степени самопроизвольных колебаний нагрузки.

Длительная работа механизма в ненормальных условиях приводит к заеданиям подшипников качения и их разрушению. Иногда последствия заклинивания передаточного механизма более серьезны. Однажды вследствие заклинивания распределительного кулачкового вала произошло заклинивание рейки, передающей движение от сервомотора на распределительный вал, в результате чего оборвался шток главного сервомотора.

18.4.3. Аварии сервомоторов, регуляторов частоты вращения и других элементов системы регулирования и защиты

Наибольшее число неполадок в работе элементов систем регулирования возникает вследствие использования некачественного масла или другой рабочей жидкости. Загрязнение рабочей жидкости продуктами коррозии, шламом, продуктами разрушения элементов системы, например, элементами пластинчатых фильтров, приводит к качаниям нагрузки на турбинах, а иногда к самопроизвольному закрытию стопорных и регулирующих клапанов. Особенно к этому чувствительны системы регули-

рования, работающие на конденсате, окислительная способность которого больше, а требуемые зазоры в элементах системы регулирования меньше, чем в системах, работающих на масле.

Частым дефектом сервомоторов является износ уплотнений поршня. При разуплотнении поршня увеличивается утечка силовой рабочей жидкости в сервомоторе, что приводит к падению давления в системе регулирования и срабатыванию защиты. Кроме того, при этом, конечно, изменяется настройка системы регулирования (статическая характеристика).

Контрольные вопросы

1. Назовите причины прогибов диафрагм.
2. Турбоагрегат проработал 100 тыс. ч при практически постоянной номинальной нагрузке. При последнем капитальном ремонте обнаружены трещины в корпусе. Что является наиболее вероятной причиной их появления?
3. На электростанции установлены две одинаковые турбины, одна из которых работает в базовом режиме, а другая — с ежесуточными остановками на ночь. В корпусе последней турбины после 3 лет работы обнаружены трещины, в то время как в первой турбине трещин нет. Что может быть наиболее вероятной причиной появления этих трещин?
4. При вскрытии корпуса турбины всякий раз обнаруживалось коробление фланцевого разъема, носившего, однако, затухающий характер: после пятого вскрытия оно было очень малым. Что было причиной коробления?
5. Турбина, спроектированная на высокие начальные параметры пара, проработала в базовом режиме около 5 лет без вскрытия. При очередном капитальном ремонте обнаружены сильное коробление корпуса и большой остаточный прогиб диафрагмы. Что явилось причиной этих явлений?
6. Назовите причины заеданий штоков клапанов.
7. Почему при нарушении уплотнений поршней сервомоторов возможна самопроизвольная остановка турбины?
8. К каким последствиям приводит релаксация напряжения в шпильках фланцевого разъема?

Глава девятнадцатая

ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ ТУРБОАГРЕГАТА

19.1. ВИБРАЦИЯ ТУРБОАГРЕГАТА И ЕЕ ПОСЛЕДСТВИЯ

Когда говорят о вибрации турбоагрегата, то обычно имеют в виду колебания системы, состоящей из собственно турбоагрегата и его фундамента, установленного на свайное основание или грунт. Непосредственным источником колебаний является валопровод турбоагрегата, который, вращаясь на масляной пленке подшипников, передает через нее усилия на вкладыши подшипников и их корпуса. В свою очередь вибрирующие корпуса подшипников и связанные с ними корпуса цилиндров возбуждают вибрацию верхней фундаментной плиты, а та — вибрацию колонн и нижней фундаментной плиты. Вибрация турбоагрегата должна измеряться и регистрироваться с помощью стационарной аппаратуры непрерывного контроля вибрации подшипников опор, которая должна соответствовать государственному стандарту. В частности, эта аппаратура должна включать в себя систему защиты с сигнализацией и последующей остановкой турбоагрегата в случае возникновения недопустимой вибрации или ее внезапного изменения.

Вибрация турбоагрегата может происходить во всех трех направлениях. Поэтому ее измеряют на всех корпусах подшипников в трех взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 19.1): вертикальном, горизонтально-поперечном и горизонтально-осевом по отношению к оси вала турбоагрегата.

Горизонтально-осевую и горизонтально-поперечную вибрацию измеряют на уровне оси вала турбоагрегата против середины ширины опорного вкладыша с левой стороны, если смотреть со стороны переднего подшипника. Измерительные датчики прикрепляются к фланцу крышки подшипника. Вертикальную вибрацию измеряют на верхней части крышки подшипника над серединой ширины его вкладыша.

Анализ вибрации турбоагрегатов показывает, что она носит сложный характер во времени и поэтому в общем случае не может быть измерена такой простой величиной, как амплитуда колебаний. Однако, как бы ни была сложна вибрация, ее можно представить как результат сложения бесконечного

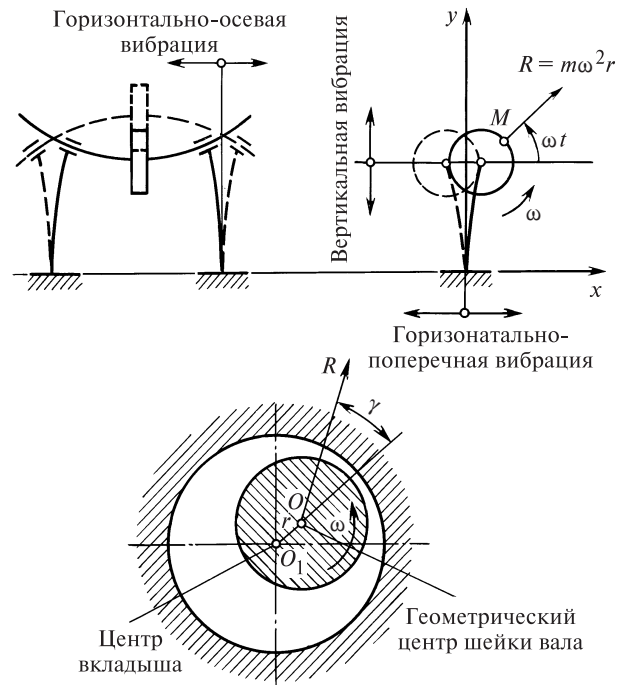


Рис. 19.1. Возникновение вибрации вследствие небаланса

числа синусоид частоты ω_i и амплитуды A_i . Поэтому мерой уровня вибрации является виброскорость

$$V = [(A_1^2 \omega_1^2 + A_2^2 \omega_2^2 + \dots + A_n^2 \omega_n^2) / 2]^{0,5}, \quad (19.1)$$

измеряемая непосредственно прибором и выводимая на щит управления и на регистрацию.

Во многих случаях оказывается, что частота синусоиды с самой большой амплитудой совпадает с частотой вращения, иными словами, в сложной вибрации преобладает синусоида оборотной частоты. Поэтому такую вибрацию называют вибрацией оборотной частоты.

Если преобладает синусоида с частотой, равной примерно половине частоты вращения, такая вибрация называется низкочастотной.

Иногда в сложном спектре колебаний решающую роль играет синусоида с частотой, вдвое превосходящей частоту вращения. Такую вибрацию называют высокочастотной.

Вибрация каждого из перечисленных видов имеет свои, принципиально отличные от других, причины. Повышенная, выходящая за рамки допустимой (см. ниже) вибрация вызывает тяжелые нарушения во всем турбоагрегате.

При вибрации вал вращается в прогнутом состоянии и, если этот прогиб чрезмерен, возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные. Даже при небольших задеваниях происходит износ уплотнений, увеличение радиальных зазоров, и как следствие — снижение экономичности. Если же задевания значительны, то возникающая вибрация может потребовать аварийной остановки турбины, а в ее конструкции могут произойти остаточные изменения, например, постоянный изгиб вала.

Большую опасность представляет вибрация для электрического генератора, так как она может привести к смещениям электрических обмоток, коротким замыканиям и другим повреждениям. Повышенная вибрация приводит к задеваниям шеек вала о баббитовую заливку подшипника и ее износу.

При вибрации происходит ослабление связей отдельных деталей: половин вкладышей и их обойм, крышек подшипников и нижних половин их корпусов, корпусов подшипников и фундаментной плиты. Если фундамент недостаточно гасит передающиеся на него вибрации, то вибрация нижней фундаментной плиты приводит к неравномерной осадке фундамента, перекосам отдельных зон верхней фундаментной плиты, взаимному вертикальному смещению опор и как следствие — к расцентровке валопровода и прогрессирующему нарастанию вибрации.

Опыт эксплуатации показывает, что примерно 20 % времени вынужденных простоев турбоагрегатов связано с вибрационной наладкой. Например, иногда необходимая разовая установка грузов при балансировке роторов трехцилиндровой турбины в собственных подшипниках занимает 20 ч, а такая же работа на роторе генератора — 2 сут.

Особенно больших затрат сил, времени и средств с привлечением самого квалифицированного персонала требует вибрационная наладка турбоагрегатов новых конструкций. При их освоении часто появляются принципиально новые явления, требующие для своего изучения широкого привлечения научных работников исследовательских лабораторий и выполнения трудоемких наладочных работ. Такое положение возникло, например, при освоении энергоблоков сверхкритического давления, когда внезапно возникающая при определенной мощности низкочастотная вибрация не позволяла достичь номинальной мощности турбины.

Исследование турбоагрегатов показало, что каждый из них имеет вполне определенную предельную так называемую пороговую мощность, при достижении которой начинается интенсивная низкочастотная вибрация, исчезающая только после значительного уменьшения мощности. С ростом единичной мощности турбоагрегаты все ближе и ближе подходили к этому опасному пределу.

Впервые проблема низкочастотной вибрации серьезно встала для турбины К-300-23,5. На некоторых турбинах низкочастотная вибрация возникала при 220—290 МВт. На турбинах мощностью 500 МВт низкочастотная вибрация с амплитудой, достигавшей 180 мкм, возникла при 160 МВт, и понадобился год наладочных работ для того, чтобы поднять пороговую мощность до 320 МВт. В процессе наладки пришлось провести огромные работы по опробованию различных вариантов вкладышей подшипников, по исследованию влияния порядка открытия регулирующих клапанов; потребовались значительные изменения зазоров в проточной части турбины. В настоящее время турбина работает нормально при номинальной мощности.

Много проблем было с вибрационной наладкой турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, ликвидировать низкочастотную вибрацию на которой удалось только после внедрения виброустойчивых уплотнений.

Иногда последствия повышенной вибрации бывают катастрофическими.

Пример 19.1. В 1972 г. на одной из ТЭС Японии при наладке турбоагрегата мощностью 600 МВт при частоте вращения 64,2 1/с (номинальная частота вращения 60 1/с) произошел разрыв валопровода в 17 местах. Причиной аварии послужила повышенная вибрация подшипника, вызвавшая отделение верхней половины вкладыша от нижней. Это изменило критическую частоту вращения валопровода и привело к ее совпадению с частотой вращения турбины, т.е. к явлению резонанса. Обломки валопровода, вкладышей и других деталей повредили маслопровод, что привело к пожару, длившемуся более 1,5 ч.

19.2. ВИБРАЦИЯ ОБОРОТНОЙ ЧАСТОТЫ

19.2.1. Общая причина вибрации

Вибрация оборотной частоты возникает из-за несовпадения центров тяжести отдельных сечений валопровода с линией, вокруг которой происходит его вращение. Такое несовпадение обычно возникает по двум основным причинам:

из-за несовпадения линии центров тяжести отдельных сечений с линией геометрических центров этих же сечений;

из-за смещения отдельных, даже уравновешенных сечений целиком относительно оси вращения (например, вследствие изгиба вала).

В свою очередь появление каждой из этих причин несовпадения центров тяжести отдельных сечений с осью вращения вызывается конкретными многочисленными обстоятельствами, которые рассматриваются ниже.

19.2.2. Неуравновешенность ротора

Неуравновешенность ротора является одной из основных причин вибрации. Она может возникать на стадиях изготовления, монтажа и сборки, а также в процессе эксплуатации. Небаланс, получаемый на стадии изготовления, обычно связан с недостаточной балансировкой ротора. Аналогичный небаланс возникает и при ремонтах турбины, когда замена отдельных поврежденных лопаток, бандажей и других деталей приводит к нарушению уравновешенности.

Особенно часты случаи появления вибрации при недостаточно внимательной эксплуатации. Обычно причиной появления неуравновешенности на работающей турбине является обрыв рабочих лопаток, бандажей и проволок.

Пример 19.2. Оценим неуравновешенную центробежную силу, возникающую, например, при отрыве рабочей лопатки последней ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Ее масса составляет 12,8 кг, а центр масс расположен на радиусе примерно 1 м.

Неуравновешенная центробежная сила составит

$$R = m\omega^2 r = 12,8 \cdot 314^2 \cdot 1 = 12,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \approx 125 \text{ тс},$$

где $\omega = 314 \text{ рад/с}$ — угловая частота вращения при $n = 50 \text{ 1/с}$.

Рассмотрим пример вращения простейшего ротора на двух подшипниках с валом идеально кругового сечения (см. рис. 19.1). Если этот ротор сбалансирован, то при его вращении никакой вибрации не возникает. На первый взгляд это кажется странным, поскольку под действием собственного веса вал ротора прогнется, и центры масс отдельных сечений валопровода сместятся относительно оси, соединяющей центры расточек подшипника. Однако все дело как раз в том, что ротор будет вращаться не вокруг этой воображаемой оси, а вокруг криволинейной оси естественного прогиба вала, возникшего под действием силы тяжести. Поскольку центры масс сечений валопровода будут всегда находиться на оси вращения, то и никаких сил, возбуждающих вибрацию, не возникнет. Таким образом, *собственный вес вала вибрации не возбуждает.*

Иная картина возникает при появлении небаланса. Если, например, на периферии диска отсутствует масса m (например, вследствие отрыва лопатки), то возникает центробежная сила $P = m\omega^2 r$, вращающаяся вместе с ротором с угловой скоростью ω . Если зафиксировать изменение этой силы во времени отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях, то нетрудно увидеть, что они изменяются по следующим законам:

$$R_x = m\omega^2 r \cos \omega \tau,$$

$$R_y = m\omega^2 r \sin \omega \tau.$$

Под действием вращающейся силы R ротор при своем вращении уже не будет сохранять фиксированное положение по отношению к расточкам подшипника, как это было в случае идеально уравновешенного ротора. Ротор начинает совершать сложное движение: во-первых, он по-прежнему будет вращаться вокруг своего геометрического центра (точка 0) с угловой скоростью ω , во-вторых, валопровод получит стрелу прогиба, а плоскость изгиба валопровода будет вращаться с угловой скоростью Ω , отличной от частоты вращения самого ротора и даже переменной во времени. Последний вид движения ротора называют прецессионным, а его угловую скорость — скоростью прецессии. Именно *прецессионное движение является причиной вибрации подшипников, фундаментной плиты и т.д.*

Сложное движение, совершаемое ротором, несколько похоже на движение волчка, запущенного с наклонным положением его оси. В этом случае волчок, вращается вокруг собственной оси, а его ось совершает прецессионное движение, описывая круговой конус.

Прецессионное движение приводит к переменному во времени действию шейки вала на масляную пленку, через которую передается усилие на корпус подшипника, возбуждая его вибрацию. В свою очередь колеблющийся корпус подшипника возбуждает вибрацию верхней фундаментной плиты и всего фундамента.

Появляющийся прогиб валопровода зависит, прежде всего, от частоты его вращения: при постепенном и медленном увеличении частоты вращения прогиб медленно увеличивается, затем резко возрастает, достигая максимума, и снова быстро убывает практически до нуля. *Частота вращения, при которой наблюдается резкий всплеск динамического прогиба вала, называется критической, или резонансной.*

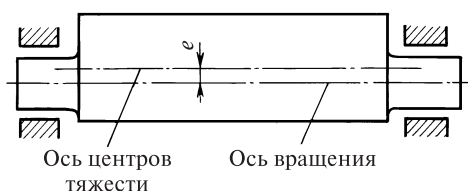


Рис. 19.2. Коленчатость ротора

Прогиб вала на критической частоте вращения зависит от двух величин: неуравновешенности ротора и сил сопротивления колебательному движению. Абсолютно уравновешенный ротор даже на критической частоте не вибрирует, прогиб неуравновешенного ротора прямо пропорционален смещению центра масс. Силы сопротивления в основном сосредоточены в масляной пленке, на которой вращается ротор.

Выше рассмотрено движение однодискового симметрического ротора. Картина качественно не изменится, если рассмотреть жесткий ротор (рис. 19.2), получивший неуравновешенность, например, вследствие неправильного изготовления, при котором возникла коленчатость — равномерное смещение центров тяжести всех сечений на величину e (это происходит при смещении оси центрального отверстия при неправильном изготовлении). Возникающая в результате коленчатости неуравновешенная сила $R = m_p \omega^2 e$, где m_p — масса ротора.

Легко убедиться, что даже небольшая коленчатость приводит к возникновению очень больших неуравновешенных сил.

Пример 19.3. Определим неуравновешенную силу, действующую на ротор, выполненный с коленчатостью $e = 0,1$ мм при угловой частоте вращения 314 рад/с.

Имеем

$$R = (G/g) \omega^2 e = (G/9,8) \cdot 314^2 \cdot 1 \cdot 10^{-4} \approx G,$$

т.е. при эксцентриситете, составляющем всего 0,1 мм, возникает неуравновешенная сила, равная силе тяжести ротора.

Поэтому допуски на размеры ротора при его изготовлении являются очень жесткими: радиальное биение не должно превышать 0,02 мм, а смещение центрального отверстия — 0,3 мм.

В общем случае эксцентриситеты в различных сечениях ротора различны, а линия, соединяющая центры масс отдельных сечений, является произвольной кривой.

Вибрация оборотной частоты, вызванная неуравновешенностью вала, имеет характерные особенно-

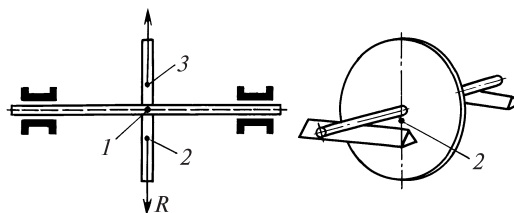


Рис. 19.3. Статическая балансировка тонкого диска

1 — геометрический центр диска; 2 — центр масс; 3 — балансировочный груз

сти, позволяющие отличить ее от вибрации, вызванной другими причинами. Прежде всего, она имеет синусоидальный характер и ее интенсивность растет с увеличением частоты вращения.

Для ликвидации вибрации, вызванной неуравновешенностью роторов, необходима балансировка. В процессе изготовления ротор обязательно проходит статическую и динамическую балансировку. Статической балансировке подвергают облопаченные диски. Диск (рис. 19.3) надевают на оправку и устанавливают на призматические ножи из закаленной стали. Если диск не уравновешен, то он повернется так, что его центр масс окажется внизу. Тогда с противоположной стороны устанавливают балансировочный груз 3 или в зоне центра масс снимают ее избыток. Затем статически отбалансированные диски сажают на вал с натягом.

Статическая балансировка достаточна только для тонких дисков, насаженных на вал без перекосов. Для многодисковых роторов необходима динамическая балансировка. Действительно, представим себе многодисковый ротор, имеющий неуравновешенность R в одном из дисков, например, в предпоследнем (рис. 19.4, а). Ротор можно уравновесить, установив балансировочный груз в плоскости неуравновешенного диска. Однако на практике установить, в каком из дисков ротора имеется неуравновешенность, невозможно, поэтому для статической балансировки уравновешивающий груз придется установить в плоскости другого диска. Тогда при отсутствии вращения ротор будет вполне уравновешен, хотя неуравновешенность R и груз R_y будут установлены в разных поперечных плоскостях.

Если теперь привести статически уравновешенный ротор во вращение, то силы R и R_y будут изгибать вал ротора (рис. 19.4, б). Плоскость изгиба вала будет вращаться, вызывая вибрацию подшипников и, следовательно, всего турбоагрегата. Таким образом, неуравновешенность статически уравновешенного ротора обнаруживается только при вра-

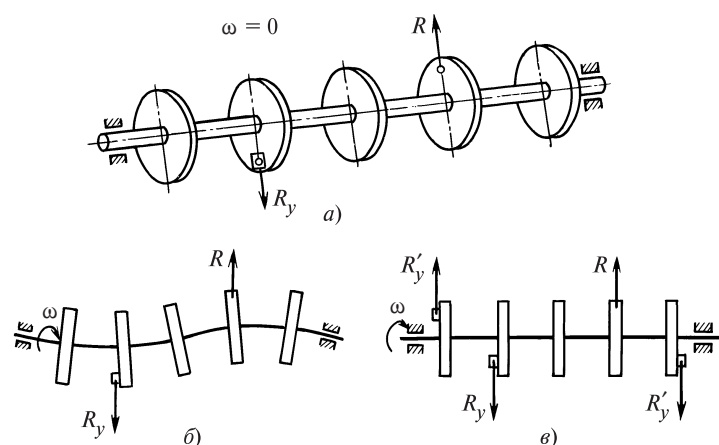


Рис. 19.4. Динамическая неуравновешенность ротора и ее устранение

a — статическая балансировка; *б* — динамически неуравновешенный ротор; *в* — уравновешенный ротор

зации и поэтому ее называют динамической неуравновешенностью. Для ее ликвидации необходимо установить в любых двух поперечных плоскостях равные грузы, не нарушающие статической балансировки (рис. 19.4, в), но изгибающие вал в направлении, противоположном изгибу от сил R и R_y . Правильный подбор этих грузов, создающий силы R'_y позволяет ликвидировать динамический прогиб вала. Это и называют динамической балансировкой. Балансировочные грузы обычно устанавливают в плоскостях первого и последнего дисков ротора (а иногда и в промежуточных дисках), которые наиболее доступны и достаточно удалены друг от друга.

Балансировка производится на турбинном заводе на балансировочном станке в специальных вакуумных камерах и обязательно на рабочей частоте вращения. При ремонтах турбины или вследствие аварий может появиться неуравновешенность, которую устраняют в условиях электростанции путем балансировки в собственных подшипниках турбины.

Идеальную балансировку осуществить нельзя, и ротор всегда будет иметь некоторый остаточный небаланс. Поэтому важно представлять себе другие меры, с помощью которых уже при заданном остаточном небалансе можно уменьшить вибрацию валопровода. Уровень вибрации в сильной степени зависит от частоты возмущающих сил, их распределения вдоль оси валопровода и его вибрационных характеристик.

Частота возмущающей силы, вызванная неуравновешенностью ротора известна: она совпадает с частотой вращения ротора и, в частности, для теплофикационных турбин для привода генератора при рабочей частоте вращения составляет 50 Гц. Характер распределения возмущающих сил вдоль оси ро-

тора определяется законом распределения эксцентриситета вала вдоль оси. В общем случае линия эксцентриситетов является пространственной кривой, индивидуальной для каждого ротора. Установить ее характер какими-либо прямыми измерениями невозможно. Однако это можно сделать косвенными методами, например, путем анализа вибрации подшипников и концов вала и проведения соответствующих расчетов.

Под вибрационными характеристиками валопровода принимают критические частоты валопровода и соответствующие им главные формы.

Выше при рассмотрении движения однодискового неуравновешенного ротора (см. рис. 19.1) выяснилось, что действие неуравновешенной вращающейся силы, эквивалентно действию двух невращающихся сил в горизонтальной и вертикальной плоскостях и изменяющихся во времени соответственно по законам косинуса и синуса. Совершенно аналогично движение центра вала по сложной кривой в пространстве можно представить себе как наложение движений в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Иными словами, вместо того чтобы рассматривать сложное пространственное движение вала, можно рассматривать относительно простое движение в каждой из плоскостей (так называемые поперечные, или изгибные колебания) с условиями закрепления, совпадающие с закреплением ротора в подшипниках. При такой схематизации опоры ротора можно считать шарнирами (рис. 19.5).

Если некоторую произвольным образом опертую балку в начальный момент времени изогнуть произвольным образом, а затем отпустить, то балка начнет совершать произвольные колебания, каждая ее точка будет перемещаться во времени по произвольному (негармоническому) закону, и поэтому гово-

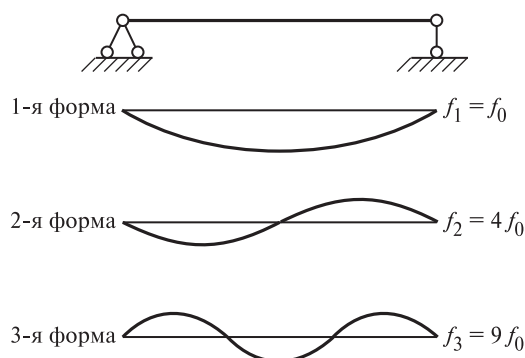


Рис. 19.5. Первые три главные формы колебаний шарнирно опертой балки постоянного сечения

речь о какой-то частоте колебаний в этом случае нет смысла. Существуют, однако, вполне определенные формы начального изгиба рассматриваемой балки, которые будут давать строго синусоидальные колебания во времени. Эти формы называются главными формами, а соответствующие им частоты — собственными частотами. Совокупность соответствующих собственной частоты и главной формы называются тоном колебаний. Тон колебаний, соответствующий самой низкой частоте, называется основным. Например, для балки, показанной на рис. 19.5, главными формами являются синусоиды, а соответствующие им частоты собственных колебаний пропорциональны квадрату номера тона колебаний.

Важно четко усвоить, что вибрационные характеристики — это характеристики системы (в данном случае валопровода).

Теоретически ротор реального турбоагрегата имеет бесчисленное количество критических час-

тот, с которыми не должна совпадать рабочая частота вращения. Если в процессе выхода на рабочую частоту ротор турбоагрегата не проходит критических частот, то такой ротор называют жестким. Если же рабочая частота вращения больше хотя бы одной из критических скоростей, то такой ротор называют гибким. Эти названия связаны с тем, что чем выше жесткость конструкции ротора (больше диаметр его вала и меньше длина), тем большую критическую частоту вращения он имеет.

Жесткий ротор, конечно, всегда предпочтительнее, но в современных конструкциях длина ротора и его масса (с увеличением и того, и другого критическая частота уменьшается) столь велики, что жесткие роторы мощных турбин встречаются очень редко. При этом необходимо учитывать снижение критической частоты вращения из-за податливости масляной пленки.

Обычно интерес представляют первые несколько критических частот, наибольшие значения которых не превышают удвоенной рабочей частоты вращения. В табл. 19.1 представлены значения критических частот некоторых турбоагрегатов.

Знание вибрационных характеристик валопровода позволяет определить его реакцию на внешнее переменное воздействие, иными словами, выяснить, существуют ли условия для возникновения интенсивной вибрации или нет. Выше отмечалось, что интенсивные колебания возникают при совпадении частоты возмущающихся сил с частотой собственных колебаний (при резонансе). *Применительно к роторам турбин резонанс возникает при совпадении частоты вращения с критическими*

Таблица 19.1

Критические частоты вращения некоторых теплофикационных турбоагрегатов, об/мин

Турбина	Электрогенератор	Номер критической частоты вращения валопровода						
		1	2	3	4	5	6	7
Т-250/300-24,5 ТМЗ	ТВВ-320-2	950	1590	1680	1690	1700	2800	> 6000
Т-180/210-12,8 ЛМЗ	ТГВ-200М	1462	1490	2200	2545	4360	—	—
	ТВВ-200-2А	1605	1946	2271	2562	4707	—	—
Т-185/220-12,8 ТМЗ	ТГВ-200М	1300	1660	1700	1860	3439	—	—
Т-110/120-12,8 ТМЗ	ТВФ-120-2	1410	1830	1980	2000	3980	—	—
ПТ-135/145-12,8 ТМЗ	ТВВ-160УЗ	1410	1500	1820	4000	—	—	—
ПТ-80/100-12,8-1,3 ЛМЗ	ТВФ-120-2	1580	2214	2470	4650	—	—	—
ПТ-60/75-12,8-1,3 ЛМЗ	ТВФ-63-2	1862	2340	5491	—	—	—	—
Р-100-12,8 ТМЗ	ТВФ-100-2	1400	1740	4060	—	—	—	—
Р-50-12,8/1,3 ЛМЗ	ТВФ-60-2	1862	2215	5491	—	—	—	—

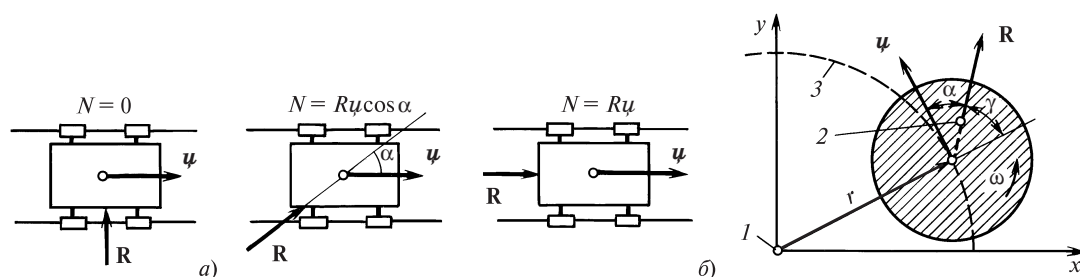


Рис. 19.6. Движение шейки вала в расточке вкладыша

a — иллюстрация эффективности силы, приложенной к тележке, в зависимости от ее направления; *б* — движение шейки вала; 1 — центр вкладыша; 2 — центр масс; 3 — траектория движения центра шейки вала

частотами вращения. Естественно возникает вопрос — в чем причина этого явления?

Ответ на этот вопрос можно получить из рис. 19.6, основываясь на следующих рассуждениях. Известно, что мощность силы равна произведению силы, скорости тела и косинуса угла, образованного ими (рис. 19.6, *a*):

$$N = R v \cos \alpha.$$

Максимальный эффект от действия силы наблюдается в том случае, когда векторы \mathbf{R} и \mathbf{v} направлены в одну сторону.

Возвращаясь к ротору (см. рис. 19.6, *б*), видим, что действующей на него силой является неуравновешенная сила \mathbf{R} , а скорость \mathbf{v} всегда направлена по касательной к траектории движения центра шейки вала. При малых частотах вращения прогиб вала, изображаемый вектором \mathbf{r} , будет следовать за возмущающей силой \mathbf{R} , т.е. угол γ будет равняться нулю. При увеличении частоты вращения вследствие инерции движения ротора вектор прогиба \mathbf{r} начинает отставать от вектора возмущающей силы \mathbf{R} , причем с увеличением частоты вращения отставание будет расти. При некоторой частоте вращения векторы \mathbf{R} и \mathbf{v} совпадут по направлению, и в этот момент мощность, передаваемая силой валу, будет максимальна. Это и есть момент резонанса. При дальнейшем увеличении частоты вращения между векторами \mathbf{R} и \mathbf{v} опять появится угол и эффект возмущающей силы \mathbf{R} уменьшится.

Таким образом, причиной повышенной вибрации ротора при резонансе является совпадение направлений действия неуравновешенной силы и скорости прецессионного движения ротора. Рабочая частота вращения турбоагрегата, безусловно, должна отличаться от критической с достаточным запасом. Однако неправильный монтаж, при котором недостаточно учитывается изменение условий работы при переходе от монтажных к рабочим, может изменить

критическую частоту и приблизить ее к рабочей. Такое положение, например, возникает при неравномерном тепловом расширении корпусов подшипников. В этом случае какая-либо из опор валопровода окажется разгруженной, и критическая частота соответственно уменьшится. Аналогичным образом может повлиять податливость масляной пленки, на которой вращаются шейки вала. Изменение формы и размеров расточки при ремонте и температуры масла также может приблизить критические скорости к опасному пределу.

На уровень вибрации существенное влияние оказывает распределение эксцентриситета вдоль оси валопровода. Выше отмечалось, что линия эксцентриситета представляет собой пространственную кривую. В курсе математики показывается, что эту кривую можно рассматривать как сумму плоских кривых, совпадающих с главными формами, масштаб которых зависит от конкретного вида линии эксцентриситета. Наиболее опасной составляющей возмущающей силы является та, которая соответствует тону колебаний, ближе всего находящемуся к рабочей частоте вращения. Рассмотренный выше процесс балансировки по существу является процессом уменьшения составляющих кривой эксцентриситетов, отвечающих нескольким первым тонам колебаний.

19.2.3. Нарушение посадки деталей

При нарушении контакта сопрягаемых поверхностей вала и насадной детали (рабочего диска, втулки уплотнения и т.д.) происходит смещение центра масс насаженной детали относительно оси вращения, что приводит к разбалансировке ротора. Нарушение посадки может происходить по разным причинам.

Натяг посадки рабочих дисков (разность размеров вала и отверстия диска до посадки) составляет десятые доли миллиметра и при изготовлении должен выдерживаться с очень большой точностью, так как при увеличении натяга увеличивается напряженность диска и появляется опасность его разрыва, а при его уменьшении возникает опасность освобождения диска при частоте вращения, меньшей номинальной.

Характерными признаками вибрации, связанной с появлением зазора и смещением диска, являются ее возникновение на строго определенной частоте вращения (частоте освобождения), увеличение ее интенсивности при дальнейшем повышении частоты вращения и исчезновении вибрации при снижении частоты вращения из-за восстановления посадки.

При работе насаженной детали при высокой температуре происходит постепенное ослабление посадки, вызывающее постепенное снижение освобождающей частоты вращения и постепенное нарастание вибрации. Поэтому в области высоких температур стремятся избежать соединения деталей ротора путем насадки.

Ослабление посадки может быть временным, когда, например, из-за подачи пара с быстро повышающейся температурой деталь расширяется значительно быстрее, чем вал. Такая ситуация, в частности, может возникнуть при подаче горячего пара на уплотнения, выполненные на насадных втулках. Характерными признаками возникновения вибрации по этой причине является ее постепенное ослабление по мере разогрева вала и восстановлению натяга.

19.2.4. Прогибы вала и задевания

Все рассмотренные выше причины вибрации оборотной частоты относились к случаю появления небаланса. Другой причиной вибрации является деформация вала, вследствие которой центры масс отдельных сечений, несмотря на то, что они могут совпадать с геометрическими центрами, начинают вращаться вокруг некоторой оси, отличной от оси вала (прецессировать).

19.2.4.1. Дефекты соединения и центровки роторов. Если два вала соединены полумуфтами с радиальной расцентровкой δ (рис. 19.7, а), или с изломом γ (рис. 19.7, б), или с тем и другим одновременно (рис. 19.7, в), то это приводит к тому, что весь валопровод будет вращаться вокруг некоторой кривой, а отдельные его участки окажутся смещенными

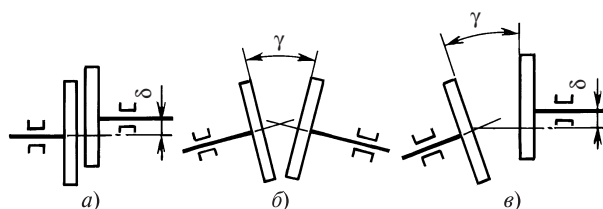


Рис. 19.7. Расцентровки роторов

а — радиальная; б — угловая; в — смешанная

ми относительно нее, что и вызовет при чрезмерных расцентровках интенсивную вибрацию.

Не касаясь технологии прицентровки отдельных роторов валопровода друг к другу, подчеркнем, что центровка должна быть обеспечена в рабочих условиях с учетом возможных тепловых расширений корпусов подшипников у разных цилиндров, их возможного проседания (например, встроенных подшипников ЦНД) от сил атмосферного давления и веса охлаждающей воды в конденсаторе, тепловых деформаций колонн фундамента из-за расположенных рядом горячих паропроводов, подогревателей и т.д. С учетом этих обстоятельств при монтаже ротор сознательно устанавливают с рассчитанными расцентровками, для того чтобы обеспечить центровку при переходе к рабочим условиям.

Особенностью вибрации, вызванной расцентровками, является ее местный характер: обычно наблюдается интенсивная вибрация того корпуса подшипника, в котором валы соединены с расцентровкой. При этом наиболее сильно изнашиваются баббитовые заливки вкладышей этих же подшипников.

19.2.4.2. Прогибы вала. Прогиб вала ротора по любым причинам, кроме собственного веса, вызывает вибрацию оборотной частоты. Иногда вибрация оборотной частоты вызывается тепловой анизотропией ротора. Как известно, роторы и валы турбин изготавливают из поковок, которые в свою очередь получают ковкой отливок. Неравномерное затвердевание отливки в изложнице приводит к неравномерности по сечению отливки свойств материала, имеющий, однако, примерно осевую симметрию. Если при ковке вала окажется, что его ось сильно отклонится от оси отливки, то может появиться анизотропия (разные свойства по разным направлениям) коэффициента линейного расширения: часть волокон, например, с одной стороны вала будет при нагревании расширяться больше остальных. Поэтому при пуске турбины даже с абсолютно уравновешенным ротором появится изгиб вала и



Рис. 19.8. Появление вибрации ротора вследствие асимметрии сопротивления его материала ползучести

a — зона максимального прогиба; *б* — зона пониженного сопротивления ползучести; *в* — нарастание остаточного прогиба в процессе эксплуатации на двух японских турбинах

вибрация, зависящая от степени прогиба вала. Для исключения тепловой анизотропии каждая заготовка ротора проходит тепловую пробу: заготовка помещается в печь, нагревается очень медленно при медленном вращении до температуры, на $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ превосходящей рабочую, и после выдержки в течение 72 ч проверяется биение ротора. Если последнее превышает $0,05\text{ мм}$, то такой ротор бракуется.

Поскольку причиной проявления тепловой анизотропии является нагрев ротора, то вибрация, связанная с ней, зависит от уровня температур ротора и, следовательно, от нагрузки турбоагрегата. Вместе с тем важно подчеркнуть, что никакими методами исправить ротор, имеющий тепловую анизотропию, невозможно.

Неравномерность температуры вала по сечению в процессе термообработки поковки может привести к появлению в ее сечениях кольцевой зоны (рис. 19.8, б) с пониженным сопротивлением ползучести, смещенной относительно оси.

Пример 19.4. Такая картина возникла в роторах ЦВД и ЦСД ряда японских турбин с температурой пара, поступающего в цилиндры, $566\text{ }^{\circ}\text{C}$. В результате в области регулирующей ступени (рис. 19.8, а) происходил односторонний изгиб ротора, совпадающий со смещением зоны пониженного сопротивления ползучести и достигающий через 2—4 года $0,3\text{ мм}$ (рис. 19.8, в). В результате эксплуатация турбины становилась невозможной из-за сильной вибрации ротора.

Для исключения возможности нарушения симметрии требуется, чтобы в процессе термообработки разность температур по сечению не превышала $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Неправильная сборка ротора, в частности, недостаточные тепловые зазоры между дисками

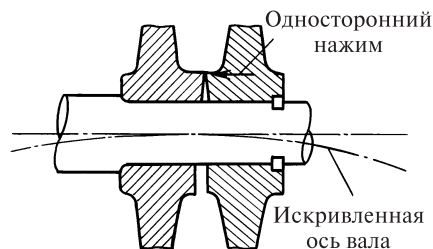


Рис. 19.9. Изгиб вала из-за непараллельности торцов дисков при недостаточных осевых зазорах

(рис. 19.9), также может быть причиной вибрации оборотной частоты. Торцы соседних дисков не могут быть выполнены строго параллельными. Поэтому при недостаточном зазоре между дисками при их тепловом расширении возникает односторонний контакт, ведущий к изгибу вала и появлению вибрации.

Наиболее частыми причинами прогиба вала являются его неравномерные по сечению прогрев или остывание. В этом случае волокна вала, имеющие большую температуру, расширяются сильнее, меньшую — слабее. Вследствие этого ротор прогибается в сторону, где температура выше.

Оценить прогиб можно по приближенной формуле

$$f_{\text{макс}} = (\alpha_T \Delta t l^2) / (8d_B), \quad (19.2)$$

где $f_{\text{макс}}$ — максимальный прогиб ротора (рис. 19.10); d_B — средний диаметр вала ротора; l — расстояние между подшипниками; Δt — разность температур по сечению вала; α_T — коэффициент линейного расширения.

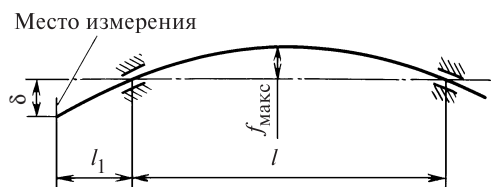


Рис. 19.10. Измерение прогиба вала

Пример 19.5. Оценить прогиб ротора при разности температур $\Delta t = 1^\circ\text{C}$, если его длина $l = 5$ м, диаметр вала $d_b = 0,4$ м, а коэффициент линейного расширения материала вала $\alpha_r = 12 \cdot 10^{-5} \text{ 1/K}$.

Используя последнюю формулу, получаем

$$f_{\text{макс}} = (12 \cdot 10^{-5} \cdot 5^2) / (8 \cdot 0,4) = 93,8 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 0,1 \text{ мм.}$$

Обратим внимание на то, что при $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ стрела прогиба уже достигает 0,5 мм и, если учесть всплывание ротора на масляном слое в подшипниках, возникает реальная опасность задеваний в уплотнениях, расположенных вблизи середины пролета вала.

При легких задеваниях, особенно на малой частоте вращения, происходит слабый износ уплотнений без особых последствий. Однако сильные задевания, даже если они, благодаря бдительности персонала, не приведут к тяжелым последствиям, крайне нежелательны. В таком, даже недлительном, режиме работы происходит очень сильный износ уплотнений, и в дальнейшем весь межремонтный период турбина работает с повышенной утечкой пара в диафрагменных и концевых уплотнениях, что снижает ее экономичность.

При неудачной конструкции уплотнений или при очень значительной разности температур ротор может получить остаточный прогиб (см. гл. 17) и потребуются его правка в заводских условиях. Важно подчеркнуть, что *при сильных задеваниях вследствие все увеличивающегося прогиба вала вибрация будет непрерывно возрастать.*

Для исключения возможности неравномерного нагрева ротора турбина снабжена валоповоротным устройством, которое работает непрерывно вплоть до полного остывания турбины при остановке, а также при пуске турбины.

Для контроля теплового изгиба ротора турбину снабжают специальным электромагнитным устройством, позволяющим по перемещению δ консоли вала, расположенной в корпусе переднего подшипника, оценить стелу прогиба вала (рис. 19.10) по приближенной формуле

$$f_{\text{макс}} = \left(\frac{l}{2l_1} \right) / \delta.$$

Характерной особенностью вибрации оборотной частоты, вызванной тепловым изгибом вала, является ее исчезновение по мере прогрева ротора. Поэтому часто при ее появлении при пуске турбины путем снижения частоты вращения (уменьшения подачи пара) удается лучше прогреть ротор на сниженных оборотах с последующим увеличением частоты вращения уже без повышения уровня вибрации.

Тепловой прогиб ротора турбины, таким образом, носит временный характер. Но в роторе электрического генератора при несовершенной системе охлаждения могут возникнуть неравномерное стационарное температурное поле и стационарный прогиб, вызывающий вибрацию.

19.2.4.3. Задевания вращающихся деталей о неподвижные. Следует помнить, что любые задевания деталей ротора о статор неизбежно приводят к сильной вибрации. При задеваниях вследствие трения в короткое время выделяется большое количество тепла, которое неизбежно вызывает коробление деталей в зоне задеваний и, следовательно, нарушение балансировки или расцентровку.

Внезапное появление сильной вибрации всегда свидетельствует о серьезных нарушениях в проточной части турбины, и поэтому все инструкции предусматривают в этом случае необходимость быстрой остановки турбины.

19.3. НИЗКОЧАСТОТНАЯ ВИБРАЦИЯ

Низкочастотной вибрацией называют вибрацию турбоагрегата с частотой, близкой к половине частоты вращения. Причина низкочастотной вибрации коренным образом отличается от причин вибрации оборотной частоты. Последняя возникает при появлении сил неуравновешенности и исчезает вместе с их исчезновением. Низкочастотная вибрация возникает в случае потери устойчивости вращения вала на масляной пленке подшипника.

При низкочастотной вибрации случайно появившиеся отклонения вала от состояния устойчивого вращения вызывают появление сил, которые поддерживают эти отклонения и даже усиливают их, несмотря на то, что случайная сила, вызвавшая отклонения от положения равновесия, исчезла. Такой вид колебаний в технике называется самоподдерживающимися колебаниями, или автоколебаниями.

Таким образом, всякий конкретный уравновешенный валопровод при некоторых условиях работает спокойно, без вибрации, а при некоторых внезапно теряет устойчивость вращения с возникновением интенсивных колебаний.

Возможность потери устойчивости вращения в первую очередь определяется конструкцией рото-

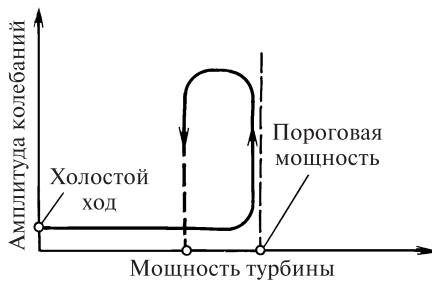


Рис. 19.11. «Затягивание» низкочастотной вибрации

ра и его вибрационными характеристиками. Жесткие роторы практически не подвержены низкочастотной вибрации. Реальные роторы во многих случаях имеют первую критическую скорость, примерно равную половинной частоте вращения. В этом случае возникающая низкочастотная вибрация обычно весьма интенсивна.

Одной из характерных особенностей автоколебаний является их «затягивание», показанное на рис. 19.11. Интенсивная вибрация возникает при некотором значении мощности (эту мощность называют «пороговой», так как она дает начало неустойчивому вращению ротора), но не прекращается немедленно после ее снижения. Необходимо значительно уменьшить мощность для прекращения вибрации. Например, при наладке одной из турбин мощностью 800 МВт низкочастотная вибрация возникла при 720 МВт, а при ее устранении требовалось снижение мощности иногда до 650 МВт. Такой характер протекания вибрации станет вполне понятным, если еще раз вспомнить, что *низкочастотная вибрация — это автоколебательный процесс, при котором колебания, возникнув по любой причине, поддерживают сами себя, даже если эта причина и перестала действовать.*

По источникам возникновения низкочастотную вибрацию принято делить на два вида: масляную, источником которой является масляный слой опорного подшипника, и паровую, вызываемую силами, действующими в проточной части турбины.

19.3.1. Масляная вибрация и ее предупреждение

Процесс возникновения автоколебаний в масляном слое подшипника можно уяснить из простой модели, показанной на рис. 19.12.

Пусть невесомая шейка вала, на которую не действуют никакие силы, вращается в расточке подшипника. В этом случае центр шейки O_1 будет сов-

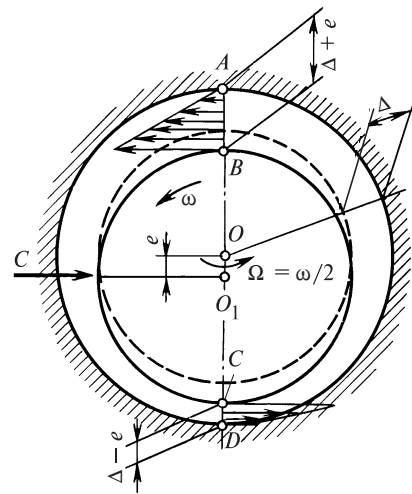


Рис. 19.12. Схема возникновения масляной вибрации

падать с центром расточки O и вибрации не возникнет. Представим себе, что в некоторый момент шейка отклонится вертикально вниз на величину e под действием некоторой случайной силы, после чего последняя исчезнет.

Рассмотрим расходы масла через сечения AB и CD в момент смещения шейки вала вниз. Масло, увлекаемое вращающейся шейкой, в точках B и C имеет скорость $\omega r_{ш}$, где $r_{ш}$ — радиус шейки вала, а в точках A и D — скорость, равную нулю, так как во всех случаях масло прилипает к металлу. В первом приближении можно считать, что скорость масла в зазоре изменяется по линейному закону и поэтому показанные на рис. 19.12 треугольные эпюры изображают секундные объемные расходы масла через зазор, ширина которого (в направлении, перпендикулярном чертежу) равна единице. Таким образом, через сечение AB входит количество жидкости, равное $\frac{1}{2}(\Delta + e)\omega r_{ш}$, а через сечение CD входит количество жидкости, равное $\frac{1}{2}(\Delta - e)\omega r_{ш}$.

Разность объемных расходов масла $e\omega r_{ш}$ должна остаться в зазоре слева от линий AB и CD . Однако масло — жидкость практически не сжимаемая, поэтому в рассмотренной области возникает повышенное давление, которое будет стремиться сдвинуть всю шейку вала вправо с тем, чтобы создать недостающий объем для разности расходов масла.

Таким образом, следствием действия случайной вертикальной силы явилось не только соответствующее смещение шейки вала вниз, но и появление силы C , действующей перпендикулярно смещению. Под действием силы C шейка вала сдвигается впра-

во, а точнее повернется вокруг точки O с некоторой угловой скоростью Ω , отличной от частоты вращения ω . Но при сдвиге шейки вправо уменьшится правый боковой зазор и появится сила, действующая вертикально вверх, которая будет уменьшать верхний зазор, и т.д.

В действительности ротор будет перемещаться не рывками, а непрерывно: из-за случайного сдвига ротора вниз на величину вектора e появляется сила C , которая приложена перпендикулярно смещению шейки и создает прецессию шейки вокруг центра расточки подшипника. Сила C вращается вместе с шейкой, поэтому ее называют циркуляционной силой. Из рис. 19.12 видно, что, хотя сила C действует перпендикулярно смещению шейки, она совпадает с направлением скорости прецессионного движения, поэтому, как и в случае резонанса, создаются очень благоприятные условия для увеличения размаха прецессии.

Итак, уже стал ясен механизм возникновения самоподдерживающейся прецессии, т.е. вибрации. Вернемся к рис. 19.12 и определим скорость прецессии. Видно, что линейная скорость прецессии равна Ωe , а освобождающийся в единицу времени объем для количества жидкости $e\omega r_{ш}$ будет равен $\Omega e 2r_{ш}$. Приравнявая два последних выражения, получаем $\Omega = \omega/2$, т.е. *масляные циркуляционные силы вызывают прецессию с частотой, равной половине частоты вращения.*

Реальное течение масла в подшипнике намного сложнее рассмотренного. Можно строго показать, что причиной появления циркуляционной силы является различие упругих свойств масляной пленки, на которой вращается ротор, в горизонтальном и вертикальном направлениях. Неодинаковость упругих свойств масляной пленки в разных направлениях приводит к тому, что при случайных смещениях шейки вала в каком-нибудь направлении появляется самоподдерживающаяся циркуляционная сила, создающая непрерывную прецессию вала. Еще раз подчеркнем, что *неуравновешенность вала никакого отношения к низкочастотной вибрации не имеет, поэтому ее невозможно ликвидировать посредством более тщательной балансировки.*

В соответствии с рассмотренной схемой низкочастотная вибрация возникает при появлении любых случайных сил, которые всегда присутствуют. Вместе с тем опыт говорит о том, что низкочастотная вибрация возникает далеко не всегда, а лишь при определенных условиях. Дело в том, что масляная пленка обладает не только упругими свойства-

ми, которые способствуют возникновению низкочастотной вибрации, но и свойствами гашения вибрации за счет сил трения (демпфирующими свойствами), возникающих при взаимном смещении отдельных слоев масла в пленке относительно друг друга. Возникнет или не возникнет низкочастотная вибрация — зависит от конкретного сочетания упругих и демпфирующих свойств в конкретном подшипнике и при конкретных условиях работы.

Определяющим в возможности возникновения масляной низкочастотной вибрации является положение шейки вала в расточке вкладыша. Теоретически в зависимости от условий работы центр шейки вала может занимать положение от самого нижнего, когда шейка не вращается, до самого верхнего (при бесконечно большой частоте вращения), совпадающего с центром расточки. Практика показывает, что для несегментных подшипников чем больше всплытие шейки, тем больше вероятность возникновения низкочастотной вибрации. Как правило, при всплытии шейки вала на высоту более 30 % максимально возможной ($0,3 \Delta$, см. рис. 19.12) вращение ротора становится неустойчивым.

Всплытие шейки вала определяется значением комплекса

$$S = p\varphi^2/(\mu\omega), \quad (19.3)$$

который называется критерием нагруженности подшипника.

В этот комплекс входят: p — условное удельное давление на нижнюю половину вкладыша, равное отношению силы P , действующей на подшипник, к произведению диаметра шейки вала $d_{ш}$ на ширину L вкладыша; $\varphi = \Delta/r_{ш}$ — относительный зазор во вкладыше; μ — коэффициент динамической вязкости масла; ω — угловая частота вращения ротора.

При движении двух слоев жидкости относительно друг друга между ними возникает сила трения, или сила вязкости, зависящая от природы жидкости и относительной скорости слоев. Коэффициентом динамической вязкости μ называется сила трения, возникающая между двумя слоями жидкости, отнесенная к единице площади контакта, при разности скоростей слоев в 1 м/с. Таким образом, единица вязкости Па·с.

Чем меньше значение критерия нагруженности, тем сильнее всплытие шейки вала, и тем больше вероятность потери устойчивости вращения. Поэтому имеется некоторое предельное значение S_{\max} , определяющее границу устойчивости.

Формула (19.3) позволяет провести анализ влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на возможность возникновения низкочастотной вибрации.

1. С ростом частоты вращения ω значение критерия нагруженности уменьшается, а вероятность возникновения низкочастотной вибрации увеличивается. Поэтому *возникновение низкочастотной вибрации в процессе разворота турбины или на холостом ходу является характерным признаком масляной вибрации.*

2. Заметное влияние на возникновение масляной вибрации оказывает температура масла, которая определяет его вязкость μ . Чем ниже температура масла, тем больше его вязкость и больше всплытие шейки вала и тем вероятнее потеря устойчивости вращения. Поэтому, чем выше температура масла, тем это лучше с точки зрения устойчивости ротора. Однако высокая температура масла приводит к снижению несущей способности масляной пленки и ее демпфирующих свойств, вызывает износ вкладыша и приводит к преждевременному старению масла. Поэтому для каждого турбоагрегата (и даже для каждого подшипника) устанавливается узкий диапазон изменения допустимых значений температуры масла на входе в подшипник. В практике наладки вибрационного состояния бывали многочисленные случаи, когда в результате повышения температуры масла удавалось повысить частоту вращения, при которой происходила потеря устойчивости вращения.

3. Большое влияние на момент потери устойчивости вращения оказывает удельное давление p : с ростом давления опасность возникновения масля-

ной вибрации снижается. Однако удельное давление не может быть чрезмерно большим, так как его значение определяет толщину масляной пленки и интенсивность износа, особенно при трогании машины и работе на валоповоротном устройстве.

При выбранных размерах вкладыша удельное давление определяется силой, действующей со стороны валопровода на вкладыш подшипника. Валопровод мощной турбины имеет восемь-десять опорных вкладышей, в которые укладываются отдельные роторы цилиндров. Подшипники при монтаже должны быть установлены так, чтобы при переходе от монтажных условий к рабочим обеспечивались не только центровка отдельных роторов, но и предусмотренные радиальные нагрузки на отдельных вкладышах. В противном случае какой-либо из подшипников может оказаться чрезмерно разгруженным и стать источником низкочастотной вибрации.

Аналогичный эффект проявляется и в условиях эксплуатации, когда, например, прокладка не предусмотренных проектом горячих трубопроводов или установка непредусмотренных теплообменников может повлечь непредусмотренное вертикальное расширение колонн фундамента, вызывающее деформацию верхней фундаментной плиты и изменение усилий, действующих на подшипники. К такому же эффекту приводит неравномерная осадка фундаментной плиты.

При парциальном подводе пара нагрузка, действующая на подшипник, может изменяться по мере открытия клапанов, и при неправильном порядке их открытия возникает сила, разгружающая подшипник. Такой случай изображен на рис. 19.13, а. Если

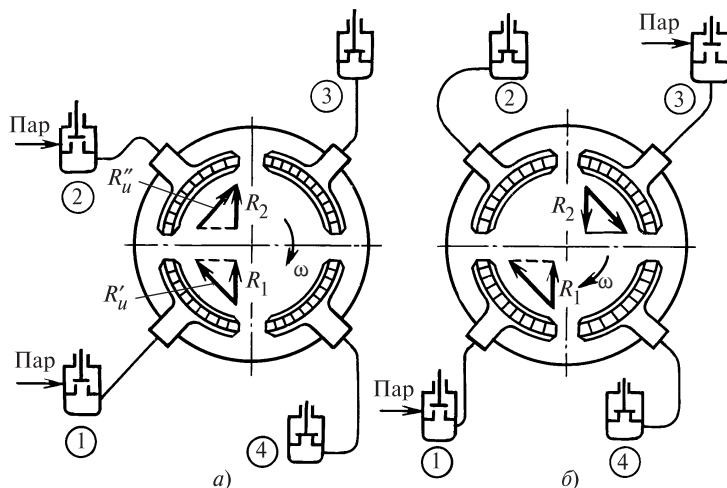


Рис. 19.13. Появление разгружающей силы на шейке вала при неправильном (а) и правильном (б) порядке открытия регулирующих клапанов

регулирующие клапаны 1 и 2 открыты и подводят пар к двум левым сопловым сегментам, а ротор вращается по часовой стрелке, то пар, выходящий из сопловых каналов этих сопл, на рабочих лопатках регулирующей ступени будет создавать окружные усилия R'_u и R''_u . Каждое из них имеет вертикальные проекции R_1 и R_2 , которые, складываясь, дадут вертикальную разгружающую силу.

Иное положение возникает, если нагрузка турбины будет обеспечена в результате открытия клапанов 1 и 3 (см. рис. 19.13, б). Тогда силы R_1 и R_2 будут направлены навстречу друг другу и будут меньше разгружать подшипник.

Если сначала открывать клапаны 3 и 4, то можно даже создать силу, направленную вертикально вниз, которая оказывает стабилизирующее влияние на колебания ротора. К рассмотренным примерам можно только добавить, что порядок открытия клапанов определяется и другими факторами.

Для проверки «виновности» порядка открытия клапанов при возникновении масляной вибрации следует провести разворот турбины при полностью открытых регулирующих клапанах, управляя подачей пара в турбину главной паровой задвижкой и ее байпасом (см. § 13.3), которые установлены на паропроводе перед регулируемыми клапанами (иногда это делают с помощью стопорного регулирующего клапана).

4. Устойчивость ротора против масляной вибрации может быть повышена путем увеличения абсолютного зазора, т.е. увеличения относительного зазора при сохранении диаметра шейки вала. Однако повышенные относительные зазоры приведут к сильному всплыванию шейки вала и потребуют увеличения зазоров в уплотнениях, что снизит экономичность турбины.

Критерий нагруженности подшипника указывает также и меры, которые следует принимать при низкочастотной масляной вибрации.

Устойчивость вращения ротора может быть повышена в результате уменьшения ширины вкладыша (это повысит удельное давление), смещения подшипников для увеличения нагрузки на подшипник, а также увеличения температуры смазки.

Самым радикальным путем для борьбы с низкочастотной масляной вибрацией является использование специальных сегментных виброустойчивых подшипников, конструкции которых рассмотрены в гл. 3.

Применение сегментных самоустанавливающихся подшипников полностью снимает масляную вибрацию. Это связано с тем, что сегменты (колодки) при любом смещении ротора сами устанавливаются так, что сила реакции проходит через точку опоры и центр шейки вала (в противном случае колодка будет продолжать поворачиваться дальше). Таким образом, *в сегментных подшипниках циркуляционной силы, вызывающей прецессию вала, просто не возникает.*

Вместе с тем следует подчеркнуть, что подшипники одновременно играют и роль демпферов, которые гасят и другие виды колебаний ротора. Сегментные подшипники не обладают повышенной демпфирующей или несущей способностью, поэтому их использование снимает проблему масляной вибрации, но не вибрации вообще.

19.3.2. Паровая низкочастотная вибрация и борьба с ней

Паровая вибрация низкой частоты возникает вследствие появления в проточной части турбины и ее уплотнениях газодинамических циркуляционных сил, вызывающих автоколебания ротора.

По месту возникновения возмущающих газодинамических сил принято их делить на венцовые, бандажные и силы в уплотнениях.

Венцовые циркуляционные силы возникают на венце рабочих лопаток (отсюда и название) из-за неравномерной по окружности надбандажной утечки пара вследствие неодинакового радиального зазора. Для лучшего понимания природы возникновения циркуляционных венцовых сил рассмотрим рис. 19.14.

Если оси статора и ротора совпадают, то в образующийся радиальный зазор δ_r устремляется утечка G_y , вследствие чего лопатки ступени недорабатывают некоторую мощность. Пусть теперь в силу каких-то случайных причин произошло отклонение оси ротора вниз по отношению к оси статора на некоторую величину r . Тогда радиальный зазор внизу $\delta_{rн}$ уменьшится, а сверху $\delta_{rв}$ увеличится, и поэтому утечка над верхней частью рабочего колеса станет больше, чем над нижней, на величину ΔG_y (можно показать, что вдоль окружности и зазор, и утечка будут изменяться по закону косинуса). Это в свою очередь приведет к тому, что через рабочие лопатки верхней половины колеса будет проходить

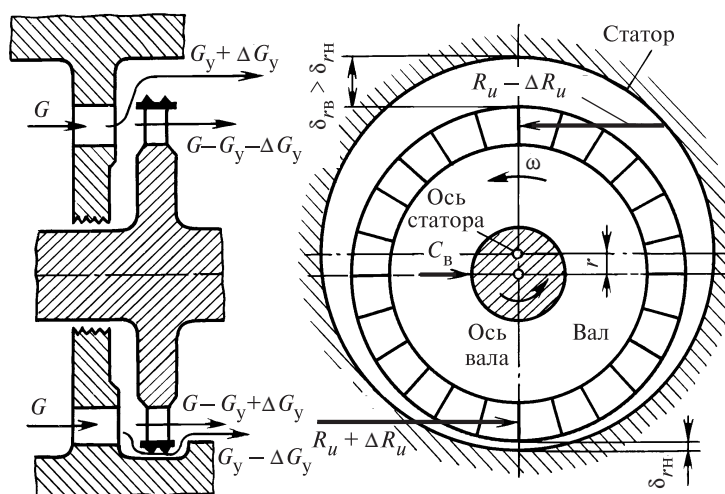


Рис. 19.14. Возникновение паровой венцовой циркуляционной силы в ступени турбомашины

меньшее количество пара, чем через лопатки нижней половины. Поэтому к верхней половине венца будет приложена вращающаяся сила $R_u - \Delta R_u$ меньшая, чем сила, приложенная к нижней половине венца $R_u + \Delta R_u$. Действие этих двух противоположно направленных сил вызывает появление неуравновешенной силы C_B , приложенной к центру вала и действующей перпендикулярно вектору смещения. Это и есть венцовая сила.

Таким образом, вследствие случайного смещения ротора появляется сила, действующая перпендикулярно смещению; поэтому произойдет перемещение ротора слева направо и появится сила, действующая снизу вверх и т.д. Иными словами, однажды возникнув, сила C_B уже не исчезает, а продолжает вращаться вместе с ротором, и поскольку ее направление близко к направлению скорости вала, создаются условия для возбуждения интенсивных колебаний. Можно показать, что частота вращения этой самоподдерживающейся циркуляционной силы примерно равна $\omega/2$. Заметим, что такая же венцовая сила возникает при смещении вала и появлении в диафрагменном уплотнении неравномерной по окружности утечки, что также вызывает переменность силы R_u по окружности.

Из рассмотрения природы венцовой силы следует, что ее значение зависит от степени изменения утечки пара по окружности через периферийное уплотнение при радиальном отклонении вала. Это изменение тем выше, чем выше разница давлений до и после бандажа и плотность пара в ступени. По-

этому венцовые возмущающие силы возбуждают колебания роторов ЦВД преимущественно турбин на сверхкритические параметры пара.

Ясно также, что интенсивность возмущающих венцовых сил зависит от режима работы турбины: с увеличением нагрузки и приближением начальных параметров пара к номинальным значениям венцовые силы растут. Характерным признаком возникновения низкочастотной паровой вибрации является ее появление при определенной нагрузке турбины, когда интенсивность венцовых сил достигает достаточного значения. Поэтому устранение паровой вибрации путем установки виброустойчивых подшипников невозможно, хотя, конечно, демпфирующие свойства смазочного слоя подшипников в определенной степени влияют и на снижение паровых колебаний, однако это влияние уменьшает колебания, но не ликвидирует их причину.

Наиболее эффективным способом борьбы с возникновением возмущающих венцовых сил является соответствующее конструктивное выполнение периферийных уплотнений ступени. Действительно, достаточно выполнить уплотнения так, чтобы при смещении ротора, например, вниз (рис. 19.15) утечка через верхний зазор уменьшалась, а через нижний увеличивалась. В этом случае также появится неуравновешенная венцовая сила C_B , но она будет направлена навстречу прецессионному движению ротора и поэтому не вызовет вибрации. Создание такого виброустойчивого уплотнения возможно, однако трудность состоит в том, чтобы

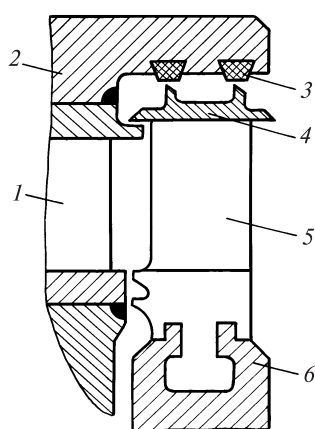


Рис. 19.15. Принципиальная конструкция виброустойчивого уплотнения ступени по отношению к венцовым силам

1 — сопловой аппарат; 2 — козырек диафрагмы; 3 — бандаж; 4 — вставки; 5 — рабочая лопатка; 6 — диск

оно не снижало экономичности ступени, было достаточно технологичным в производстве и удобным при монтаже и ремонте. Кроме того, оно должно обеспечить надежную работу ротора без задеваний при различных переходных режимах (пусках, остановках, сбросах нагрузки).

Интенсивность венцовых сил в выполненной ступени очень существенно зависит от соотношения радиальных δ_r и осевых δ_a зазоров (рис. 19.16, а): с увеличением радиальных и уменьшением осевых зазоров венцовые силы уменьшаются. Это объясняется тем, что при больших радиальных зазорах их изменение вследствие прогиба ротора будет вызывать относительно небольшое изменение R_u . При малых осевых зазорах утечка определяется их размерами, а изменение радиального зазора практически не влияет на нее.

Осевые зазоры с целью уменьшения венцовых сил нельзя выполнять чрезмерно малыми, поскольку при пуске турбины и во время стационарного режи-

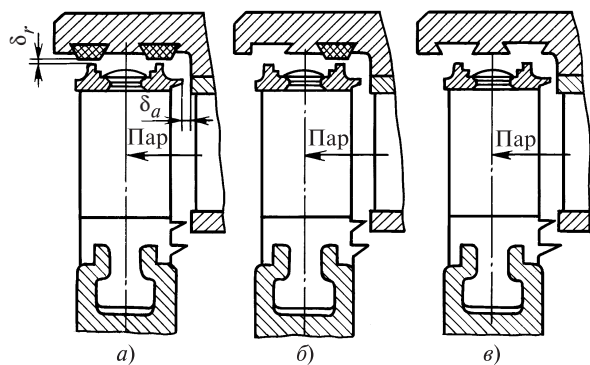


Рис. 19.16. Надбандажные уплотнения

а — типовая конструкция; б, в — виброустойчивые конструкции

ма работы возможны задевания вращающихся деталей о неподвижные. Поэтому в условиях наладки нового или отремонтированного оборудования при возникновении низкочастотной вибрации часто прибегают к увеличению или даже иногда к полной ликвидации радиальных уплотнений (рис. 19.16, б, в), что неизбежно приводит к снижению экономичности. Такую меру следует считать нерациональной и рассматривать как временную.

Часто в процессе наладки или эксплуатации турбины происходит постепенное самопроизвольное уменьшение уровня низкочастотной вибрации. Как правило, это является следствием износа радиальных уплотнений из-за задеваний при повышенной вибрации.

Бандажные циркуляционные силы возникают вследствие появления неравномерности давления вдоль окружности бандажа из-за смещения ротора. Чтобы понять природу этих сил, рассмотрим рис. 19.17.

Представим себе, что ротор вращается и зазор δ_r между ним и статором строго одинаков. Тогда в любом радиальном сечении зазора будет возникать распределение скоростей потока, показанное на рис. 19.17 на верхних эпюрах. В большой степени оно будет определяться тем, что пар, поступающий из соплового аппарата со скоростью c_1 , имеет окружную составляющую c_{1u} , вследствие чего между гребнями уплотнения образуется устойчивый вихрь, вращающийся в окружном направлении. При этом направления вращения вихря и ротора будут одинаковыми. При равномерном зазоре δ_r распределение скоростей в сечениях AB и CD будет одинаковым. Никаких циркуляционных сил при этом не возникает.

Представим себе другой случай, когда невращающийся ротор, concentрично расположенный в статоре внезапно перемещается вверх на вектор r . Тогда пар, находящийся в надбандажной камере, начинает перетекать сверху вниз симметрично относительно вертикальной плоскости. В сечениях AB и CD будет возникать одинаковое примерно параболическое распределение скоростей, показанное на рис. 19.17 на средних эпюрах.

Наконец, в третьем случае, при смещении вверх вращающегося ротора, в сечениях AB и CD возникает распределение скоростей, являющееся наложением эпюр скоростей для двух ранее рассмотрен-

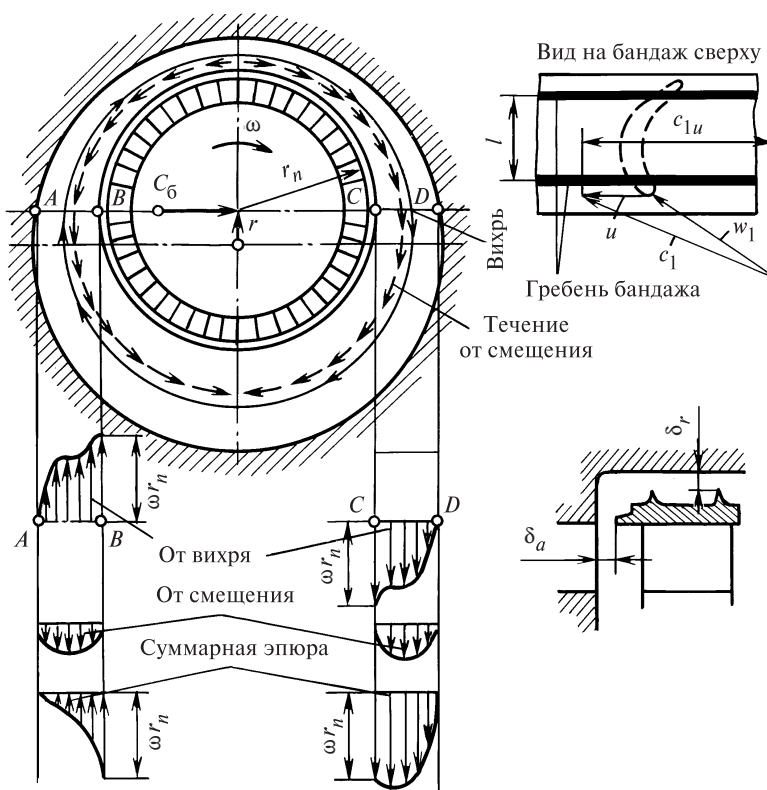


Рис. 19.17. Возникновение бандажной циркуляционной силы

ных случаев. В результате в сечении CD скорости будут складываться, а в AB — вычитаться. Поэтому эпюра скоростей в сечении CD окажется полнее, чем в AB . Такое наполнение эпюры скоростей может произойти только за счет уменьшения давления в этой зоне, поскольку никакой дополнительной работы над паром не совершается. Таким образом, в результате перемещения ротора вверх на бандаже рабочего колеса возникает такое перераспределение давлений, что на левой части бандажа оно будет больше, чем на правой (при вращении ротора по часовой стрелке). Поэтому возникает неуравновешенная сила C_{δ} , действующая перпендикулярно смещению и стремящаяся сдвинуть ротор вправо. В результате, как и в ранее рассмотренных случаях, возникает самоподдерживающееся прецессионное движение ротора, которое совпадает с направлением вращения. Поэтому оно является источником интенсивной вибрации даже при относительно небольших значениях возмущающих сил.

Понимание физической природы бандажных сил позволяет установить факторы, от которых зависит их значение, и наметить меры борьбы с их

возникновением. Прежде всего, бандажные силы зависят от абсолютного давления в периферийном зазоре ступени: при малом абсолютном давлении абсолютное изменение давления по окружности бандажа будет малым. Поэтому так же, как и венцовые силы, бандажные силы играют серьезную роль для ЦВД турбин со сверхкритическими начальными параметрами пара.

С увеличением мощности турбин бандажные силы увеличиваются. Это связано с тем, что при фиксированных начальных и конечных параметрах пара рост мощности турбин достигается путем увеличения пропуска пара, для чего требуется увеличение высоты и хорды лопатки и, следовательно, ширины бандажа, т.е. площади, на которую действует давление. На практике это привело к тому, что, например, при наладке турбин умеренной мощности приходилось в основном бороться с масляной низкочастотной вибрацией и венцовыми силами, а при переходе к турбинам большей мощности главную роль стали играть бандажные силы. Так как бандажная циркуляционная сила возникает из-за нарушения симметрии эпюры скоростей пара в зазоре,

Таблица 19.2

Сравнение надбандажных уплотнений ЦВД турбины мощностью 300 МВт

Вариант	Тип уплотнений (см. рис. 19.18)	Номер ступени	Зазоры, мм			Относительная пороговая мощность	Относительное изменение КПД, %
			δ_1	δ_2	δ_3		
1	рис. 19.18, <i>a</i>	1—6	1,5	1,5	—	1	0
		7—12	2,4	1,5	—		
2	рис. 19.18, <i>a</i>	1—6	1,5	0,75	—	0,39	2,15
		7—12	2,4	0,75	—		
3	рис. 19.18, <i>б</i>	1—6	1,5	3,5	—	3,22	0,11
		7—12	2,4	3,5	—		
4	рис. 19.18, <i>в</i> рис. 19.18, <i>з</i> рис. 19.18, <i>в</i> рис. 19.18, <i>д</i>	1,2	1,5	2,0	0,75	0,61	2,22
		3—5	1,5	2,0	0,75		
		7	2,4	2,0	0,75		
		8—12	2,4	2,0	0,75		
5	рис. 19.18, <i>e</i>	1—6	1,5	1,2	1,2	1,47	1,28
		7—12	2,4	1,2	1,2		
6	рис. 19.18, <i>ж</i>	1—6	1,5	1,35	0,75	1,06	2,75
		7—12	2,4	1,35	0,75		

большое влияние на ее значение оказывает окружная составляющая скорости c_{1u} , называемая закруткой: чем больше закрутка, тем больше искажение эпюры скоростей и больше бандажная сила.

Интенсивность возникающего в камере уплотнения вихря зависит от соотношения осевых и радиальных зазоров. С увеличением радиальных зазоров пар, поступающий через зазор входного радиального гребешка (см. рис. 19.16), будет быстрее покидать камеру уплотнения через зазор выходного гребешка, поэтому интенсивность вихря будет меньше. Следовательно, искажение эпюры скоростей и бандажная сила также будут меньшими. Уменьшению интенсивности вихря способствует и уменьшение осевого зазора. Радикальным способом уменьшения бандажных сил является ликвидация второго (выходного) уплотняющего гребешка. В этом случае независимо от смещения над бандажом по всей окружности устанавливается одинаковое давление, равное давлению за ступенью.

Традиционно используемые в большинстве турбин периферийные уплотнения не являются удовлетворительными с точки зрения возникновения как венцовых, так и бандажных циркуляционных сил. Как видно из рис. 19.16, *a*, при смещении ротора имеются все условия для возникновения циркуляционных сил. Улучшение этих конструкций с целью уменьшения циркуляционных сил возможно только

путем частичного или полного разуплотнения ступеней посредством увеличения зазоров и ликвидации отдельных или всех гребешков, т.е. ценой снижения экономичности.

На рис. 3.54 приведена конструкция периферийного уплотнения, в котором предусмотрены меры для уменьшения венцовых и бандажных сил. В табл. 19.2 показано сравнение эффективности различных конструкций надбандажных уплотнений (рис. 19.18), выполненное в МЭИ, для ЦВД турбины К-300-23,5 ЛМЗ. Эффективность оценивалась по изменению пороговой мощности турбины и экономичности, причем для сравнения в качестве эталонного принята традиционная конструкция (рис. 19.18, *a*) при радиальных зазорах $\delta_2 = 1,5$ мм. Их уменьшение в 2 раза (вариант 2 в табл. 19.2) увеличивает КПД ЦВД на 2,15 %, однако пороговая мощность снижается на 60 %.

Выполнение виброустойчивой конструкции (рис. 19.18, *б*) позволяет более чем в 3 раза увеличить пороговую мощность при очень большом повышении экономичности. Используя ту или иную конструкцию уплотнений, можно активно влиять как на пороговую мощность, так и на экономичность проточной части.

Возникновение **циркуляционных самоподдерживающихся сил в уплотнениях** принципиально не отличается от их появления в бандажной камере:

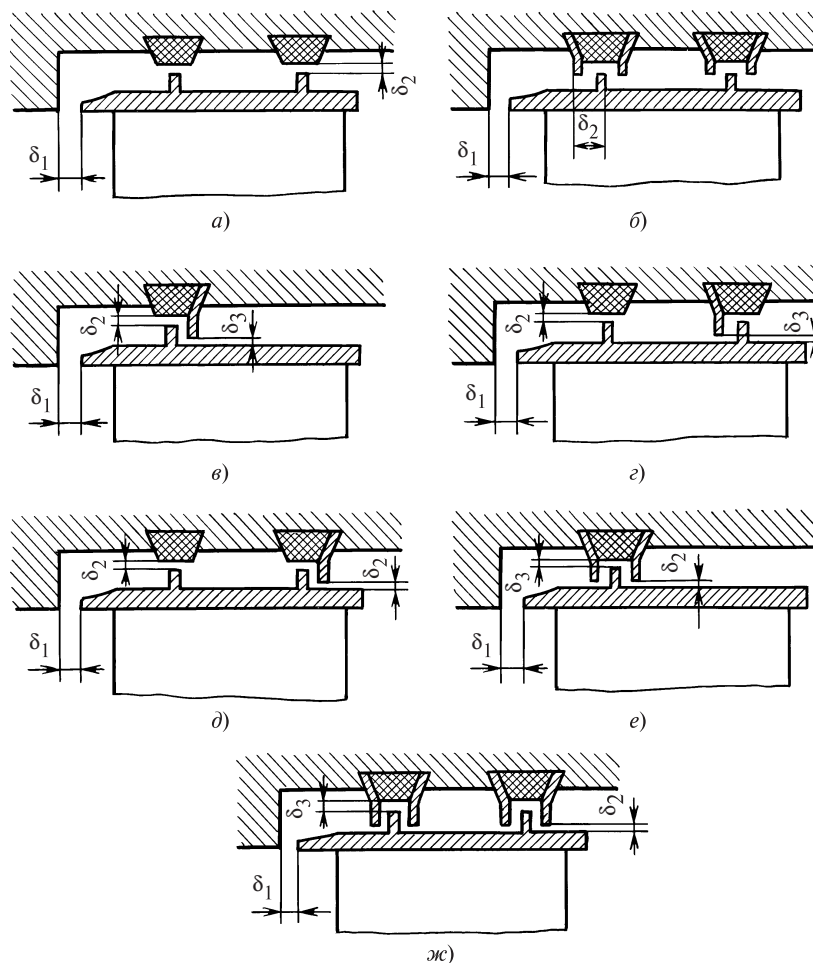


Рис. 19.18. Типы исследованных периферийных уплотнений

при смещении вала в уплотнении симметрия окружного течения пара нарушается, вследствие чего появляется самоподдерживающаяся сила, действующая поперечно смещению и вызывающая прецессию вала. Циркуляционная сила, возникающая в уплотнениях, в большой степени зависит от начальной закрутки. В диафрагменные уплотнения промежуточных ступеней пар поступает из впереди стоящей рабочей решетки, за которой скорость выхода потока c_2 мала и имеет малую закрутку. Такая же картина наблюдается на входе в заднее концевое уплотнение. Во всех этих случаях циркуляционная сила в уплотнениях мала, а в тех случаях, когда окружная проекция c_{2u} направлена против вращения она, может быть даже стабилизирующей, т.е. будет гасить колебания.

Иное положение возникает в тех уплотнениях, которые соседствуют с камерой, расположенной перед дисками первой ступени, особенно перед дисками регулирующей ступени. В этом случае закрутка $c_{1u} \approx c_1$ (так как угол α_1 мал) и велика по абсолютному значению из-за увеличенного теплоперепада регулирующей ступени. Поэтому большие циркуляционные силы могут возникать в промежуточном уплотнении цилиндров с петлевым движением пара.

Возникающая циркуляционная сила пропорциональна расходу пара через уплотнение, поэтому, как и в предыдущих случаях, она больше в уплотнениях ЦВД и в промежуточном уплотнении цилиндров с поворотом пара. С ростом зазоров и высоты камеры между гребешками уплотнения возмущающая сила уменьшается из-за ослабления вихрей, образующихся в уплотнительных камерах. Определен-

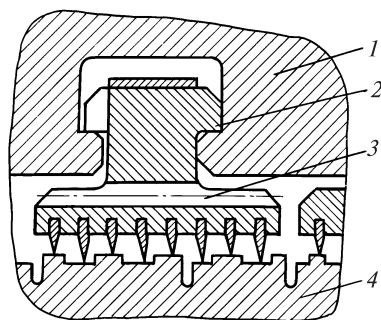


Рис. 19.19. Гашение закрутки потока в уплотнениях с помощью осевых сверлений в обоймах уплотнений (рекомендации ЦКТИ)

1 — обойма уплотнения; 2 — сегмент уплотнения; 3 — осевые отверстия для прохода пара; 4 — ротор

ное уменьшение циркуляционных сил в уплотнениях может быть достигнуто подводом незакрученного пара после первого отсека уплотнений (рис. 19.19) через каналы, площадь которых в 2—3 раза больше площади радиального зазора. Подводимый пар, не имеющий закрутки, тормозит закрученный пар, способствуя выравниванию окружной неравномерности давлений, порождающей циркуляционную силу.

19.4. ВЫСОКОЧАСТОТНАЯ ВИБРАЦИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Высокочастотными вибрациями называются вибрации с частотой, вдвое превышающей частоту вращения ротора. Для турбоагрегатов, имеющих частоту вращения 50 1/с, частота вибрации составляет 100 Гц.

Вибрация двойной оборотной частоты возникает под действием веса при изгибной анизотропии ротора.

Представим себе для простоты однодисковый симметричный ротор, сечение вала которого (рис. 19.20, а) не имеет осевой симметрии (например, имеет форму эллипса). Пусть в некоторый момент времени сечение расположено так, что большая ось эллипса вертикальна (рис. 19.20, б), и под действием силы тяжести ротор имеет прогиб y_1 . При повороте ротора на 90° (рис. 19.20, в) сопротивление сечения ротора изгибу уменьшится, и поэтому прогиб возрастет до значения y_2 . При дальнейшем повороте ротора на 90° его прогиб опять уменьшится и т.д. Таким образом, если в вертикальной плоскости установить индикатор деформации, то при вращении ротора он зафиксирует вертикаль-

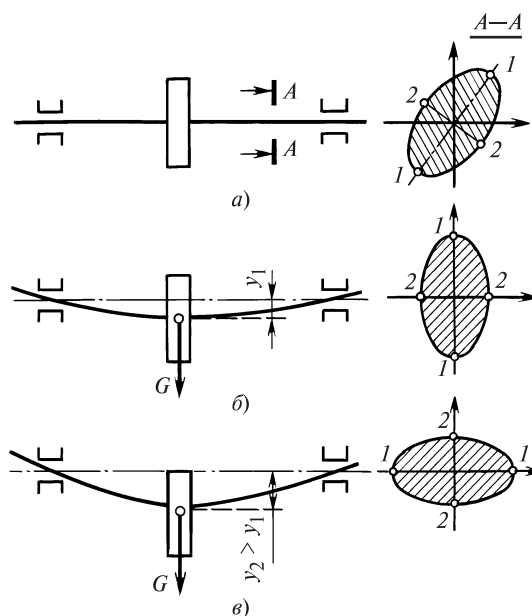


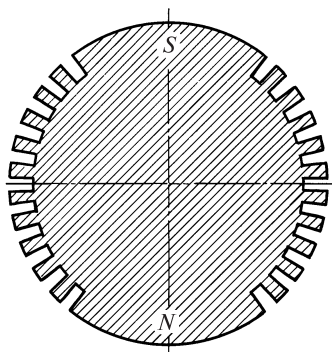
Рис. 19.20. Возникновение высокочастотной вибрации

ные перемещения вала, т.е. вибрацию, частота которой будет в 2 раза больше частоты вращения ротора, поскольку за один оборот ротор будет совершать два колебания.

Такие колебания никак не связаны с неуравновешенностью ротора, и их поэтому невозможно устранить балансировкой. Необходимым и достаточным условием для их появления является асимметрия сечения вала. При вращении ротора с асимметричным сечением возникает периодическая сила с частотой 2ω . Эта сила воздействует на ротор не статически, а динамически, т.е. эффект от ее воздействия тем больше, чем ближе ее частота, которая зависит от частоты вращения ротора, к какой-либо из критических частот валопровода.

Основным источником вибрации двойной оборотной частоты является электрический генератор, в частности, для турбин с частотой вращения 50 1/с. Ротор такого генератора имеет два полюса (рис. 19.21), т.е. две обмотки, расположенные на противоположных сторонах ротора, и поэтому его сопротивление изгибу различно в разных плоскостях. Эта разница может достигать в современных мощных генераторах до 30—40 % и вызывать интенсивную вибрацию двойной оборотной частоты, которая создает определенную опасность для электрической части генератора, а также для корпусов подшипников, фундамента и т.д. Особенно интенсивные колебания возникают, если турбогенератор имеет частоту вращения 50 1/с, а какая-либо из кри-

Рис. 19.21. Сечение ротора двухполюсного электрического генератора



тических частот вращения примерно равна 100 1/с. В этом случае возникает резонанс.

Для уменьшения вибрации двойной оборотной частоты применяются специальные конструктивные меры, направленные на уменьшение разности сечения ротора генератора: на большом зубе ротора (периферийной части ротора, где отсутствует обмотка) выполняют продольные пазы и поперечные прорезы.

Источником высокочастотных возмущающих сил в собственно турбине могут быть шпоночные пазы дисков, колеса насосов и т.д., однако асимметрия, вносимая ими, как правило, невелика.

19.5. НОРМЫ ДОПУСТИМОЙ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Работающий турбоагрегат всегда в какой-то степени вибрирует. Поэтому ПТЭ предусматривают жесткие нормы на допустимый уровень вибрации.

Вибрационное состояние турбоагрегата оценивают по наибольшему значению виброскорости, действующему в вертикальном, горизонтально-поперечном и горизонтально-осевом направлениях. *Длительная эксплуатация турбоагрегатов мощностью 200 МВт и более допускается при вибрации подшипниковых опор, не превышающей 2,8 мм/с.*

В нормально работающем турбоагрегате основное значение имеет вибрация оборотной частоты. Это означает, что в соотношении (19.1) можно учитывать только один член и тогда допустимая амплитуда вибрации составит

$$A = \sqrt{2} V/\omega = \sqrt{2} \cdot 2,8/314 = 0,013 \text{ мм} = 13 \text{ мкм},$$

т.е. виброскорость в 2,8 мм/с примерно эквивалентна размаху вибрации в 26 мкм. Если по каким-либо техническим причинам такой уровень вибрации не может быть достигнут, то по согласованию между заводом-изготовителем турбины и электростанцией допускается эксплуатировать турбоагрегаты при большей вибрации, но не превышающей 4,5 мм/с.

Такой же уровень вибрации допустим для турбоагрегатов меньше 200 МВт. При этом должны быть приняты меры по снижению вибрации в срок, не более 30 дней.

Эксплуатация турбоагрегата запрещается при вибрации свыше 7,1 мм/с, т.е. при размахе вибрации большем 65 мкм. Точно также эксплуатация недопустима, если при установившемся режиме происходит внезапное увеличение виброскорости на 1 мм/с.

На первый взгляд может показаться, что нормы вибрации турбоагрегатов чрезмерно жесткие. Однако следует иметь в виду, что вибрация измеряется на корпусе подшипника, а для турбоагрегата важна вибрация вала, которая и вызывает вибрацию корпуса подшипника. Подшипник, установленный на фундаменте или встроены в выходной патрубков, обладает, как и всякая система, своими вибрационными характеристиками, и его вибрация зависит от близости частоты возмущающей силы, создаваемой ротором, к частоте его собственных колебаний. Поэтому реакция корпуса подшипника на воздействие на него со стороны ротора может быть самой различной. Иногда, если частоты собственных колебаний системы подшипник — фундамент далеки от частоты колебаний шейки ротора, корпус подшипника не отзывается даже на интенсивную вибрацию ротора.

Специальные исследования показали, что вертикальное перемещение вала может в 4—10 раз превышать вертикальное перемещение подшипника, а горизонтальное перемещение вала может превосходить аналогичное перемещение корпуса подшипника в 8—15 раз. С учетом разницы в смещениях шейки вала и крышек корпуса подшипника допуски на вибрацию крышек корпуса уже не кажутся чрезмерными.

Значительное различие амплитуд вибрации вала и корпусов подшипников побудило к разработке аппаратуры, позволяющей измерять вибрацию вала. Существуют специальные датчики, обычно токовихревого типа, устанавливаемые в вертикальной и горизонтальной плоскостях примерно в 5 мм от вала и позволяющие вести непрерывный контроль его вибрации. Повышенная вибрация вала и соответствующий сигнал могут быть использованы для автоматического отключения турбины при возникновении чрезмерной вибрации по каким-либо причинам.

Система, состоящая из турбоагрегата и его фундамента, проектируется так, чтобы ее критические частоты не были близки к половинной частоте вращения (иначе легко будет вызываться низкочастотная вибрация). Тем не менее, в процессе разворота турбоагрегат проходит через ряд критических частот. Если соответствующая форма небаланса не ликвидирована, то при переходе через резонанс возникает интенсивная вибрация оборотной частоты. При

этом в течение нескольких пусков возникающие в уплотнениях задевания приводят к их износу и снижению экономичности турбин. Поэтому часто при балансировке турбоагрегата вводят нормирование по уровню вибрации не только на номинальной частоте вращения, но и на критических частотах. Требуют, чтобы размах вибрации подшипников не превышал на критической частоте 50 мкм.

Выше отмечалось, что вибрация подшипников носит полигармонический характер: в ней присутствуют гармоники всех частот. Однако особое внимание обращается на амплитуду гармоники с частотой, соответствующей половинной частоте вращения валопровода. Это связано с тем, что уровень низкочастотной вибрации свидетельствует о близости валопровода турбоагрегата к состоянию возникновения интенсивных самоподдерживающихся колебаний (автоколебаний). Поэтому, если хотя бы на одном из подшипников уровень низкочастотной вибрации превышает 15 мкм, вибрационное состояние такого агрегата признается неудовлетворительным.

Вибрация с корпусов подшипников передается на фундамент, вызывая его вибрацию. В правильно спроектированных и выполненных фундаментах размах вибрации верхней фундаментной плиты не превосходит 15—25 мкм.

19.6. СТЕСНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ТУРБИНЫ НА ФУНДАМЕНТЕ И ЕГО ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ

19.6.1. Последствия стеснения тепловых расширений турбины

В § 3.11 подробно рассмотрена организация свободных тепловых расширений турбоагрегата на фундаменте. Она достигается с помощью свободной установки его элементов (корпусов подшипников, ЦНД, генератора и его возбудителя) на фундаментных рамах (см. рис. 3.77). Для направленного свободного расширения между фундаментными рамами (рис. 19.22) и корпусами подшипников строго по

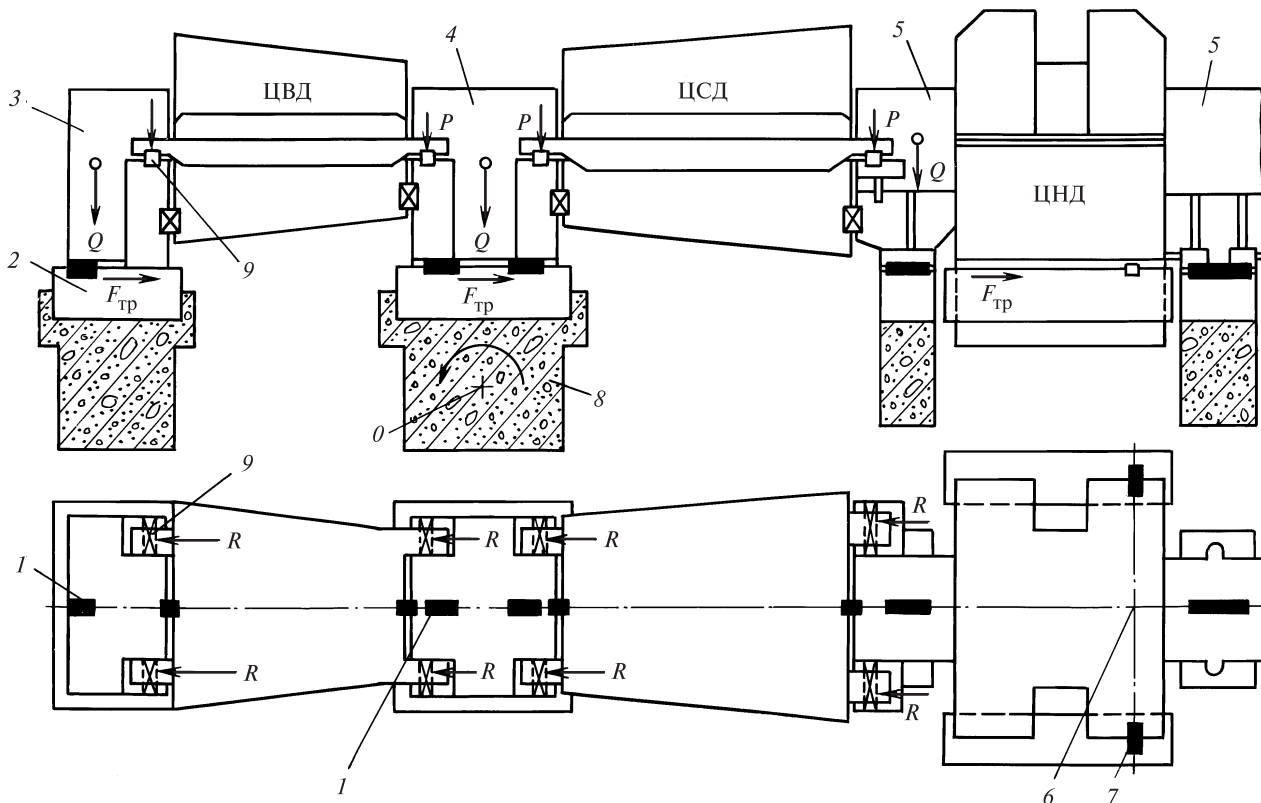


Рис. 19.22. Силы, действующие на опоры турбоагрегата и затрудняющие его свободное тепловое расширение
1 — продольные шпонки; 2 — фундаментная рама; 3, 4, 5 — корпуса соответственно переднего, среднего и подшипников ЦНД; 6 — фиксупункт; 7 — поперечные шпонки; 8 — ригель; 9 — поперечные шпонки между лапами и опорными поверхностями корпусов подшипников

прямой устанавливают систему продольных и поперечных шпонок, вдоль которых и перемещаются корпус подшипников. Например, при пуске турбины ее ЦНД со встроенным подшипником расширяется от фиксункта влево. Через поперечные шпонки лап расширение передается последовательно на правые лапы корпуса ЦСД, затем с его левых лап — на средний подшипник и т.д. При остановке турбины вследствие уменьшения температуры корпусов происходит ее сокращение. По ряду причин, которые рассмотрены ниже, между подошвой корпуса подшипника и фундаментной рамой возникают силы трения $F_{тр}$, препятствующие свободному тепловому расширению турбоагрегата.

Стеснение теплового расширения на фундаменте приводит к следующим основным явлениям:

- 1) недостаточному продольному удлинению статора турбины при пуске из холодного состояния, не соответствующему его температурному состоянию;
- 2) «невозврату» турбины при ее полном остывании;
- 3) кручению ригелей;
- 4) скачкообразному перемещению корпусов подшипников на фундаменте.

Рассмотрим последствия этих явлений. При большом сопротивлении передвижению корпусов подшипников по фундаментным рамам ригели прогибаются в горизонтальной плоскости (при пуске турбины — в сторону от фиксункта). Одновременно при этом на корпус турбины будут действовать сжимающие силы, деформирующие его вследствие податливости торцевых стенок корпуса. В результате возникает большое удлинение ротора, свободно расширяющегося от упорного подшипника относительно статора. Это препятствует быстрому пуску турбины и приводит к перерасходу топлива.

При разгрузке турбины и ее остановке картина будет аналогичной, но обратной: сокращающиеся корпуса турбины будут тянуть за собой и изгибать ригели в горизонтальной плоскости в обратном направлении (стрелка прогиба — к фиксункту); кроме того, сами корпуса будут находиться в растянутом состоянии. В результате возникает невозврат: турбина не вернется к своему первоначальному положению.

Еще большую опасность представляет кручение ригелей: под действием продольных сил R , приложенных к поперечным шпонкам лап, весь ригель, например, средней опоры (см. рис. 19.22) поворачивается (скручивается) вокруг точки O . В результате опорная поверхность фундаментной рамы приобретет уклон и изменятся высотные положения вкладышей подшипников. Если, напри-

мер, в среднем подшипнике (рис. 19.22) расположены два вкладыша, то при пуске ригель скрутится против часовой стрелки и левый подшипник опустится, а правый поднимется. Это изменит опорные реакции валопровода и вибрационные характеристики опор и может привести к появлению вибрации. Такая картина возникала, в частности, на турбинах Т-250/300-23,5 ТМЗ.

При затрудненных перемещениях корпусов подшипников и кручении ригелей расширения турбины часто носят скачкообразный характер. Связано это с периодическим преодолением активной силой R силы трения покоя $F_{тр}$; при этом происходит скачкообразное проскальзывание корпуса подшипника по фундаментной раме.

19.6.2. Причины стеснения тепловых расширений турбины

Стеснение теплового расширения турбины определяется двумя основными причинами:

- 1) большими силами трения между подошвой корпуса подшипника и фундаментной рамой;
- 2) заклиниванием шпоночного соединения корпус подшипника — продольная шпонка.

Одной из главных причин затруднения тепловых расширений турбины на фундаменте является действие вертикальных сил P_* , прижимающих корпуса подшипников к фундаментным рамам, в результате чего возникает сила трения $F_{тр}$ определяемая простым соотношением

$$F_{тр} = kP_*, \quad (19.4)$$

где k — коэффициент трения.

Прижимающая сила P_* имеет следующие составляющие:

- 1) силу тяжести ротора и статора Q , включающую корпус подшипника и корпус турбины;
- 2) силу $P_{р.м}$, возникающую от реактивного момента в проточной части;
- 3) силу от паропроводов, присоединенных к корпусам турбины.

Рассмотрим каждую из этих сил. Силы тяжести ротора и статора определяются их массами, и они постоянны во времени.

Появление силы от реактивного момента поясняется схемой на рис. 19.23. Вследствие разворота струи пара в каналах соплового аппарата диафрагмы от осевого направления к окружному на диафрагму будет действовать реактивный момент M_p , направленный противоположно вращению ротора. С от-

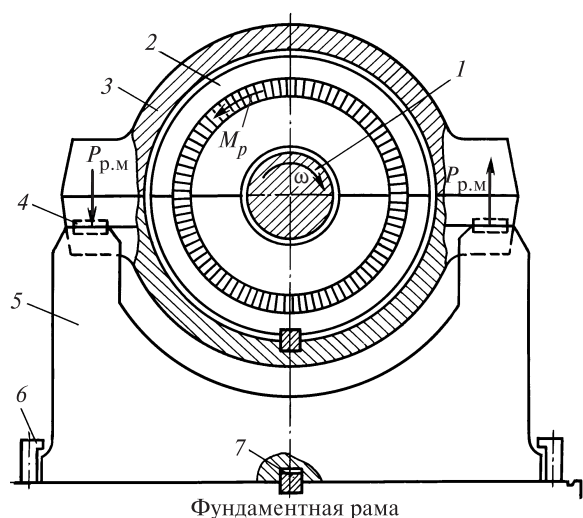


Рис. 19.23. Появление усилия на корпусе подшипника от действия реактивного момента

1 — вал ротора; 2 — диафрагма; 3 — корпус турбины; 4 — поперечные шпонки лап; 5 — корпус подшипника; 6 — прижимная скоба; 7 — продольная шпонка

дельных диафрагм крутящие реактивные моменты будут передаваться на корпус турбины. Их суммарное действие будет эквивалентно двум парам сил $P_{p.m.}$, приложенных к лапам корпуса турбины. В результате действия реактивного момента одна из лап (в нашем случае левая) прижимается к корпусу подшипника, а вторая стремится оторваться от него.

Силы, вызванные реактивным моментом, зависят, конечно, от мощности турбины: с ростом мощности они растут. Силы от присоединенных паропроводов возникают вследствие жесткого закрепления массивной арматуры (например, стопорных клапанов) на фундаменте и невозможности свободных расширений паропроводов между этой арматурой и корпусом турбины. Возникающие на корпусе турбины силы определяются взаимным положением корпусов турбины и арматуры и температуры связывающих их паропроводов. Поэтому усилия от паропроводов зависят от режима работы и могут быть различными при пусках, различных стационарных режимах и остановках.

В некоторых конструкциях блоки стопорно-регулирующих клапанов устанавливаются на опорах, допускающих свободное перемещение. Однако и в этом случае, как показал опыт эксплуатации, на корпусе возникают значительные силы и моменты от присоединенных паропроводов, уменьшение которых при наладке турбины очень затруднительно.

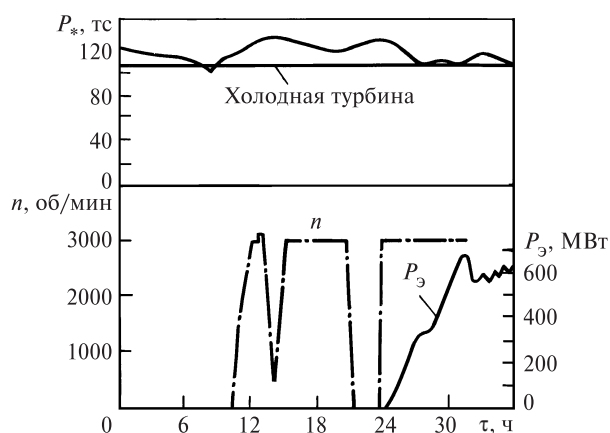


Рис. 19.24. Изменение суммарного вертикального усилия, действующего на средний подшипник турбины К-800-23,5-3 в процессе пуска из холодного состояния

На рис. 19.24 показано, как в процессе пуска из холодного состояния изменяется вертикальное суммарное усилие на средний подшипник турбины К-800-23,5-3 по опытам ЦКТИ. На стационарном режиме работы суммарное усилие несколько превышает усилие на холодной турбине (108 МН). Максимальное значение (132 МН) возникло в предтолчковый период, когда реактивный момент был небольшим и главную роль играли усилия от паропроводов.

Заклинивание в шпоночном соединении возникает вследствие приложения к корпусу подшипника поперечных усилий, прижимающих его к боковым поверхностям продольных шпонок и не дающих перемещаться корпусу вдоль них.

Главными причинами заклинивания шпоночного соединения могут являться:

1) неодинаковость тепловых расширений отдельных лап корпуса турбины в продольном направлении или неодинаковость тепловых зазоров в поперечных шпонках лап;

2) заклинивание шпоночного соединения одной из лап корпуса.

В первом случае (рис 19.25) одна из лап входит в контакт со своей поперечной шпонкой раньше, чем вторая, и в результате сила R поворачивает корпус подшипника, прижимая его к боковым поверхностям шпонок, привинченных к фундаментным рамам. Из-за большого плеча силы R контактное давление оказывается очень большим и, как следствие, большой оказывается и сила $F_{тр}$, заземляющая продвижение корпуса подшипника по фундаментной раме.

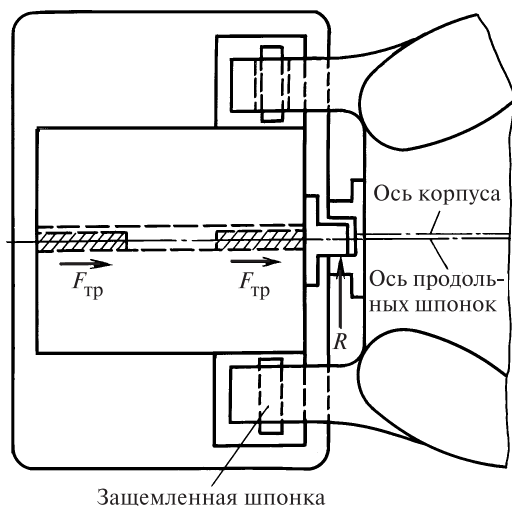


Рис. 19.25. Заклинивание в продольных шпонках вследствие неравномерного теплового расширения лап

Во втором случае (рис. 19.26) заклинивание одной из поперечных шпонок лап приводит к поперечному несимметричному смещению оси корпуса и выборке зазора в вертикальной шпонке. В результате защемления участка корпуса турбины между заклиненной лапой и вертикальной шпонкой возникает сила R , поворачивающая корпус подшипника на фундаментной раме, в результате чего и возникает заклинивание продольных шпонок.

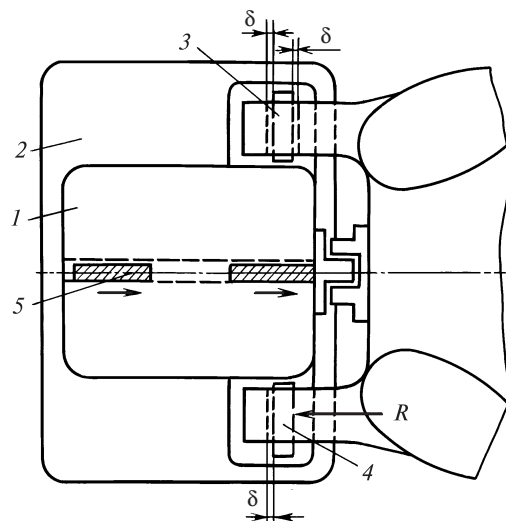


Рис. 19.26. Заклинивание в продольных шпонках вследствие заклинивания одной из поперечных шпонок лап
1 — корпус подшипника; 2 — фундаментальная рама; 3, 4 — поперечные шпонки лап; 5 — продольные шпонки

Чаще всего заклинивание поперечной шпонки лап происходит вследствие неравномерного прогрева лапы по ширине: при подаче пара на концевое уплотнение перед пуском турбины внутренняя поверхность лапы, прилегающая к камерам уплотнений, прогревается сильнее, чем наружная. В результате лапа разворачивается наружу и заклинивает шпонку.

Таким образом, если прижимающая сила P_* и коэффициент трения k невелики, число перемещаемых цилиндров мало и заклинивания продольных шпонок не происходит, то силы трения $F_{тр}$ и преодолевающие их силы трения R в поперечных шпонках (см. рис. 19.22) также малы, и турбоагрегат достаточно свободно расширяется и сжимается на фундаменте в соответствии со своей изменяющейся температурой. Такая картина наблюдалась до определенной единичной мощности турбоагрегата, когда правильный монтаж обеспечивал вполне свободное тепловое расширение. С ростом единичной мощности турбоагрегата и количества цилиндров проблема свободного расширения на фундаменте становилась все острее. В частности, ее решение потребовало больших усилий для турбоагрегата Т-250/300-23,5 ТМЗ, фиксипункт которого расположен на опорной раме ЦНД и генератора и на фундаменте которого расширяются все четыре цилиндра турбины (см. рис. 3.77).

19.6.3. Меры борьбы со стеснением расширения турбоагрегата

Поскольку повышенные силы трения обусловлены в первую очередь высокими значениями вертикальных нагрузок, действующих на корпус подшипника, радикальным способом борьбы с повышенными силами трения, является уменьшение вертикальных сил.

Для уменьшения сил, вызванных реактивным моментом со стороны фланца, который придавливается к опорным поверхностям корпусов подшипников (слева на рис. 19.23), устанавливают пружинный амортизатор, пример которого показан на рис. 19.27. Опирают амортизаторы на специальную балку, заделанную в колонну фундамента. Таким образом, часть реактивного момента передается на фундамент, а часть — через лапу на корпус подшипника.

Для уменьшения усилий от присоединенных паропроводов необходимы, прежде всего, правильная трассировка пароподводящих труб и правильный

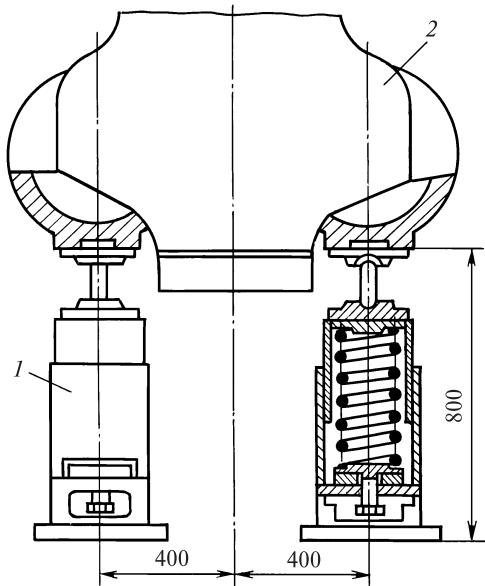


Рис. 19.27. Амортизатор ЦСД турбины К-300-23,5 ЛМЗ

1 — амортизатор; 2 — корпус стопорно-регулирующего клапана

монтаж арматуры. В общем случае все перечисленные меры помогают уменьшить вертикальную силу P_* , однако с их помощью ее нельзя сделать меньше, чем сила тяжести статора и ротора. Для еще большего уменьшения силы, передающейся на корпус подшипника, на ряде турбин ЛМЗ практикует установку дополнительной гибкой опоры с калиброванной пружиной (рис. 19.28). Гибкость опоры не препятствует свободному расширению лап, а сама она воспринимает часть вертикальной нагрузки, разгружая корпус подшипника.

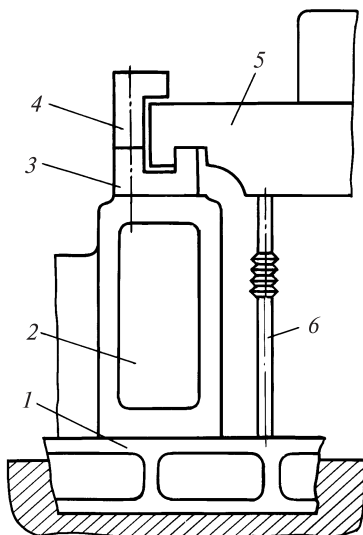


Рис. 19.28. Установка дополнительной опоры под лапу для уменьшения силы, действующей со стороны лапы на корпус подшипника

1 — фундаментная рама; 2 — корпус подшипника; 3 — поперечная шпонка; 4 — скоба; 5 — лапа; 6 — дополнительная опора

Как видно из формулы (19.4), при фиксированном значении вертикальной силы P_* уменьшения силы трения можно достичь снижением коэффициента трения k , применяя специальные смазки в виде пасты или специальные прокладки из синтетического материала — фторлона.

Для исключения заклинивания необходимы тщательный монтаж и пригонка всех шпоночных соединений, симметричный обогрев фланцев с равномерным прогревом лап во избежание их коробления. Для уменьшения кручения ригелей, кроме уменьшения сил трения на поверхностях скольжения, можно увеличивать сопротивления ригеля скручиванию соответствующим увеличением его размеров, что требует переделки фундамента.

Контрольные вопросы

1. Нарисуйте график свободных незатухающих гармонических колебаний. Обозначьте период колебаний τ_0 . Как он связан с круговой частотой p и частотой f ?
2. Ротор турбины вращается с угловой частотой $\omega = 314$ рад/с. Определите круговую частоту, частоту и период возмущающей силы, вызываемой неуравновешенностью ротора.
3. Сборный и сварной роторы имеют одинаковые размеры ступеней и примерно одинаковую массу. Почему критическая частота вращения сварного ротора будет выше, чем сборного?
4. Определите декремент колебаний, если две последовательные амплитуды равны 30 и 30,2 мкм.
5. Частота собственных колебаний некоторой системы равна 120 Гц. С какой частотой будет колебаться система, если на нее воздействовать гармонической силой с частотой 50 Гц?
6. Назовите отрицательные последствия повышения вибрации турбоагрегата.
7. Почему сила тяжести ротора не вызывает вибрации?
8. Вибрирует ли идеально уравновешенный ротор на критической частоте вращения?
9. Почему для роторов паровых турбин, кроме статической, требуется динамическая балансировка?
10. Почему при работе турбины на критической частоте вращения возникает интенсивная вибрация даже при небольшой неуравновешенности?
11. Во время ремонтных работ ликвидированы вспомогательные горячие паропроводы возле одной из колонн фундамента, в результате чего корпус среднего подшипника не расширился вверх по отношению к другим подшипникам и в рабочих условиях оказался практически исключенным из работы. Как это отразилось на критических частотах турбоагрегата?
12. Каковы характерные признаки вибрации, вызванной плохой балансировкой?

13. Почему ротор, неравномерно нагретый по сечению, вибрирует? Почему эту вибрацию нельзя устранить более тщательной балансировкой?
14. Почему значительные задевания в проточной части турбины вызывают ее интенсивную вибрацию?
15. В чем состоит принципиальное отличие автоколебаний от вынужденных колебаний?
16. Объясните механизм возникновения масляной вибрации.
17. Как проверить является ли неправильный порядок открытия регулирующих клапанов причиной низкочастотной вибрации?
18. Почему при использовании сегментных подшипников не может возникнуть низкочастотная масляная вибрация?
19. Объясните механизм возникновения венцовых циркуляционных сил.
20. Почему износ или увеличение радиальных зазоров в уплотнениях приводит к уменьшению вибрации?
21. Почему циркуляционные силы в диафрагменных уплотнениях значительно меньше, чем циркуляционные силы в промежуточных уплотнениях в цилиндрах с поворотом пара?
22. Почему паровые циркуляционные силы в паровых турбинах на сверхкритические начальные параметры пара играют основную роль в появлении низкочастотной вибрации?
23. Турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ и К-800-23,5 ЛМЗ выполнены на одинаковые начальные параметры пара. Для какой из турбин венцовые и надбандажные силы будут больше при одинаковых типах уплотнений и зазорах в проточной части?
24. Каков механизм возникновения вибрации двойной оборотной частоты?
25. При проектировании турбины с рабочей частотой вращения 50 1/с ротор рассчитывают так, чтобы его критические частоты не равнялись 25, 50 и 100 Гц. Почему эти критические частоты являются запретными?
26. Назовите последствия стеснения тепловых расширений турбоагрегата на фундаменте.
27. Перечислите силы, прижимающие корпуса подшипников к фундаментным рамам и объясните их происхождение.
28. Почему происходит заклинивание шпоночных соединений при расширении турбины?

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ



Паровой котел



Пароперегреватель (основной, промежуточный)



Барaban котла



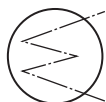
Однопоточный цилиндр



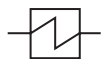
Цилиндр с поворотом пара



Двухпоточный цилиндр



Конденсатор



Теплообменник



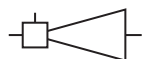
Деаэратор



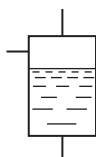
Насос



Электрический генератор



Эжектор



Расширитель



Блочная обессоливающая установка



Уплотнение концевое, штоков клапанов



Впрыск конденсата



Задвижка; вентиль



Задвижка с электроприводом



Обратный клапан с принудительным закрытием



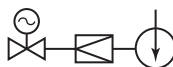
Стопорный клапан



Регулирующий клапан



Сбросной клапан; клапан рециркуляции



БРОУ; РОУ



Предохранительный клапан



Выхлоп в атмосферу



Свежий пар



Пар отборов



Конденсат



Дренаж



Паровоздушная смесь



Сбросной трубопровод



Растопочная линия

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ЕДИНИЦЫ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

В приложении приводятся единицы величин, принятые в СИ, а также ряд внесистемных единиц, имеющих еще широкое использование в теплоэнергетике и на электростанциях и поэтому употребляемых в настоящей книге.

Наименование и обозначение единиц физических величин

Наименование величины	Система единиц			
	СИ		Другие системы	
<i>Основные единицы</i>				
Длина	метр	м	—	—
Масса	килограмм	кг	тонна	т
	грамм	—	—	—
Время	секунда	с	час	ч
Температура	кельвин	К	градус	°С
			Цельсия	—
<i>Производные единицы</i>				
Сила	ньютон	Н	килограмм-сила	кгс
Объем	—	м ³	литр	л
Плотность	—	кг/м ³	—	—
Скорость	—	м/с	—	—
Частота вращения	обороты в секунду	1/с	обороты в минуту	об/мин
			—	—
Угловая скорость вращения	радиан в секунду	рад/с	—	—
Частота колебаний	герц	Гц	—	—
Объемный расход	—	м ³ /с	—	м ³ /с
Массовый расход	—	кг/с	—	т/ч
Давление, механическое напряжение	паскаль	Па	техническая атмосфера	кгс/см ² ; мм рт. ст; бар
			калория; киловатт-час	кал; кВт·ч
Энергия, работа, количество тепла	джоуль	Дж	—	—
Мощность, отпуск тепла	ватт	Вт	—	ккал/ч
Удельный расход тепла	—	—	—	ккал/(кВт·ч)

Соотношение между единицами энергии

Единицы	Дж	кал	кВт·ч
1 Дж	1	0,239	$0,278 \cdot 10^{-6}$
1 кал	4,1868	1	$1,163 \cdot 10^{-6}$
1 кВт·ч	$3,6 \cdot 10^6$	$0,86 \cdot 10^6$	1

Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименования

Множитель	Приставка		
	Наименование	Обозначение	
		Русское	Международное
$1\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{12}$	тера	Т	Т
$1\ 000\ 000\ 000 = 10^9$	гига	Г	G
$1\ 000\ 000 = 10^6$	мега	М	M
$1000 = 10^3$	кило	к	k
$100 = 10^2$	гекто	г	h
$10 = 10^1$	дека	да	da
$0,1 = 10^{-1}$	деци	д	d
$0,01 = 10^{-2}$	санти	с	—
$0,001 = 10^{-3}$	милли	м	m
$0,000\ 001 = 10^{-6}$	микро	мк	μ
$0,000\ 000\ 001 = 10^{-9}$	нано	н	n
$0,000\ 000\ 000\ 001 = 10^{-12}$	пико	п	p

Соотношение между единицами давления

Единицы	Па	бар	кгс/см ²	мм рт.ст.
1 Па	1	10^{-5}	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$7,5 \cdot 10^{-3}$
1 бар	10^5	1	1,02	750
1 кгс/см ²	$9,81 \cdot 10^4$	0,981	1	736
1 мм рт.ст.	133,3	$1,33 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	1

Соотношение между единицами мощности

Единицы	кВт	ккал/ч
1 кВт	1	860
1 ккал/ч	$1,163 \cdot 10^{-3}$	1

Соотношение между единицами частоты вращения

Единицы	1/с	1/мин	рад/с
1 1/с	1	1/60	6,28
1 1/мин	60	1	376,8
1 рад/с	0,159	9,55	1

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- Глава 1.* Основная: 1, 17, 41, 43. Дополнительная: 31, 51.
Глава 2. Основная: 31, 51. Дополнительная: 17.
Глава 3. Основная: 3, 23, 46, 47, 51. Дополнительная: 10, 28, 31.
Глава 4. Основная: 3, 14, 31, 37, 47, 52. Дополнительная: 4, 5, 10, 22, 25, 30, 36, 45.
Глава 5. Основная: 4, 19, 26. Дополнительная: 31, 41.
Глава 6. Основная: 27, 29, 39, 44. Дополнительная: 41, 43.
Глава 7. Основная: 24, 37, 39. Дополнительная: 9, 34, 41, 44.
Глава 8. Основная: 3, 51. Дополнительная: 32.
Глава 9. Основная: 3, 51. Дополнительная: 32.
Глава 10. Основная: 3. Дополнительная: 32
Глава 11. Основная: 3, 12, 16, 31, 42, 51. Дополнительная: 6, 18, 19, 20, 26, 50.
Глава 12. Основная: 3, 4, 15, 37. Дополнительная: 8, 19, 25, 26, 36, 45.
Глава 13. Основная: 3, 27, 37. Дополнительная: 11, 15, 35.
Глава 14. Основная: 35; 37. Дополнительная: 36.
Глава 15. Основная: 15, 35, 43. Дополнительная: 2, 12, 16, 18, 48.
Глава 16. Основная: 21. Дополнительная: 20, 33, 49.
Глава 17. Основная: 21. Дополнительная: 35.
Глава 18. Основная: 10. Дополнительная: 10.
Глава 19. Основная: 21, 37, 40. Дополнительная: 7, 31, 36.
- Александров А.А., Григорьев Б.А.** Таблицы теплотехнических свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во МЭИ, 1999.
 - Аракелян Э.К., Старшинов В.А.** Повышение экономичности и маневренности тепловых электростанций. М.: Изд-во МЭИ, 1993.
 - Бененсон Е.И., Иоффе Л.С.** Теплофикационные паровые турбины / Под ред. Д.П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986.
 - Бродов Ю.М., Савельев Р.З.** Конденсационные установки паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1994.
 - Веллер В.Н.** Автоматическое регулирование паровых турбин. М.: Энергия, 1977.
 - Гиршфельд В.Я., Князев А.М., Кузиков В.Е.** Режимы работы и эксплуатация ТЭС. М.: Энергия, 1980.
 - Гольдин А.С.** Устранение вибраций турбоагрегатов на тепловых электростанциях. М.: Энергия, 1980.
 - Доброхотов В.И., Жгулев Г.В.** Эксплуатация энергетических блоков. М.: Энергоатомиздат, 1987.
 - Ефимочкин Г.И.** Бездеаэрационные схемы паротурбинных установок. М.: Энергоатомиздат, 1989.
 - Жаров А.П.** Предупреждение аварий подшипников паровых турбин. М.: Энергия, 1974.
 - Жгулев Г.В.** Пуск и наладка энергоблоков. М.: Энергия, 1978.
 - Иванов В.А.** Режимы мощных паротурбинных установок. М.—Л.: Энергоатомиздат, 1986.
 - Инструкция** по ультразвуковому контролю цельнокованных роторов паровых турбин со стороны осевого канала. И-34-70-005—82. М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.
 - Казанский В.Н.** Системы смазывания паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1986.
 - Капелович Б.Э.** Эксплуатация паротурбинных установок. М.: Энергоатомиздат, 1985.
 - Качан А.Д.** Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. Минск: Высшая школа, 1978.
 - Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е.** Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1983.
 - Кириллов И.И., Иванов В.А., Кириллов А.И.** Паровые турбины и паротурбинные установки. М.—Л.: Машиностроение, 1978.
 - Кирсанов И.Н.** Конденсационные установки. М.—Л.: Энергия, 1966.
 - Клебанов М.Д., Юрков Э.В.** Влияние режима работы на динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени теплофикационной турбины // Электрические станции. 1979. № 10. С. 30—38.
 - Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов. М.: Изд-во МЭИ, 2000.
 - Леснов В.А.** Регулирование и автоматизация турбин: Учебник для техникумов. М.: Машиностроение, 1980.
 - Лосев С.М.** Паровые турбины. — 10-е изд. М.: Энергия, 1964.
 - Малюшенко В.В., Михайлов А.К.** Насосное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергия, 1975.
 - Методические указания** по проверке и испытаниям автоматических систем регулирования и защиты паровых турбин. ЛПУ 34-70-062-83. М.: СПО ОРГРЭС, 1991.
 - Методические указания** по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций. М.: Союзтехэнерго, 1986.
 - Методические указания** по эксплуатационному контролю за состоянием сетевых подогревателей. МУ 34-70-104-85. М.: СПО Союзтехэнерго, 1985. 71 с.
 - Михайлов-Михеев П.Б.** Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения. М.—Л.: Машгиз, 1961. 838 с.
 - Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М.** Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Энергоатомиздат, 1998.
 - Огнестойкие турбинные масла** / Под ред. проф. К.И. Иванова. М.: Химия, 1974.
 - Паровые и газовые турбины** / М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.В. Фролов и др.; Под ред. А.Г. Костюка и В.В. Фролова. М.: Энергоатомиздат, 1985.
 - Паротурбинные энергетические установки.** Отраслевой каталог. ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. М., 1988.

33. **Перельман Р.Г., Пряхин В.В.** Эрозия элементов паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1986.
34. **Печеник Б.Я., Хатетовский Г.И.** Питательные агрегаты мощных энергоблоков. М.: Энергия, 1978.
35. **Плоткин Е.Р., Лейзерович А.Ш.** Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 1980.
36. **Пособие** для изучения «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей» (теплотехническая часть). М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 199.
37. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. — 15-е изд. М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
38. **Применение** моторного режима на тепловых электрических станциях / А.А. Мадоян, Б.Л. Левченко, Э.К. Аракелян и др.; Под. ред. А.А. Мадояна. М.: Энергия, 1980.
39. **Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М.** Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987.
40. **Рунов Б.Т.** Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат, 1982.
41. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1987.
42. **Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982.
43. **Соколов Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети. М.: Изд-во МЭИ, 1999.
44. **Теплообменное** оборудование паротурбинных установок. Отраслевой каталог. ЦНИИТЭИТЯЖМАШ Ч. I и II. М., 1989.
45. **Типовая** инструкция по испытанию противоразгонной защиты паровых турбин. ТИ 34-70-015—83. М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.
46. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1990.
47. **Трухний А.Д., Крупеников Б.Н., Петрунин С.В.** Атлас конструкций деталей турбин. М.: Изд-во МЭИ, 2000.
48. **Участие** теплофикационных турбин в переменных режимах энергосистем: Сборник научных трудов ВТИ. М.: Энергоатомиздат, 1983.
49. **Фадеев И.П.** Эрозия влажнопаровых турбин. М.—Л.: Машиностроение, 1974.
50. **Шапиро Т.А.** Повышение эффективности работы ТЭЦ. М.: Энергоиздат, 1981.
51. **Щегляев А.В.** Паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1993.
52. **Щегляев А.В., Смелницкий С.Г.** Регулирование паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1962.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Абразивный износ лопаток 463
- Аварии
 - парораспределения 499
 - подшипников 497
 - регулирующих клапанов 499
 - систем регулирования 501
 - стопорных клапанов 499
- Аварийная масляная емкость 105, 139
- Автоколебания рабочих лопаток 328
- Автомат безопасности 174

Б

- Баббит 107
- Балансировка
 - динамическая 507
 - статическая 506
- Бандаж
 - интегральный 69
 - ленточный 69
- Бездеаэраторная схема 227, 240
- Безотказность работы 303
- БРОУ 384

В

- Валоповоротное устройство 131, 380
- Валопровод 71
- Вибрационная диаграмма 442
- Вибрационные характеристики
 - валопровода 507
 - рабочих лопаток 431
- Вибрация рабочих лопаток 429
- Вибрация турбоагрегата
 - высокочастотная 503, 522
 - масляная 513
 - низкочастотная 503, 512
 - оборотной частоты 503
 - паровая 516
- Виброустойчивость 106
- Водоснабжение
 - обратное 194
 - прямоточное 194
- Возврат тепла 55
- Воздухоохладитель 187
- Выбег ротора 403
- Выгиб корпуса 407
- Выработка на тепловом потреблении 30, 371
- Вязкость разрушения 63, 479

Г

- Главная паровая задвижка 377
- Градирня 14, 194
- График нагрузки
 - тепловой сети 414
 - электрический 413
- График пуска
 - турбины 381
 - энергоблока 391

Д

- Давление 15
- Деаэратор 226, 231
- Деаэрационный конденсатосборник 188
- Деаэрация 15
- Демпфирование колебаний 62, 443
- Деформация корпуса 346, 407
- Диаграмма
 - водяного пара 22
 - парораспределения 313, 315, 316
 - перегрузки турбины 343
 - режимов работы 319
- Диафрагмы
 - литые 94
 - поворотные 99
 - сварные 95
- Длительная прочность
 - материалов 62, 480
 - цельнокованных роторов 481
- Дренаж 377
- Дренажный коллектор 377

З

- Законы термодинамики
 - второй 18
 - первый 16, 32
- Занос проточной части 361
- Затяжка фланцевых соединений 82
- Защита
 - конденсатора 178
 - регенеративного подогревателя 239
 - турбины от разгона 354

И

- Излом рабочих лопаток 469
- Измерение вакуума 181
- Изоляция турбины 407, 424
- Инжектор 135
- Испытания системы регулирования 356

К

Кавитация 200
Капельная эрозия
— материала 458
— рабочих лопаток 455
Классификация паровых турбин 241
Колебания дисков 489
Колебания рабочих лопаток
— внутривибрационные 433
— вынужденные 431
— изгибно-крутильные 433
— самоподдерживающиеся 431
— свободные 431
— синхронно-синфазные 432
Компоновка трубного пучка 187
Конденсатоотводчик 377
Конденсационная установка 183
Конструкции
— диафрагм 93
— конденсаторов 185
— корпусов 79
— опорных подшипников 109
— подогревателей сетевой воды 211
— рабочих лопаток 66
— регулирующих клапанов 165
— роторов 72
— стопорных клапанов 168
— упорных подшипников 113
— фланцевых соединений 78
— хвостовиков лопаток 67
Концентрация напряжений 61
Коробление корпусов 495
Корпуса подшипников
— встроенные 88, 117
— выносные 117
— приставные 123
Корпуса турбин
— двухстенные 79, 83, 90
— одностенные 79, 88
Коррозионная усталость
— рабочих лопаток 446
— материала 445, 447
Коррозионное растрескивание дисков 486
Котел
— барабанный 14, 384
— прямоточный 14, 384
Котельная установка 14
Коэффициент
— готовности 304
— использования тепла топлива 30

Коэффициент
— линейного расширения 63
— расхода 35
— скорости 35
— теплопередачи 364
Коэффициент полезного действия
— механический 26
— относительный электрический 26
— термический 18
— турбины относительный внутренний 26
— турбоустановки 26
— цикла Карно 18, 19
— цикла Ренкина 26
Коэффициент полезного действия ступени
— относительный внутренний 46
— относительный лопаточный 42
Кратность охлаждения конденсатора 193
Критическая температура хрупкости 63
Критическая частота вращения 505, 508
Критический дефект 479
Критическое отношение давлений 33
Кручение ригелей 525

М

Магистральная задвижка 376
Маневренность 417
Маслоохладители 137, 143
Масляный насос
— аварийный 137
— основной 137, 142
— пусковой 136
Материалы
— диафрагм 99
— дисков 78
— корпусов 99
— обойм 99
— рабочих лопаток 71
— роторов 78
Межремонтный период 304
Механизм управления турбиной 147, 151, 157
Модуль упругости 62
Муфты
— жесткие 76
— подвижные 78
— полужесткие 78

Н

Нагружение
— турбины 382
— энергоблока 390
Напряжение 61

Насос

- бустерный 233
- конденсатный 200
- питательный 233
- сетевой 218
- циркуляционный 183, 195

Натяг 72

Неполадки

- конденсаторов 364, 368
- сетевых подогревателей 371

О

Обогрев фланцевых соединений 82, 420

Обоймы 88, 91

Обратные клапаны 167, 353

Обслуживание

- регенеративных подогревателей 360
- сетевых подогревателей 369
- системы регулирования 351
- системы смазки 357
- уплотнений 359

Освобождающая частота вращения 72

Осевое усилие 58

Осевой разбег 112

Осевой сдвиг ротора 112, 177, 358

Остановка турбины

- аварийная 405
- в горячий резерв 402
- с охлаждением 404
- штатная 308

Остывание турбины 407

Отбор

- отопительный 15, 241
- производственный 241
- регенеративный 28

Отказ функционирования 303

Отложения в турбинах 361

Относительное расширение ротора 346, 358

Отрыв рабочих лопаток 467

П

Пакетный множитель 435

Пар

- влажный 21
 - насыщенный 19
 - перегретый 21
- Парораспределение
- дроссельное 51
 - обводное 53
 - сопловое 52

Паротурбинная установка 14

Перевод на номинальное давление 391, 411

Переохлаждение конденсата 185

Пиковый водогрейный котел 15

Питательный насос 15, 239

Повышение частоты вращения турбины 381

Погибы валов 491

Подогреватели

- высокого давления 237
 - низкого давления 229
- Подогреватели сетевой воды 15, 211
- Подогрев сетевой воды
- двухступенчатый 210
 - одноступенчатый 210

Ползучесть 80

Потери в решетках 35

Потери в ступени

- в рабочей решетке 37
- в сопловой решетке 36
- дополнительные 48
- на вентиляцию 48
- на концах дуг подвода 48
- на трение диска 45
- с выходной скоростью 37
- с протечками 43

Поток пара в турбине

- конденсационный 30
- теплофикационный 30

Подшипники

- опорные 105
- сегментные 108
- упорные 110

Пожаробезопасность 135

Предел

- длительной прочности 62
- ползучести 62
- прочности 62
- текучести 62
- усталости 62

Предельный вакуум 331

Предупреждение

- стеснения тепловых расширений 527
- эрозии лопаток 461

Предупреждение поломок

- бандажей 476
- проволочных связей 476
- цельнокованных роторов 480
- рабочих лопаток 440, 453, 468, 470

Приведение турбины во вращение 381

Приемно-сбросное устройство 191

Присосы воздуха 184, 367

Проверка

- автомата безопасности 354, 382
- плотности клапанов 352

- Проверка
— системы защиты от разгона 380
— системы регулирования 380
- Проволочные связи
— демпферные 71
— паяные 70
- Прогибы
— валов 510
— диафрагм 497
- Прогрев паропроводов 379
- Промывка турбины 362
- Пропаривание фланцевых соединений 493
- Проточная часть 51
- Пусковая схема 383
- Пуск конденсационной установки 379
- Пуск сетевых подогревателей 395
- Пуск турбины
— блочной 382
— из горячего состояния 409
— из неостывшего состояния 409
— из холодного состояния 379
— неблочной 379
— с противодавлением 398
- Пуск эжектора 380
- Пуск энергоблока
— из горячего состояния 409
— из неостывшего состояния 409
— из холодного состояния 388
- Р**
- Разгрузка турбины 402, 404
- Разгрузочные отверстия 58
- Разрушения
— бандажей 473
— дисков 486
— проволочных связей 476
— рабочих лопаток 427
— хвостовых соединений 471
— цельнокованных роторов 477
- Расхаживание клапанов 171, 353
- Расширитель 377
- Реактивность ступени 37
- Регенеративный подогрев 28, 225
- Регулировочный диапазон 417
- Регулятор частоты вращения 149, 161
- Режим работы турбины
— беспаровой 307
— конденсационный 305
— максимальной нагрузки 307
— малорасходный 307, 335
— моторный 308, 425
— нагрузки собственных нужд 308
— номинальной нагрузки 306
— переходный 306, 308
— по электрическому графику 342
— при переменной тепловой нагрузке 332
— при переменном давлении в конденсаторе 327
— со скользящим начальным давлением 307, 317
— с отклонением параметров пара 324, 327
— с отключением регенерации 307, 313
— с постоянным начальным давлением 312
— стационарный 305
— теплофикационный 305, 332
— холостого хода 307, 308, 382
— частичной нагрузки 306
- Резонанс
— рабочих лопаток 432, 442
— роторов 508
- Релаксация напряжений 75
- Реле давления 146
- Ремонтопригодность 303
- Решетки турбинные
— большой веерности 34
— рабочие 37
— сопловые 35
- РОУ 411
- С**
- Сброс нагрузки 356
- Сбросные клапаны 167
- Сервомотор 149, 162
- Сетка поправок на вакуум 330
- Система смазки 135
- Скользящее давление 53
- Сокращение ротора 400, 409
- Сопловые коробки 82, 85
- Сопло Лавала 33
- Срок службы турбины 304
- Срыв вакуума 406
- Сталь
— легированная 63
— углеродистая 63
- Статическая характеристика регулирования 153
- Степень неравномерности 154
- Степень нечувствительности 155
- Стеснение тепловых расширений 524
- Стояночная коррозия 408
- Т**
- Температура
— испарения, кипения, насыщения 19
— питательной воды 225
- Температурное охрупчивание 479
- Температурные напряжения 347, 401, 409
- Температурный напор 364
- Тепловой изгиб ротора 346
- Теплоемкость 16
- Теплоперепад ступени 36

- Теплоперепад турбины
 — используемый 26
 — располагаемый 24
- Теплопроводность 63
- Теплота
 — конденсации 19, 181
 — парообразования 19
- Теплофикационная установка 14, 208, 218
- Теплоэлектроцентраль 11
- Термическая усталость
 — корпусов 494
 — цельнокованных роторов 483
- Термодинамический процесс
 — адиабатный 16
 — дросселирование 24
 — изобарный 17
 — изотермический 17
 — изохорный 16
 — изотропный 17, 23
- Термодинамические циклы
 — Карно 18
 — Ренкина 24, 26
- Треугольники скоростей 38
- Трубный пучок конденсатора
 — главный 185
 — теплофикационный 187
- Турбинная ступень
 — двухвенечная 47
 — одновенечная 35
 — парциальная 48
 — регулирующая 53, 54
 — с большой веерностью 49
- Турбины
 — многоступенчатые 55
 — многоцилиндровые 57
- Турбины с двумя отборами
 — ПТ-50/60-12,8/0,7 ТМЗ 284
 — ПТ-140/165-12,8/1,5 ТМЗ 285
 — ПТ-60/75-12,8/1,3 ЛМЗ 289
 — ПТ-80/100-12,8/1,3 ЛМЗ 298
 — ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ 299
- Турбины с одним отбором
 — Т-50-12,8 ТМЗ 254
 — Т-100-12,8 ТМЗ 263
 — Т-110/120-12,8 ТМЗ 263
 — Т-175/210-12,8 ТМЗ 267
 — Т-185/220-12,8 ТМЗ 267
 — Т-250/300-23,5 ТМЗ 272
- Т-255/305-23,5-5 ТМЗ 276
 — Т-180/210-12,8-1 ЛМЗ 277
 — Т-180/215-12,8-2 ЛМЗ 282
- Турбины с противодавлением
 — Р-40-12,8/3 ТМЗ 243
 — Р-100-12,8/1,5 ТМЗ 246
 — Р-50-12,8/1,3 ЛМЗ 248
 — Р-50/60-12,8/1,3-2 ЛМЗ 250
- У**
- Угон турбины 174, 352
- Удельный расход
 — пара 30
 — тепла 26
 — условного топлива 28
- Уплотнение
 — виброустойчивое 103
 — диафрагменное 100
 — концевое 56, 100, 102
 — надбандажное 103
 — ступенчатое 43
 — прямоточное 44
- Усталость
 — валов 490
 — малоцикловая 79, 423
 — многоцикловая 436
 — рабочих лопаток 428
- Установка
 — конденсатора 189
 — турбоагрегата 128
- Ф**
- Фикспункт 83, 88, 90, 128
- Флокены 478
- Формула Стодолы—Флюгеля 309
- Фундамент турбоагрегата 123
- Фундаментные рамы 124
- Х**
- Характеристики
 — длительной прочности 64
 — конденсатора 192, 329
 — паровых турбин 243, 245, 255, 263, 270, 279
 — сетевых подогревателей 212, 213
 — эжектора 184
- Хвостовики рабочих лопаток
 — вильчатый 68
 — елочный 69
 — Т-образный 67
- Хрупкие разрушения роторов 478

Ц

Циркуляционные силы

- бандажные 518
- венцовые 516
- в уплотнениях 520
- масляные 513

Ш

Шариковая очистка конденсатора 197

Ч

Чистка конденсатора 366
Чугун 64

Э

Эжектор

- водокольцевой 205
 - водоструйный 183, 205
 - основной 380
 - пароструйный 203
 - пусковой 380
 - циркуляционной системы 380
- Электрогидравлический преобразователь 161
Энергетическая характеристика турбоагрегата 319
Энтальпия 16

Я

Язвенная коррозия 445

Учебное издание

**ТРУХНИЙ Алексей Данилович
ЛОМАКИН Борис Владимирович**

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ

Учебное пособие для вузов

Редактор *И.П. Березина*
Художественный редактор *А.Ю. Землеруб*
Технический редактор *З.Н. Ратникова*
Корректор *В.В. Сомова*
Компьютерная верстка *О.А. Беспаловой*

ЛР № 020528 от 05.06.97

Подписано в печать с оригинала-макета 27.11.01 Формат 84×108/16

Бумага офсетная Гарнитура Таймс Печать офсетная
Усл. печ. л. 56,7+5,04 (вкладки) Уч.-изд. л. 58,4+4 (вкладки)
Тираж 500 экз. Заказ С-014
Издательство МЭИ, 111250, ул. Красноказарменная, д. 14

Отпечатано в полном соответствии с качеством предоставленных диапозитивов
в ППП «Типография «Наука», 121099, Москва, Шубинский пер., 6