

Министерство образования и науки
Российской Федерации

Алтайский государственный технический университет
им.И.И. Ползунова

Кафедра котло- и реакторостроения

А.В. Моторин, И.В. Распопов, И.Д. Фурсов

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Том II

Учебное пособие

Изд-во АлтГТУ

Барнаул 2004

УДК 621.165 (075.8)

Моторин А.В. Паровые турбины: Учебное пособие: в 2-х т. Т.2/ Моторин А.В., Распопов И.В., Фурсов И.Д.; Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2004.- 129 с.

Пособие содержит основные понятия и определения, описание процессов, происходящих в паровой турбине, краткое описание конструкций паровых турбин и возможные неполадки в работе.

Предназначено для студентов энергомашиностроительных и теплоэнергетических специальностей вузов.

Рассмотрено и одобрено на
заседании кафедры котло-
и реакторостроения.
Протокол № 2 от 28.09.04 г.

Рецензенты:

Г.Н. Лихачева – к.т.н., доц.АлтГТУ;

В.И. Симанов – гл.конструктор

ЗАО «Сибтепломонтаж»

ISBN 5-7568-0417-X

© Моторин А.В., Распопов И.В., Фурсов И.Д. 2004 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Том II

1 Система смазки, регулирования и защиты паровых турбин	4
1.1 Система смазки	4
1.2 Система регулирования и управления турбиной	14
1.3 Система защиты турбины	26
2 Конструкции паровых турбин электростанций	35
2.1 Основы выбора конструкции турбины	35
2.2 Отечественные паровые турбины	40
2.3 Паровые турбины зарубежных фирм	80
2.4 Конструкции турбин для атомных электростанций	85
3 Возможные повреждения узлов и деталей паровых турбин	93
3.1 Попадание в турбину воды и холодного пара	94
3.2 Повреждения рабочих и направляющих лопаток	95
3.3 Повреждения валов и роторов	101
3.4 Повреждения дисков	103
3.5 Прогиб диафрагм	105
3.6 Повреждения корпусов	106
3.7 Повреждения подшипников	110
3.8 Нарушения в системах парораспределения, регулирования и защиты	111
3.9 Неполадки, выявленные при эксплуатации турбин Т-175/210-130 и Т-185/220-130	115
3.10 Обслуживание паровой турбины при работе	119
Литература	128

1 СИСТЕМА СМАЗКИ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

1.1 Система смазки

Непрерывная подача смазки в виде органических и синтетических масел – гарантия надежной работы подшипников турбоагрегата.

Если масло используется одновременно в системах смазки и регулирования, то система смазки является частью *общей системы маслоснабжения* турбоагрегата (рисунки 1.1). Применяется в ПТ мощностью до 200 МВт на докритические параметры.

Система смазки называется автономной, если в системе смазки используются органические масла, а в системе регулирования – негорючие жидкости: вода или синтетические жидкости, что характерно для крупных турбин (рисунок 1.2).

Для систем маслоснабжения турбин широко применяются органические нефтяные масла Л и УТ, температура воспламенения которых находится в пределах 370 °С. В то же время температура свежего пара достигает 550 °С.

Поэтому в практике эксплуатации из-за утечек масла через неплотности фланцевых соединений, сальники, разрывы маслопроводов и попадания его на горячие поверхности были случаи возникновения пожаров с негативными последствиями – повреждение турбинного оборудования и металлоконструкций машинных залов.

Всероссийский теплотехнический институт предложил огнестойкое масло ОМТИ, которое широко применяется для регулирования и смазки современных турбин, выпускаемых ЛМЗ мощностью от 300 до 1200 МВт. Температура

воспламенения этого масла выше 700 °С, сравнительно недорогое, обладает необходимой вязкостью, не ядовитое.

Харьковский завод (ХТГЗ) в системах регулирования головных образцов турбин К-160-130, К-300-240 и К-500-240 применил воду. Это решает проблему пожаробезопасности, но она не может быть пока использована для смазки подшипников и, кроме того, для всех коммуникаций системы регулирования требует применения нержавеющей сталей во избежание коррозии элементов регулирования, соприкасающихся с водой.

1.1.1 Требования к системе смазки

- *Высокая надежность системы*, для чего применяют дублирование и резервирование элементов (маслонасосы смазки) и организуют несколько независимых контуров защит.

- *Пожаробезопасность*, для чего в условиях эксплуатации необходимо исключить попадание масла на паропроводы и горячие части турбины.

- *Высокая стоимость масла* требует такой организации системы, чтобы *масло эксплуатировалось не менее 8-10 лет*. За качеством масла на ТЭС должен быть организован постоянный контроль.

Типичная система маслоснабжения турбины, когда смазочная жидкость одновременно является рабочей жидкостью системы регулирования (рисунок 1.1) работает следующим образом: на валу турбоагрегата установлено колесо главного масляного насоса (ГМН) 1, которым масло из бака 2 подается в систему смазки и регулирования.

Для надежной работы ГМН на всас ему организуется подпор инжекторами (струйными насосами) 3 и 4, установленными в маслобаке.

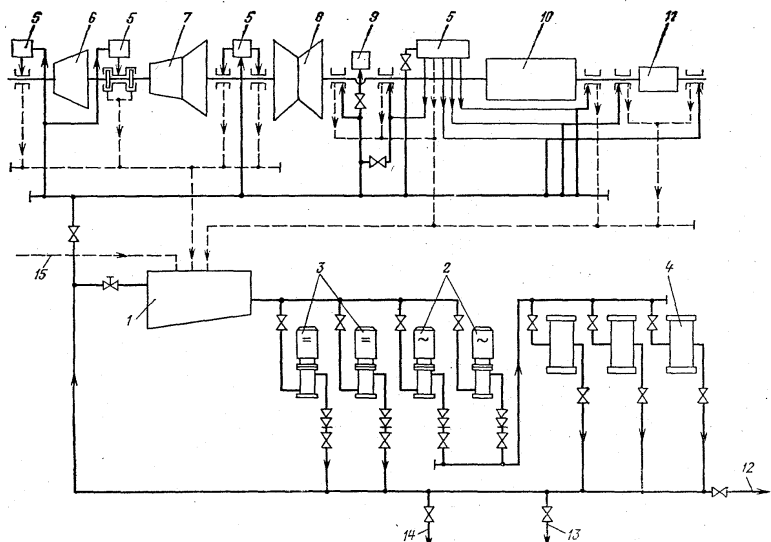
ной работы ГМН, устанавливают пусковой масляный насос (ПМН) 7 с приводом от электродвигателя или небольшой паровой турбины. После набора оборотов и вступления в нормальную работу ГМН, пусковой маслоснасос останавливают.

Для обеспечения надежности работы турбоагрегата система смазки снабжается *системой защиты*, импульсом для срабатывания которой является давление в маслопроводе за маслоохладителями, где устанавливается реле давления 8.

При падении давления масла в системе смазки до 60 кПа вместо нормальных 100 кПа реле давления включает *резервный насос* смазки 9, двигатель которого запитан от распредустройства собственных нужд ТЭС. При неисправности резервного маслоснасоса и отсутствии напряжения переменного тока при снижении давления масла до 50 кПа реле включает *аварийный маслоснасос* постоянного тока, запитанный от аккумуляторной батареи, находящейся в режиме постоянного подзаряда.

Реле давления при пуске и останове турбины препятствует включению валоповоротного устройства при падении давления масла в системе смазки ниже 30 кПа.

С ростом мощности ПТ и начальных параметров пара появилась необходимость повышения давления масла в системе регулирования, что повышает пожароопасность турбоагрегата. В результате система маслоснабжения была разделена на систему смазки, в которой в основном применяется органическое турбинное масло (рисунок 1.2), и систему регулирования, в которой применяют негорючие синтетические масла.



1 – масляный бак; 2,3 – основные и аварийные насосы смазки; 4 – маслоохладители; 5 – аварийные емкости масла; 6 – ЦВД; 7 – ЦСД; 8 – ЦНД; 9 – валоповоротное устройство; 10 – генератор; 11 – возбудитель; 12 – подача масла к гидромufте; 13 – подача масла к питательному электронасосу; 14 – подача масла к питательному турбонасосу; 15 – слив масла от подшипников питательных агрегатов и гидромufты.

Рисунок 1.2 – Схема маслоснабжения турбоагрегата К-300-240 ЛМЗ (автономная).

В этом случае каждая система должна иметь свои насосы маслоснабжения, разместить которые на валу турбины затруднительно.

Поэтому в такой системе устанавливают два основных маслоснасоса на переменном токе 2, один из которых является резервным, и два аварийных маслоснасоса на постоян-

ном токе 3 от аккумуляторной батареи, один из которых является резервным.

Все маслonaсосы устанавливаются на нулевой отметке в конденсационном помещении, что снижает опасность возникновения пожара. При этом отпадает необходимость установки маслобака на уровне отметки обслуживания турбины, его устанавливают чуть выше маслonaсосов для обеспечения гарантированного подпора на их всасе, что позволило освободиться от инжекторов.

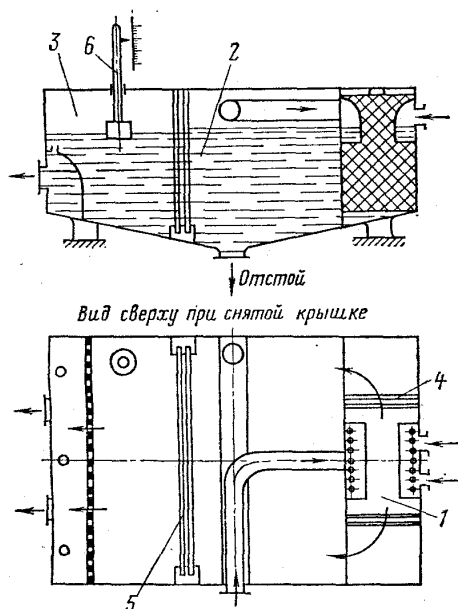
Для большей надежности работы схемы включение аварийных маслonaсосов происходит по сигналу исчезновения тока в обмотках двигателей основных насосов, несмотря на то, что давление еще не упало и реле давления не сработало.

Последней ступенью защиты подшипников мощных турбин от исчезновения масла являются аварийные бачки (емкости) 5 в крышках подшипников или около них.

1.1.2 Масляный бак

Емкостью, обеспечивающей маслом систему смазки и часто регулирования служит масляный бак (рисунок 1.3), в котором масло отстаивается от воздуха, воды, механических примесей, продуктов разложения масла и коррозии поверхностей системы маслоснабжения, разделенный на три отсека.

Масляный бак должен иметь достаточные размеры, чтобы масло, поступающее из подшипников с содержанием воды и воздуха, отстоялось и восстановило свои смазывающие свойства и не превратилось в эмульсию.



1 – грязный отсек; 2 – промежуточный отсек; 3 – чистый отсек; 4 – фильтры грубой очистки с размером ячейки сетки 250-400 мкм; 5 – фильтры тонкой очистки с размером ячейки сетки 100-125 мкм; 6 – указатель уровня.

Рисунок 1.3 – Конструктивная схема масляного бака.

Как правило, каждый литр масла должен находиться в баке не менее 7 минут. К примеру, емкость бака турбины К-200-130 равна 28 т, а расход масла 4 т/мин.

Дно масляного бака выполняется с уклоном для периодического слива отстоя воды, грязи и шлама.

Патрубки забора масла маслонасосами размещаются как можно ниже, чтобы забирать отстоявшееся (деаэриро-

ванное) масло, но нужно исключить придонный, наиболее загрязненный слой.

Бак снабжается поплавковым указателем уровня с сигнализацией предельных (верхнего и нижнего) уровней. Верхняя часть масляного бака вентилируется с помощью вытяжного вентилятора (экспаустера) для исключения образования гремучего газа (смесь воздуха с водородом), т.к. масло, поступающее из уплотнений генератора с водородным охлаждением, насыщено водородом. К тому же, вентиляция бака способствует выделению воздуха из масла.

В процессе эксплуатации масляные фильтры периодически очищают.

Установка маслобака выше уровня оси турбины для создания подпора на всасе главного маслонасоса не допустима из-за пожароопасности, поэтому его располагают под отметкой обслуживания турбины вблизи переднего подшипника, в корпусе которого размещен ГМН.

В системах маслоснабжения в настоящее время применяют только центробежные насосы.

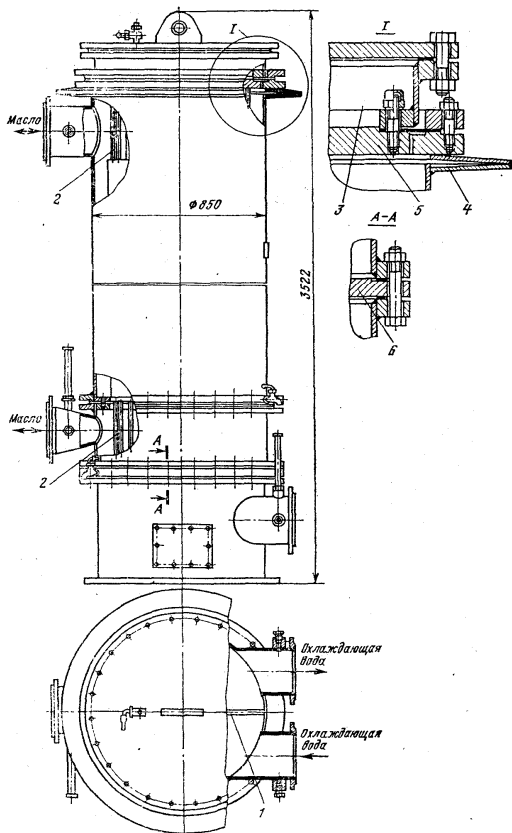
1.1.3 Маслоохладители

Для охлаждения масла, поступающего к подшипникам, устанавливают маслоохладители (рисунок 1.4). Охлаждающая вода из разделенной перегородкой 1 нижней водяной камеры поступает в латунные трубки 2, проходит в верхнюю водяную камеру 3, поворачивает на 180 ° и по трубкам возвращается в нижнюю камеру. Вся трубная система вместе с верхней трубной доской свободно расширяется вверх через податливое соединение 4. Нижняя трубная доска закреплена жестко.

Масло проходит в межтрубном пространстве. Давление масла должно быть больше давления воды, чтобы в

случае появления неплотностей в вальцовке трубок не происходило обводнения масла.

Температура масла регулируется расходом охлаждающей воды и должна быть в пределах 35-45 °С на выходе из маслоохладителей.



1 – перегородка нижней водяной камеры; 2 –трубки;
3 – верхняя водяная камера; 4 – податливое соедине-
ние; 5 – верхняя трубная доска; 6 – нижняя трубная
доска.

Рисунок 1.4 – Маслоохладитель конструкции ЛМЗ.

1.1.4 Реле давления

Для включения резервных и аварийных маслонасосов и отключения валоповоротного устройства при недопустимом снижении давления масла служит реле давления (рисунок 1.5).

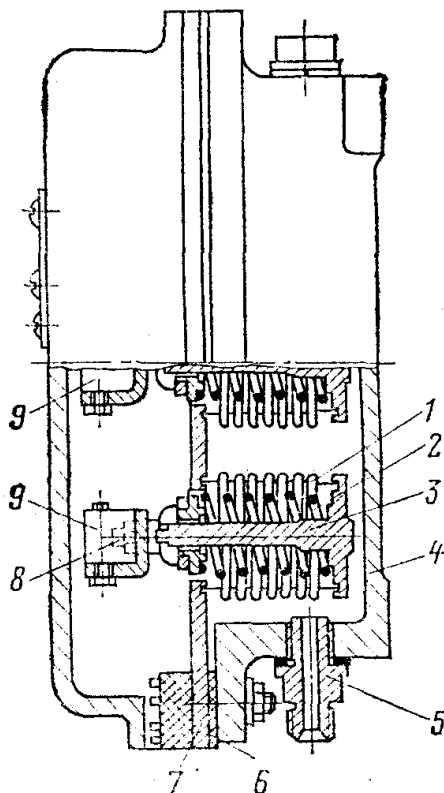


Рисунок 1.5 – Реле падения давления масла.

Степень удлинения сильфона 1 определяется разностью усилий пружины 2, стремящейся растянуть сильфон и

внешнего давления, создаваемого маслом, подводимым из линии смазки через штуцер 5.

При снижении давления масла сильфон растягивается, перемещает тарелку 3 со штоком и воздействует на микровыключатель 9, который управляет пуском соответствующего насоса.

Порядок и давление срабатывания микровыключателей регулирую гайками 8.

1.2 Система регулирования и управления турбиной

1.2.1 Необходимость регулирования и управления

Способов складирования электроэнергии пока не существует, поэтому ее выработка всегда должна совпадать с потреблением. Следовательно, турбина должна иметь механизм управления, позволяющий изменять ее мощность в зависимости от потребления электроэнергии.

Многие потребители, в том числе и механизмы собственных нужд электростанции, требуют строго определенной частоты электрического тока, т.е. частоты вращения турбогенераторов.

Согласно Правилам технической эксплуатации частота электрической сети должна быть $50 \pm 0,1$ Герц во избежание самопроизвольного перераспределения мощности между потребителями, что может привести к значительным потерям энергии и нарушению устойчивости системы вплоть до отключения отдельных потребителей.

Постоянное равенство между требуемой и вырабатываемой мощностью турбоагрегата или группы их можно обеспечить изменением расхода пара на турбину.

Машинист турбины не в состоянии изменять расход пара непрерывно и с необходимой точностью, поэтому

поддержание частоты вращения обеспечивается системой автоматического регулирования турбины.

Таким образом, главной функцией автоматического регулирования конденсационной турбины является поддержание частоты вращения ротора генератора.

В то же время имеются турбины с противодавлением, главной задачей которых является обеспечение потребителей теплотой в виде пара определенного давления. поддержание в заданных пределах давления отработавшего пара и будет главной задачей регулирования таких турбин.

На теплоэлектроцентралях с турбинами, имеющими регулируемые отборы пара, необходимо работать по независимым электрическому и тепловому графикам. Система регулирования таких турбин должна обеспечивать независимое управление и поддержание как вырабатываемой мощности, так и отбираемого количества пара необходимых параметров.

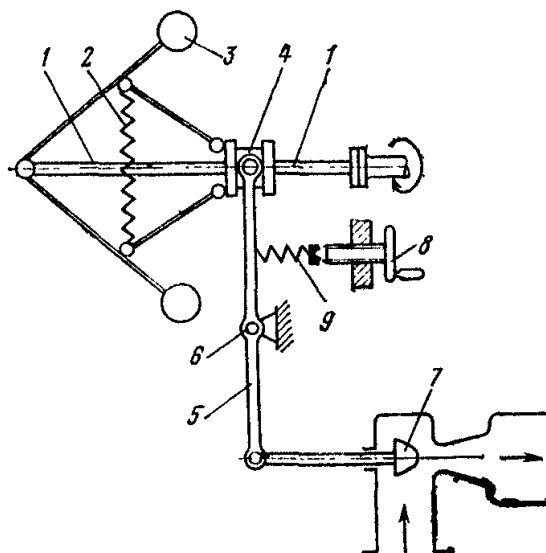
Системы регулирования турбин с регулируемыми отборами пара типа Т, П, ПТ гораздо сложнее.

1.2.2 Простейшая система регулирования

На рисунке 1.6 изображена простейшая система регулирования турбины. От вала турбины приводится во вращение валик регулятора 1, на котором расположена перемещающаяся муфта 4. Грузы регулятора при вращении под действием центробежных сил расходятся и сдвигают муфту влево, если частота вращения уменьшается, пружина 2 перемещает муфту вправо.

Положение муфты на валике будет зафиксировано, когда центробежная сила, развиваемая грузами, уравнивается усилием в пружине растяжения.

Совокупность муфты, грузов и пружины представляет собой *регулятор скорости*.



1 – валик регулятора частоты вращения; 2 – пружины; 3 – грузики; 4 – муфта; 5 – рычаг; 6 – шарнир; 7 - регулирующий клапан; 8 – маховичок; 9 – пружина механизма управления.

Рисунок 1.6 – Принципиальная схема регулирования частоты вращения турбоагрегата.

К муфте шарнирно присоединен рычаг 5, поворачивающийся вокруг неподвижного шарнира 6 и перемещающий регулирующий клапан 7, впускающий пар в турбину.

Допустим, что положение регулятора скорости и клапана турбины обеспечивают некоторую частоту вращения и мощность турбины. При увеличении нагрузки на турбину ротор замедляет свое вращение, центробежная сила грузов уменьшится, муфта сдвинется вправо, клапан паровпуска

откроется для увеличения мощности турбины в соответствии с возросшей на нее нагрузкой.

Связь между мощностью турбины N_3 и частотой вращения n называют статической характеристикой системы регулирования (рисунок 1.7).

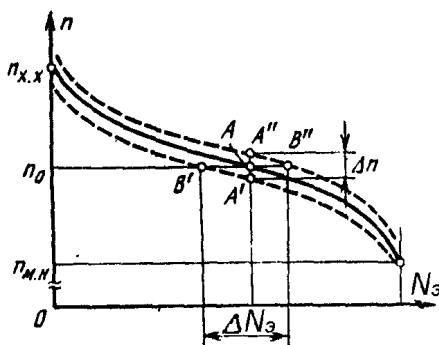


Рисунок 1.7 – Статическая характеристика системы регулирования.

Если обозначить частоту вращения турбины на холостом ходу (электрическая мощность равна нулю) через $n_{хх}$, а при максимальной нагрузке – через $n_{мн}$, то разность этих частот вращения, отнесенная к средней частоте вращения n_0 , называется степенью неравномерности δ или неравномерностью системы регулирования

$$\delta = \frac{n_{хх} - n_{мн}}{n_0}. \quad (1.1)$$

Согласно ПТЭ неравномерность регулирования конденсационных турбин должна составлять $4,5 \pm 0,5 \%$. Это означает, что если $\delta = 5 \%$, а номинальная частота враще-

ния 50 Гц, то при изменении нагрузки турбины от холостого хода до максимальной частоты вращения будет изменяться от 48,75 до 51,25 Гц.

Если принять, что изображенному на рисунке 1.6 положению системы регулирования соответствует точка А на статической характеристике (рисунок 1.7), то при изменениях нагрузки на турбину регулирующий клапан начнет двигаться не в точке А, а при увеличении нагрузки - в точке А', при уменьшении нагрузки - в точке А" из-за необходимости преодоления центробежной силой грузов сил трения и выборку люфтов в шарнирах.

Таким образом, действительная статическая характеристика регулирования представляет собой не линию, а область, нижняя граница которой соответствует постепенному возрастанию мощности (нагрузке турбины), а верхняя – уменьшению мощности (разгрузке турбины).

Отношение ширины области Δn к номинальной частоте вращения (рисунок 1.7), выраженное в процентах, называется степенью нечувствительности регулирования

$$\varepsilon = \frac{\Delta n}{n_0} \cdot 100. \quad (1.2)$$

Чем меньше ε , тем выше качество регулирования. Нечувствительность фактически означает, что при фиксированной частоте вращения n_0 (рисунок 1.7) мощность турбины может произвольно меняться на величину ΔN_s . Согласно ПТЭ для турбин мощностью свыше 50 МВт нечувствительность не должна превышать 0,3 %. Даже при такой нечувствительности регулирования колебания нагрузки довольно велики. Например, для турбины 800 МВт при неравномерности регулирования 4 % и нечувствительности 0,3 % возможные колебания нагрузки составят

$$\Delta N_9 = \frac{\varepsilon}{\delta} \cdot N_9 = \frac{0,3}{4} \cdot 800 = 60 \text{ MBт},$$

что составляет мощность четырех Барнаульских ТЭЦ-1, установленная мощность которой 15,2 МВт.

Очевидно, что к изготовлению, монтажу и наладке узлов регулирования, а также к чистоте рабочей жидкости должен быть особо тщательный подход. В этом случае удастся снизить степень нечувствительности до 0,1-0,15 %.

1.2.3 Механизм управления турбоагрегатом

В течение суток электрическая нагрузка может изменяться более чем в 2 раза, поэтому изменения частоты сети могут быть значительными. Отсюда возникает задача поддержания частоты в очень узких пределах при колебаниях нагрузки энергосистемы. Эта задача решается с помощью специального устройства управления турбиной, называемого синхронизатором, которым пользуются для точной подгонки частоты вращения (оборотов) при синхронизации турбины перед включением генератора в электрическую сеть.

На рисунке 1.6 механизм управления изображен пружиной 9, натяг которой меняется маховичком 8.

При выведенном механизме, т.е. при ослабленной пружине 9 система работает как описано выше, положение муфты 4 определяется равенством центробежных сил грузов и силой растяжения пружины 2.

Если растянуть пружину 9, то баланс сил, действующих на муфту 4, нарушится. Прежнее положение муфты, а значит, и регулирующего клапана 7 и нагрузки турбины будут достигаться при больших частотах вращения. Следовательно, при увеличении натяга пружины 9 статическая

характеристика от начального положения (рисунок 1.7) будет сдвигаться вверх, а при ослаблении вниз.

Процесс восстановления частоты сети путем воздействия на механизм управления турбоагрегата называется *вторичным регулированием частоты*. При изменении частоты сети посредством механизма управления частота вращения турбины изменяется (причем, в установленных пределах) очень мало (тем меньше, чем больше мощность энергосистемы), а мощность турбины значительно.

Для вторичного регулирования частоты в энергосистеме выделяется одна электростанция, постоянно изменяющая свою нагрузку в соответствии с изменением потребления электроэнергии.

Практически это производится автоматически регулятором частоты, нагружающим или разгружающим турбины при изменении частоты сети.

1.2.4 требования к системе регулирования

Схема регулирования (рисунок 1.6) пригодна только для маленьких турбин, т.к. имеет ряд недостатков:

- малая перестановочная сила регулятора скорости, а силы, воздействующие на регулирующий клапан, значительны;
- наличие большого количества механических соединений (рычаги, шарниры, пружины), зазоры и трение в которых способствуют значительной нечувствительности;
- привод регуляторного валика осуществлялся через червячную передачу.

Для их исключения центробежные регуляторы скорости не соединяют непосредственно с парораспределительными органами (регулирующими клапанами), а устанавливают между ними цепочку элементов – усилителей, каж-

дый из которых состоит из золотника и сервомотора, управляемых маслом (жидкостью).

Вместо механических связей используют гидравлические, не подвергающиеся износу и не вызывающие нечувствительности со временем.

Применяется специальная конструкция регулятора скорости центробежного типа, позволяющая ему работать непосредственно на валу турбины (рисунок 1.8).

К валу турбины крепится траверса 1, на которой закреплена упругая рамка 3 из ленточной пружины. На оси пружины 2, стягивающей рамку, расположены грузы 5.

При вращении вала турбины грузы, преодолевая натяжение пружины, расходятся и обеспечивают осевое перемещение отбойной пластины 4, которая управляет перемещением золотника.

Бесшарнирный регулятор скорости (рисунок 1.8) соединяют с валом турбины шлицевой муфтой для обеспечения свободного перемещения вала турбины при его тепловых расширениях без изменения расстояния (при одних и тех же оборотах) между сливным соплом и отбойной пластиной.

Такие регуляторы скорости устанавливает на своих турбинах ЛМЗ.

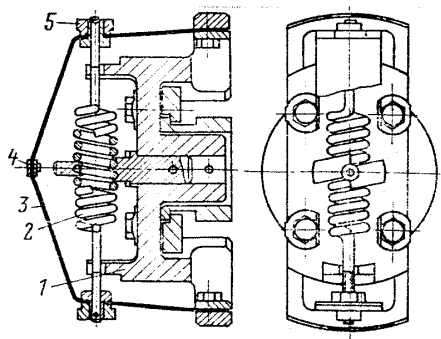


Рисунок 1.8 – Бесшарнирный быстроходный регулятор частоты вращения турбин ЛМЗ.

Кроме того, наряду с механическими используются гидравлические датчики частоты вращения (специальный центробежный насос или импеллер). Системы регулирования с таким датчиком частоты вращения называются *гидравлическими*. Такие регуляторы (с импеллером) применяют Харьковский и Уральский турбинные заводы.

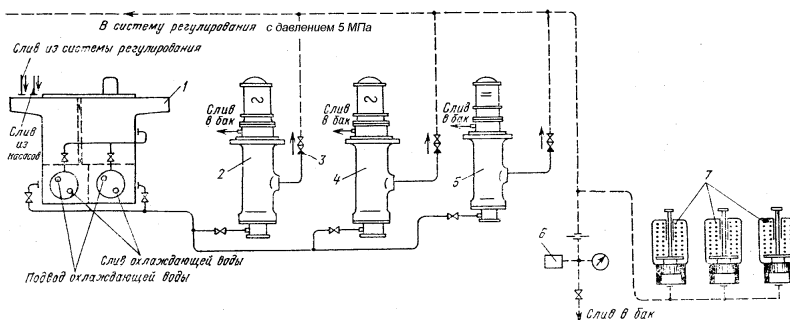
Таким образом, требования к системам регулирования турбин являются следующими:

- система регулирования должна обеспечить устойчивую работу турбины (без самопроизвольного изменения нагрузки на всех режимах). Для этого неравномерность ее статической характеристики должна быть в пределах $4,5 \pm 0,5 \%$, а нечувствительность не более $0,3 \%$;

- управление турбиной должно быть легким и плавным, регулирующие клапаны должны открываться и закрываться равномерно, без толчков;

- регулирование должно «удерживать» турбину на холостом ходу при полном сбросе нагрузки с отключением генератора от сети. Динамический заброс оборотов должен быть не более 7-8 % от номинального (3000 об/мин).

Схема маслоснабжения системы регулирования синтетической жидкостью показана на рисунке 1.9.



1 – бак; 2, 4, 5 – рабочий, резервный и аварийный маслonaсосы (синтетической жидкости); 3 – обратный клапан; 6 – реле давления; 7 – пружинные аккумуляторы.

Рисунок 1.9 – Схема маслоснабжения систем регулирования турбин ЛМЗ, работающих на синтетических негорючих жидкостях.

1.2.5 Исполнительные органы системы регулирования

Исполнительными органами системы регулирования являются *регулирующие клапаны*, которые должны удовлетворять следующим требованиям:

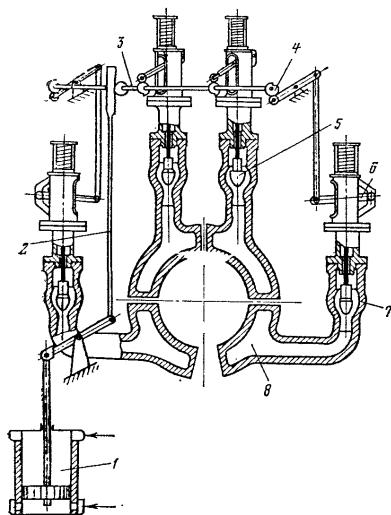
- работа клапанов должна быть исключительно надежной, т.к. они обеспечивают заданную нагрузку, а также являются исполнительными органами защиты турбины; клапаны должны плотно прилегать к седлам при полном закрытии во избежание разгона турбины при сбросах нагрузки;
- при полном открытии клапанов потери давления в них должны быть минимальными, т.к. дросселирование пара приводит к снижению используемого теплоперепада турбины.

Для обеспечения плотности клапана при возможных перекосах его поверхность делают шарообразной.

Седла клапанов имеют расширяющиеся каналы (диффузоры), частично восстанавливающие на расчетном режиме давление пара перед проточной частью турбины, что позволяет уменьшить сечение клапанов, а соответственно уменьшить усилия на клапан.

Особенно велики эти усилия в штоке клапана, открывающегося первым, т.к. перед клапаном полное давление, а за ним вакуум.

Исходя из этих условий, предложена конструкция клапана (рисунок 1.10).



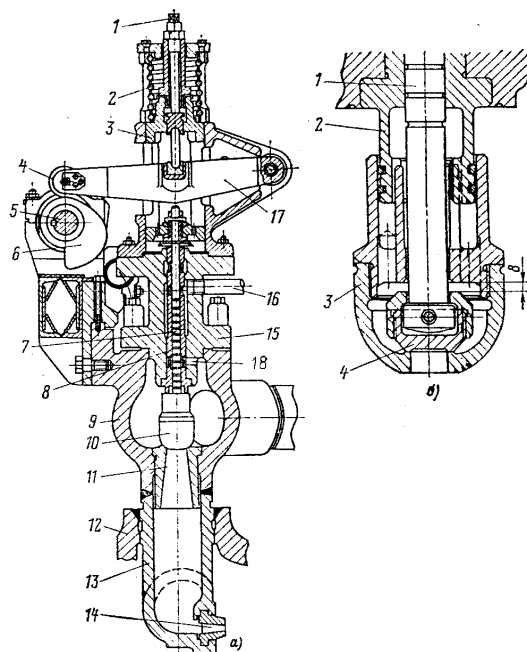
1 – сервомотор; 2 – зубчатая рейка; 3 – кулачковый вал; 4 – кулачки; 5 – регулирующий клапан; 6 – рычаги; 7 – корпус клапана; 8 – сопловые коробки.

Рисунок 1.10 – Система парораспределения с отдельными клапанными коробками.

Регулирующие клапаны 5 установлены в корпусах 7, из которых пар поступает в сопловые коробки 8 к регулирующей ступени. Клапаны перемещаются штоком и рыча-

гами 6. Шток сервомотора 1 через систему рычагов, рейку 2 и зубчатое колесо вращает кулачковый вал 3. Кулачковые шайбы 4 при вращении кулачкового вала в определенной последовательности открывают регулирующие клапаны.

Собственно регулирующий клапан показан на рисунке 1.11, б.



а) 1 – отжимной винт; 2 – пружина; 3 – рамка; 4 – ролик; 5 – кулачковый вал; 6 – кулачковые шайбы; 7 – шток; 8 – букса; 9 – паровая коробка; 10 – регулирующий клапан; 11 – диффузор; 12 – корпус турбины; 13 – сопловая коробка; 14 – сопло; 15 – крышка паровой коробки; 16 – отсос; 17 – приводной рычаг; 18 – канал, обеспечивающий полное давление внутри основного клапана при закрытом разгрузочном клапане; б) 1 – шток; 2 – корпус разгрузочного клапана; 3 – основной клапан; 4 – разгрузочный клапан.

Рисунок 1.11–Разгруженный регулирующий клапан ЛМЗ.

Внутри основного клапана 3 расположен разгрузочный клапан 4. В начале открытия клапана перемещение штока 1 приводит к подъему разгрузочного клапана, при этом давление внутри основного клапана совпадает с давлением за ним и происходит частичная разгрузка основного клапана. После подъема разгрузочного клапана, примерно на 8 мм начинается подъем основного клапана.

Для исключения пропаривания в зоне регулирующих клапанов вдоль штока по его длине организуют один или два отсоса в деаэратор и сальниковый подогреватель.

1.3 Система защиты турбины

1.3.1 Необходимость защиты турбины

Нормальная работа турбины обеспечивается системой регулирования при условии удовлетворительного состояния всех ее элементов.

При эксплуатации турбины в системах регулирования, смазки и в самой турбине могут возникнуть серьезные неисправности, требующие прекращения подачи пара в турбину и отключения генератора от сети. Кроме того, турбина работает в комплексе со сложными агрегатами, как котел, реактор, регенеративные подогреватели, а через турбогенератор с электрической сетью, в работе которых также могут произойти нарушения, представляющие угрозу для турбины.

Поэтому паровая турбина оснащается системой защиты автоматически предохраняющей ее от повреждений.

Подача пара в турбину должна быть немедленно прекращена при:

- увеличении числа оборотов (частоты вращения) сверх допустимой;

- недопустимом осевом сдвиге ротора;
- недопустимом увеличении давления в конденсаторе;
- аварийном снижении давления масла в системах смазки и регулирования;
- гидравлических ударах в главном паропроводе, постороннем шуме и стуке внутри турбины или генератора;
- при свищах или разрывах паропровода или питательного трубопровода и ряде других замечаний в работе оборудования электростанций, определенных заводскими и местными инструкциями.

Автоматическая защита и предусмотрена для предупреждения тяжелых последствий.

В случае несрабатывания соответствующей защиты турбина должна быть остановлена с помощью автомата безопасности воздействием на него вручную у самой турбины или дистанционно с группового щита управления.

После останова турбины защитой, повторный пуск возможен только после выяснения причины срабатывания, устранения выявленных нарушений и уверенности в безопасности пуска.

1.3.2 Исполнительные органы защиты

Исполнительными органами защиты являются стопорные, регулирующие и обратные клапаны.

Стопорные клапаны, задачей которых является быстрое и надежное прекращение подачи пара в турбину, располагаются перед регулируемыми клапанами.

Обратные клапаны располагаются на паропроводах регулируемых и нерегулируемых (регенеративных) отборов и предотвращают попадание пара в турбину при вскипании конденсата греющего пара подогревателей при резком за-

крытии стопорных клапанов из-за быстрого падения давления внутри турбины.

Конструкция стопорных клапанов принципиально не отличается от конструкции регулирующих клапанов.

1.3.3 Защита турбины от разгона

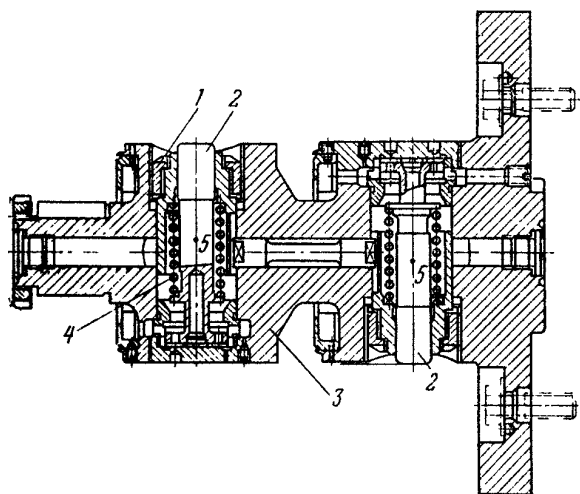
Недопустимое повышение числа оборотов (частоты вращения) ротора может произойти по двум причинам:

- при нарушении связей (муфт) между отдельными валами турбоагрегата, что маловероятно и исключается правильным выбором размеров и сборки муфт;
- при отключении электрического генератора от сети, что в практике эксплуатации бывает часто.

Система защиты турбины от разгона состоит из датчика, промежуточных звеньев и исполнительных органов.

Датчиком системы является автомат безопасности (рисунок 1.12).

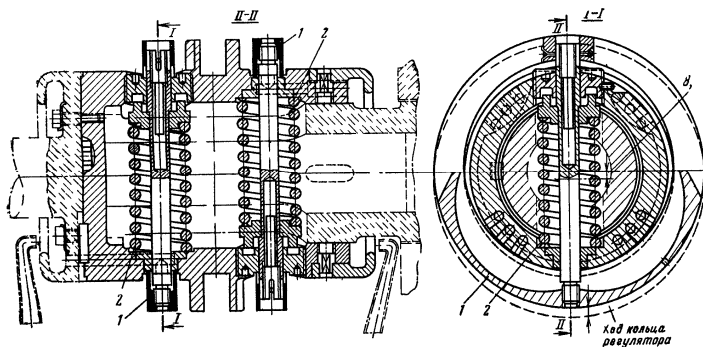
Автомат безопасности ЛМЗ крепится к валу турбины и расположен в корпусе переднего подшипника. Основными деталями являются два (для надежности) одинаковых бойка 2. Центры тяжести 5 бойков смещены относительно оси вращения так, что центробежные силы стремятся выдвинуть бойки из сверлений, чему препятствуют сжатые пружины 4. Гайкой 1 пружины автомата затягивают так, чтобы центробежная сила бойка преодолела усилие пружины при частоте вращения на 10-12 % больше номинальной (3300-3360 об/мин).



1 – регулирующая гайка; *2* – бойки; *3* – передний конец ротора турбины; *4* – пружина; *5* – центр тяжести бойка.

Рисунок 1.12 – Автомат безопасности турбин ЛМЗ.

Харьковский турбогенераторный завод применяет предохранительный выключатель (автомат безопасности) кольцевого типа (рисунок 1.13), т.е. вместо бойков применяет эксцентричные кольца. Величина частоты вращения, при которой срабатывает автомат, регулируется также пружиной. Принципиальная схема защиты от разгона показана на рисунке 1.14.



1 – кольца; 2 – пружина.

Рисунок 1.13 – Автомат безопасности кольцевого типа турбин ХТГЗ.

Датчиком системы защиты является сдвоенный автомат безопасности 15. При вылете хотя бы одного из бойков рычаги 11 поворачиваются и ударяют по предвключенным золотникам 16, расположенным внутри основных золотников 17. При смещении золотников 16 открывается слив масла из камеры А, давление в ней падает и золотники 17 переходят в нижнее положение, что приводит к прекращению подвода масла от насоса 1 к золотникам стопорных клапанов ЦВД и ЦСД и сообщению их со сливом. Золотники смещаются вниз, открывают слив масла из-под поршней стопорных клапанов ЦВД и ЦСД и обеспечивают их посадку (закрытие) под действием пружин.

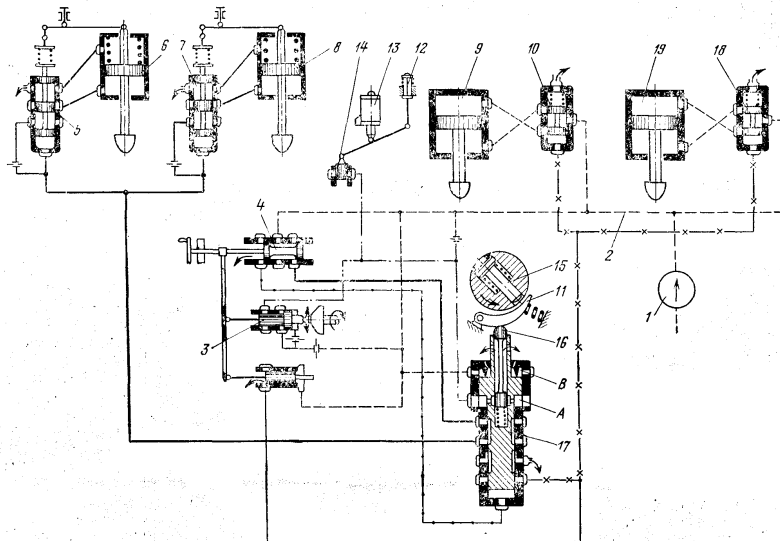


Рисунок 1.14 – Принципиальная схема защиты турбины с промежуточным перегревом пара от разгона.

Одновременно с подачей импульса на смещение золотников 7 и 5 подается импульс на золотники 10 и 18, который вызывает посадку регулирующих клапанов 9 и 19 ЦВД и ЦСД.

Таким образом, срабатывание бойков автомата безопасности вызывает закрытие стопорных и регулирующих клапанов, что увеличивает надежность отсечки турбины от паропроводов.

В случае несрабатывания автомата безопасности при частоте вращения, превышающей номинальную частоту, в работу вступает еще одна ступень защиты. При частоте вращения, превышающей номинальную (3000 об/мин) на 14-15 % грузы регулятора скорости расходятся настолько, что золотник 3 сдвигается вправо и открывает окна боксы золотника, тем самым обеспечивая слив масла и уменьше-

ние давления в камере А золотников регулятора автомата безопасности, как и при срабатывании его бойков.

При необходимости остановить турбину по месту достаточно нажать кнопку 12 и система защиты сработает. Прекратить подачу пара в турбину можно и с блочного (группового) щита управления, нажав кнопку электромагнитного выключателя 13, который перемещает золотник 14.

На электромагнитный выключатель 13 заводится электрический импульс еще от целого ряда защит: от падения давления смазки, от повышения и понижения сверх допустимого температуры свежего пара и т.д.

В этот же выключатель вводится импульс на отключение турбины по пару при нарушении нормальной работы другого технологического оборудования ТЭС: при внутренних повреждениях в генераторе, повышении (недопустимом) уровне конденсата в ПВД, нарушении охлаждения статора генератора, остановке котла при блочной схеме и т.д.

1.3.4 Защита от осевого сдвига ротора

При чрезмерном осевом сдвиге ротора возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные, приводящие к разогреву и тепловым деформациям соприкасающихся деталей, что вызывает разбалансировку ротора, усиленную вибрацию турбины и прогрессирующее развитие задеваний вплоть до полного ее разрушения.

В качестве импульса для срабатывания системы защиты по осевому сдвигу служит значительное перемещение гребня упорного подшипника, например, при расплавлении баббитовой заливки колодок. Обычно применяют датчики гидравлического или электрического типа.

Гидравлический датчик использует в своих турбинах Калужский турбинный завод (КТЗ). Принцип его работы

такой же, как и у регулятора частоты вращения ЛМЗ (рисунок 1.8), с той лишь разницей, что роль перемещающейся отбойной пластины регулятора скорости играет упорный диск. Импульс от падения давления перед гидравлическим соплом в результате смещения гребня упорного диска используется для посадки стопорных, регулирующих и обратных клапанов.

В мощных турбинах чаще всего применяют электромагнитный датчик (рисунок 1.15), посылающий при опасном смещении ротора импульс на электромагнитный выключатель 13 (рисунок 1.14); он перемещает золотник 14, который обеспечивает срабатывание золотников регулятора безопасности 17 и всей системы защиты.

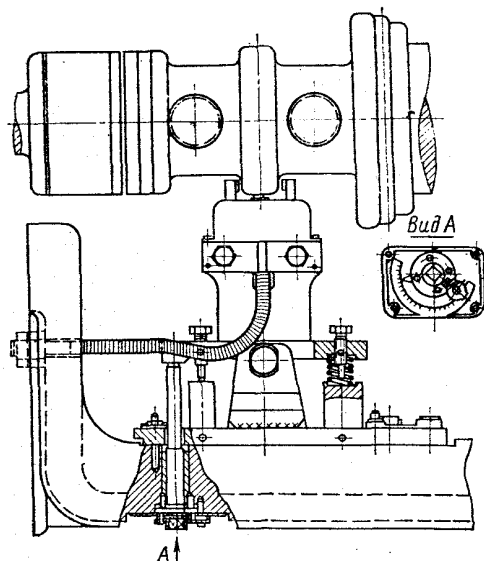


Рисунок 1.15 – Реле осевого сдвига турбин ЛМЗ.

1.3.5 Защита от повышения давления в конденсаторе

Эта защита является третьей по важности для турбины. Внезапное падение вакуума в конденсаторе турбины, как правило, происходит вследствие прекращения или резкого уменьшения подачи охлаждающей воды. Ухудшение вакуума приводит к повышению температуры в выходном патрубке, его короблению и нарушению работы вкладышей подшипников, что вызывает повышенную вибрацию турбины, к повышению напряжений в лопатках и их поломкам.

Защита при повышении давления в конденсаторе выполняется двухступенчатой. Специальное вакуум-реле при повышении давления в конденсаторе примерно до 70 кПа подает импульс на электромагнитный выключатель 13 (рис. 1.14), вызывающий срабатывание системы защиты. Второй ступенью защиты по вакууму являются предохранительные тонкие паронитовые мембраны, устанавливаемые обычно на выходных патрубках. При нормальной работе турбины прочность и плотность мембран достаточны, чтобы предупредить подсосы воздуха в конденсатор, а при повышении давления в выходном патрубке выше атмосферного происходит разрыв мембраны с выпуском пара в машинный зал.

2 КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

2.1 Основы выбора конструкции турбины

Современная мощная паровая турбина – это сложнейшая машина, состоящая из нескольких тысяч деталей, большинство которых являются специфическими, работающими в сложных условиях, подвергаясь воздействию динамических, неустановившихся сил при высоких температурах.

Многие детали могут надежно работать только при тех условиях, на которые они спроектированы – рабочие лопатки, регулирующие клапаны, фланцевые соединения и др.

Зазоры между вращающимися и неподвижными деталями составляют иногда доли миллиметра.

Для расчета паровой турбины в качестве заданных величин обычно принимают: параметры свежего пара, давление в выхлопном патрубке, номинальную и экономическую мощности, число оборотов, необходимость промпрегрева и др. Под номинальной понимается мощность агрегата. Экономической называется мощность, на которую производится тепловой расчет и при которой турбина должна иметь наивысший относительный к.п.д. Экономическая мощность обычно равна $0,8 \div 0,9$ номинальной мощности.

Высокая экономичность турбины достигается при выполнении всех ступеней с наивыгоднейшим отношением u/c_1 (см. раздел 2).

Одновременно нужно обеспечить достаточную высоту сопл и рабочих лопаток в области повышенного давления пара и экономичные профили сопловых и лопаточных решеток.

Для выбора и разработки конструкции турбины решающее значение имеет ее мощность и объемный расход пара. В конденсационных турбинах секундный объем протекающего пара изменяется в очень широких пределах: при $P_0=2,83$ МПа, $t_0=400$ °С, удельный объем равен $v_0=0,105$ м³/кг, при расширении же до $P_k=4$ кПа при сухости пара $x=0,90$ возрастает до 31,9 м³/кг, увеличиваясь в 304 раза. Если же взять $P_0=8,8$ МПа, $t_0=500$ °С, то $v_0=0,037$ м³/кг, при расширении до 4 кПа (давление в конденсаторе) удельный объем пара возрастает в 850 раз.

Получение высокого к.п.д. многоступенчатой турбины обеспечивается плавным изменением проходных сечений проточной части, без резких поворотов потока пара для уменьшения дополнительных потерь, что является трудной конструктивной задачей.

Ступени современных конденсационных паровых турбин условно делят на 4 группы:

- регулирующая ступень (при дроссельном парораспределении не применяется);
- ступени, работающие в области малых секундных объемов пара;
- промежуточные ступени, в которых объемы пара достаточно велики;
- ступени низкого давления, работающие под вакуумом с очень большими объемами пара.

Выбор типа регулирующей ступени и выполнение ее в виде одновенечного активного диска или двухвенечного диска Кертиса определяется величиной расчетного теплопада при экономической мощности турбины. Теплопадение до 140 кДж/кг перерабатывается одновенечной ступенью, а при теплоперепаде свыше 150 кДж/кг применяется двухвенечная ступень. Значительный перепад тепла в регулирующей ступени упрощает конструкцию турбины,

но ее к.п.д. ниже к.п.д. последующих ступеней. В турбинах высокого давления теплоперепад на регулируемую ступень выбирают с таким расчетом, чтобы температура пара в ее камере была не более 450 °С, что позволяет использовать для корпуса и ротора турбины более простые молибденовые стали.

При малом теплопадении в регулирующей ступени корпус и ротор подвержены температуре более 450 °С. В этих турбинах цельнокованное исполнение ротора при заданных габаритах поковки определяет максимальный диаметр регулирующей ступени, следовательно, при оптимальном u/c_1 и максимальный ее теплоперепад.

Турбина, проектируемая на большой пропуск пара при экономической мощности (работающая в базовом режиме) и дроссельном парораспределении может иметь больший к.п.д., чем турбина с сопловым парораспределением, но при изменениях нагрузки это преимущество теряется. В настоящее время в основном выпускаются турбины с сопловым парораспределением.

В ступенях, следующих за регулирующей, основной задачей конструктора является обеспечение достаточной высоты сопел и лопаток, что можно достигнуть уменьшением угла α_1 и диаметра ступени.

Радикальным способом достижения высокой экономичности турбины является повышение числа оборотов ротора. В этом случае уменьшение диаметра ступени не требует сокращения теплового перепада, а компенсируется увеличением угловой скорости, т.е. решается сразу две задачи: достигается требуемая высота лопаток и сокращается число ступеней.

Расчет и конструирование промежуточных ступеней менее сложен. Вследствие расширения пара достигнуты достаточные объемные расходы пара, т.е. высоты сопловых

и лопаточных решеток достигают таких значений, при которых коэффициенты φ и ψ перестают зависеть от высоты канала (см. раздел 2). К тому же, диаметры ступеней и размеры лопаток еще не настолько велики, чтобы было трудно обеспечить механическую прочность и достаточную жесткость лопаток и дисков этих ступеней.

Проектирование и построение последних ступеней конденсационных турбин встречает затруднения, связанные с большими объемными пропусками пара (а не малыми как в первых ступенях), требующими больших проходных сечений последних ступеней, которые, в конечном счете, определяют максимальную мощность турбины. Количество пара, которое может протечь через последнюю ступень турбины пропорционально диаметру и длине лопаток последней ступени и обратно пропорционально удельному объему пара. Удельный объем пара, покидающего последнюю ступень, в свою очередь, зависит от давления отработавшего пара, которое для повышения экономичности установки нужно держать минимальным, так же как и выходную скорость пара c_2 . Желательно, чтобы абсолютная величина потери с выходной скоростью не превышала 25-40 кДж/кг, что соответствует скорости $c_2 = 220-280$ м/с. Считая заданными удельный объем отработавшего пара v_2 и выходную скорость c_2 , секунднй расход пара через последнюю ступень в основном определяется площадью проходного сечения

$$F = \pi d \ell \quad (2.1)$$

В свою очередь, эта площадь зависит от числа оборотов турбины и от напряжений, которые могут быть допущены в материале последней ступени.

Центробежная сила, действующая на лопатку постоянного сечения, равна

$$c = \rho f \ell \omega^2 r, \quad (2.2)$$

где ρ - плотность металла лопатки;

ℓ - длина лопатки;

f - площадь поперечного сечения лопатки;

ω - угловая скорость;

r - радиус центра тяжести лопатки.

Напряжение растяжения у корня лопатки постоянного сечения равно

$$\sigma = \frac{c}{f} = \rho \ell \omega^2 r. \quad (2.3)$$

В современных турбинах лопаткам последних ступеней придают форму тела равного сопротивления, т.е. уменьшают площадь поперечного сечения от корня к вершине лопатки, при этом напряжения растяжения снижаются.

Выходная потеря последней ступени (обычно принимают 1,5-3 %) зависит от объемного пропуска пара, который определяется секундным расходом и удельным объемом пара. Последний резко возрастает по мере углубления вакуума (при $P_k = 4$ кПа удельный объем равен 31,9 м³/кг, а при $P_k = 3$ кПа – 41,0 м³/кг, т.е. увеличился на 31 %). Очевидно, что турбина, рассчитанная на глубокий вакуум, должна иметь развитое проходное сечение последней ступени, иначе турбина не в состоянии использовать увеличенное теплопадение за счет уменьшения давления в конденсаторе (углубления вакуума).

Характерной величиной для оценки и сопоставления последних ступеней различных турбин служит величина D_k/F , т.е. отношение пропуска пара в конденсатор к площади проходного сечения $F = \pi d \ell$ последней ступени.

Эта величина называется *нагрузкой последней ступени*. Чем она меньше, тем лучше используется теплопадение при низких давлениях в конденсаторе. Как правило, в турбинах большой мощности (100 МВт и более) для уменьшения потерь с выходной скоростью применяют разделение потока пара в последних ступенях турбины, т.е. применяют так называемый двухпоточный цилиндр низкого давления (рисунок 2.6).

Одним из важнейших вопросов конструирования является организация тепловых расширений и опирания турбины. Малые зазоры в уплотнениях и проточной части, не всегда симметричная конструкция, высокие температуры и очень большая длина турбоагрегата (50-70 м) требуют особенно тщательного подхода к решению этой задачи.

Как правило, корпуса переднего и промежуточного подшипников располагаются на фундаментных плитах. ЦНД опирается боковыми лапами на фундаментные рамы или плиты, а ЦВД на корпуса подшипников (см. раздел 3 и рисунок 3.1).

2.2 Отечественные паровые турбины

2.2.1 Турбины Ленинградского металлического завода

На ЛМЗ впервые в нашей стране было начато строительство стационарных паровых турбин.

В 1924 г. ЛМЗ выпустил первую паровую турбину мощностью 2 МВт на начальные параметры пара 1,11 МПа и 300 °С. Первые крупные (по тем временам) турбины мощностью 24 и 50 МВт были построены ЛМЗ с технической помощью английской фирмы «Метрополитен-Виккерс». Однако в дальнейшем ЛМЗ пошел по самостоятельному пути и уже в 1937 г. изготовил одноцилиндровую

турбину мощностью 50 МВт и двухцилиндровую турбину мощностью 100 МВт, которая в то время была самой мощной турбиной в мире, работающей при частоте вращения 50 1/с.

В годы войны ЛМЗ разработал серию турбин мощностью 25, 50 и 100 МВт на частоту вращения 50 1/с и начальные параметры 8,83 МПа и 480 °С. Массовый выпуск этих турбин сразу же после войны позволил быстро восстановить энергетику страны, сильно разрушенную в годы войны.

В 1951 г. ЛМЗ выпустил самую мощную в Европе паровую турбину мощностью 150 МВт на начальные параметры 16,6 МПа и 550 °С и частоту вращения 50 1/с.

В 1958 г. ЛМЗ изготовил паровую турбину мощностью 200 МВт на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С с промежуточным перегревом до 560 °С, ставшую в дальнейшем одной из основных турбин, на которых базируется энергетика страны и сегодня.

В 1960 г. на ЛМЗ была построена первая турбина на сверхкритические параметры пара (23,5 МПа и 560 °С) с промежуточным перегревом до 565 °С мощностью 300 МВт. Опыт освоения и эксплуатации этой турбины позволил ЛМЗ создать в 1964 г. — двухвальную, а в 1970 г. — одновальную паровые турбины мощностью 800 МВт также на сверхкритические параметры пара и частоту вращения 50 1/с.

Наконец, в 1978 г. ЛМЗ выпускает турбину номинальной мощностью 1200 МВт (максимальной 1380 МВт) на начальные параметры 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным перегревом пара до 540 °С.

Таблица 2.1 – Основные показатели конденсационных турбин ЛМЗ

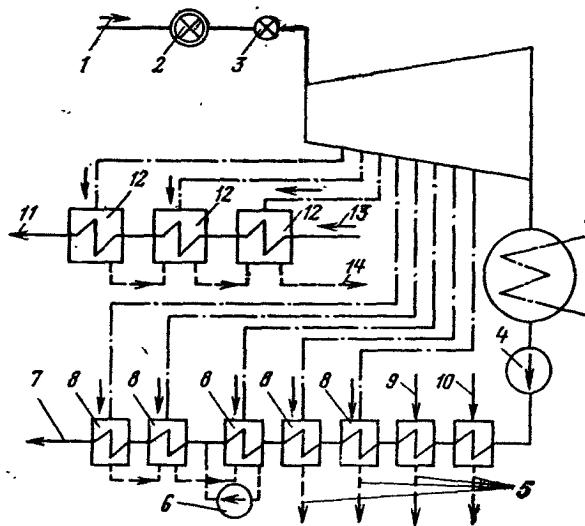
Показатель	Турбины					
	К-50-90	К-100-90-7	К-200-130	К-300-240	К-800-240-3	К-1200-240
Год постройки	1955	1958	1958	1960	1974	1978
Номинальная мощность, кВт	55	110	210	300	800	1200
Максимальная мощность, МВт	57	115	215	330	850	1380
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50	50	50
Начальное давление, МПа	8,83	8,83	12,75	23,5	23,5	23,5
Начальная температура, °С	535	535	565	560	540	540
Давление промежуточного перегрева (разделительное), МПа	Нет	Нет	2,31	3,53	3,8	3,9
Температура промежуточного перегрева, °С	Нет	Нет	565	565	540	540
Конечное давление, кПа	3,43	3,43	3,46	3,43	3,43	3,58
Температура охлаждающей воды, °С	10	10	10	12	12	12
Температура питательной воды, °С	226	227	240	265	274	274
Число регенеративных отборов пара	8	8	7	8	8	9
Расход пара, кг/с мин/макс	57,2/60	111/117	165/186	247/258	670	1018
Число цилиндров и потоков	1×1	1×1+1×2	1×1+1×1	1+1+1×1	1×1+1×1	1×1+1×1
КПД brutto установки, %	38,8	39,6	44,8	46,7	46,7	47,1
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	3,74	3,64	2,82	2,97	—	3,05
Удельная масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования), кг/кВт	3,3	2,7	2,66	2,3	1,625	1,58
Парораспределение свежего пара	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Дроссельное
Регулирующая ступень	Одно- нечная	Одно- нечная	Одно- нечная	Одно- нечная	Одно- нечная	Нет
Длина последней лопатки, мм	665	665	765	960	960	1200
Гарантийный удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	9281	9092	8045	7710	7710	7655
ккал/кВт·ч	2215	2170	1920	1840	1840	1827

Турбина К-50-90

Одноцилиндровая турбина К-50-90-4 выполнена на начальные параметры пара 8,83 МПа (90 кгс/см²) и 535 °С при расчетном давлении в конденсаторе 3,43 кПа (0,035 кгс/см²). Номинальная мощность 55 МВт, частота вращения 50 1/с (рисунок 2.2).

Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-50-90-4 показана на рисунке 2.1. Турбина работает паром от общего коллектора электростанции, из которого он подводится к стопорному клапану и затем по четырем перепускным трубам диаметром 125 мм направляется к регулирующим клапанам турбины.

Расширившись в турбине, пар поступает в двухходовой по охлаждающей воде поверхностный конденсатор типа 50КЦС-5 с поверхностью охлаждения 3000 м². Подвод и отвод воды осуществляется раздельно в две одинаковые, отделенные друг от друга половины конденсатора, что позволяет производить чистку трубок конденсатора, не останавливая турбину (при соответствующем снижении нагрузки). Для подачи 8000 м³/ч охлаждающей воды используются два циркуляционных насоса. Удаление конденсата из конденсатора производится двумя конденсатными насосами (один – резервный). Конденсат нагревается в охладителях основного трехступенчатого парового эжектора и в сальниковом подогревателе паром, отсасываемым эжектором из последних камер концевого уплотнения.



1 – свежий пар; 2,3 – стопорный и регулирующий клапаны; 4 – конденсатный насос; 5 – слив конденсата греющего пара в конденсатор; 6 – сливной насос; 7 – подача конденсата в деаэратор; 8 – ПНД; 9 – пар из уплотнений; 10 – выхлопной пар эжектора; 11 – питательная вода в котел; 12 – ПВД; 13 – питательная вода от питательного насоса; 14 – слив конденсата греющего пара в деаэратор.

Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-50-90-4.

Из сальникового подогревателя конденсат направляется через пять ПНД; первые два установлены в горловине конденсатора. После подогревателей конденсат направляется в деаэратор с давлением 0,6 МПа, где очищается от растворенных в нем газов. Из деаэратора питательным насосом вода через три подогревателя высокого давления (ПВД) с температурой 226 °С подается в котел.

Регенеративные подогреватели и деаэратор питаются отборами пара из турбины.

Пар в турбину поступает через клапанные коробки 14, приваренные к четырем сопловым коробкам 13.

Парораспределение – сопловое; последовательное открытие клапанов осуществляется сервомотором, размещенным в корпусе переднего подшипника, зубчатой рейкой и кулачковым валом, кулачки которого поднимают рычаги, приводящие штоки клапанов 15.

Турбина – одноцилиндровая, с одновенечной регулирующей ступенью (пар к соплам 3 и рабочим лопаткам 2 которой подается из сопловых коробок 13) и двадцатью одной нерегулируемыми ступенями. Последняя ступень 8 имеет средний диаметр 2 м и лопатки высотой 665 мм, что обеспечивает кольцевую площадь выпуска пара $4,2 \text{ м}^2$.

Ротор 9 турбины – комбинированный: его передняя часть выполнена цельнокованой, а последние три диска – насадные. Диск последней ступени не имеет в расточке осевых шпонок. Лопатки 5 на всех дисках, кроме трех последних, закреплены с помощью Т-образных хвостовиков, а на трех последних – с помощью вильчатых. Лопатки всех ступеней, кроме двух последних, имеют ленточные периферийные бандажи. Демпфирование колебаний рабочих лопаток в трех последних ступенях осуществляется посредством демпферных проволок. В месте выхода ротора из корпуса установлены концевые уплотнения 16 и 17.

Для частичной разгрузки упорного подшипника от осевых усилий в дисках 4 ротора (кроме диска 1 регулирующей ступени) выполнены разгрузочные отверстия, а в зоне паровпуска – разгрузочный диск.

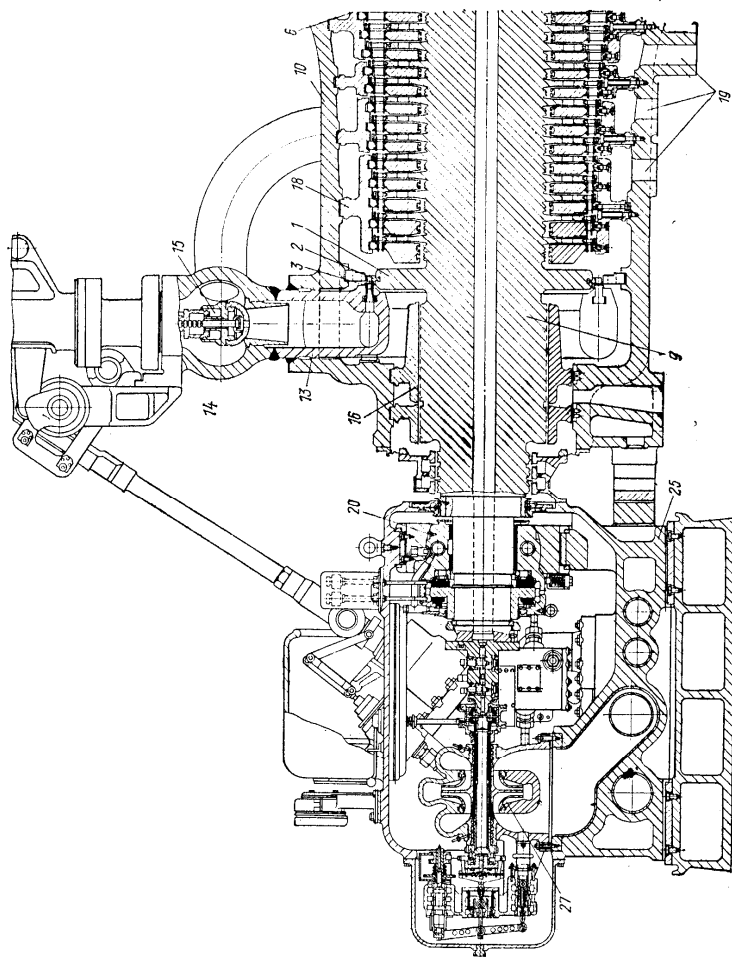


Рисунок 2.2, а – Турбина К-50-90 ЛМЗ
(продолжение смотри на рис. 2.2, б).

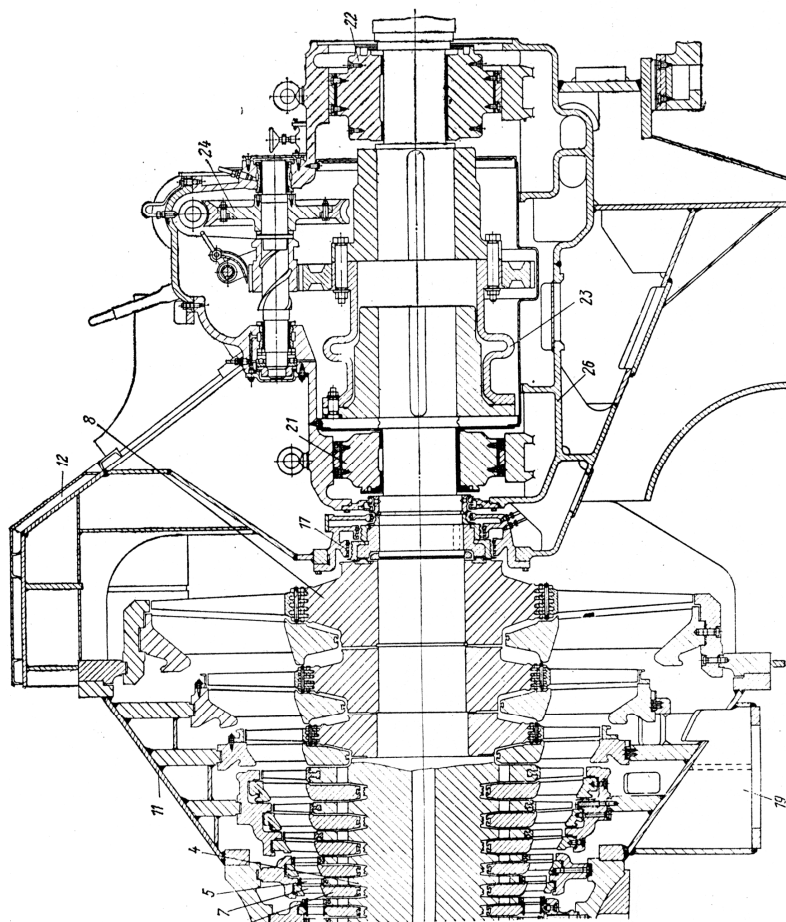


Рисунок 2.2, б (продолжение рис. 2.2, а) –
Турбина К-50-90 ЛМЗ.

Корпус турбины имеет горизонтальный и два вертикальных технологических разъема. Передняя 10 часть корпуса – литая из стали 20ХМФЛ, средняя 11 и выходная 12 – сварные из углеродистой стали. Диафрагмы 6 с сопловыми лопатками 7 и сегменты концевой переднего уплотнения крепятся в обоймах 16 и 18, кольцевое пространство между которыми используется для размещения патрубков отбора 19. диафрагмы первых тринадцати нерегулируемых ступеней выполнены сварными из стали 12ХМФ, остальных ступеней – литыми.

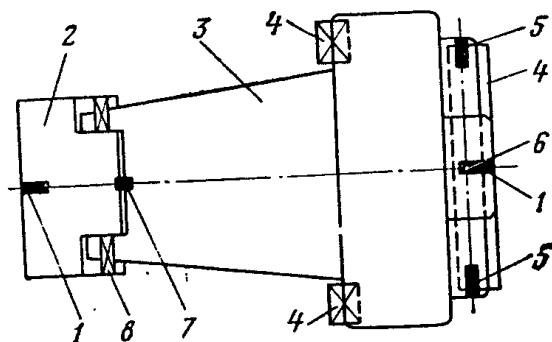
Ротор турбины опирается на два подшипника. В корпусе 25 переднего подшипника размещены комбинированный опорно-упорный подшипник 20, главный масляный насос 27 и органы системы регулирования и защиты. корпус переднего подшипника 26 встроен в выходной патрубок 12. в нем установлены опорные вкладыши 21 и 22 ротора турбины и генератора, а также соединительная полугибкая муфта 23 и валоповоротное устройство 24.

Выходная часть турбины своим патрубком опирается на фундаментные рамы.

На рисунке 2.3 показана схема тепловых расширений турбины. Фикс-пункт турбины расположен на задней раме, а расширение турбины происходит в сторону переднего подшипника.

Показатели экономичности турбоустановки К-50-90-4 для номинальных начальных и конечных параметров пара следующие:

Мощность на клеммах генератора, МВт	55	40	30
Расход пара через стопорный клапан, кг/с	57,2	40,2	29,7
Температура питательной воды, °С	226	207	191
Гарантийный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч) [ккал/(кВт·ч)]	9281 [2215]	9448 [2255]	9721 [2320]



1 – продольные шпонки; 2 – передний (выносной) подшипник; 3 – корпус турбины; 4 – фундаментные рамы; 5 – поперечные шпонки; 6 – фикс-пункт; 7 – вертикальная шпонка; 8 – поперечные шпонки между лапами и стульями подшипника.

Рисунок 2.3 – Схема тепловых расширений турбины ВК-50-90-3 на фундаменте.

На рисунке 2.4 приведена схема регулирования турбины К-50-90. Сервомотором 16 регулирующих клапанов управляет отсечной золотник 15. Положение золотника определяется давлением силового масла, подаваемого по центральному сверлению в полость над золотником, и давлением под золотником, называемым импульсным давлением. При изменении импульсного давления вступает в работу система регулирования, восстанавливающая это давление до прежнего значения при новом положении исполнительных органов (сервомотора и регулирующих клапанов).

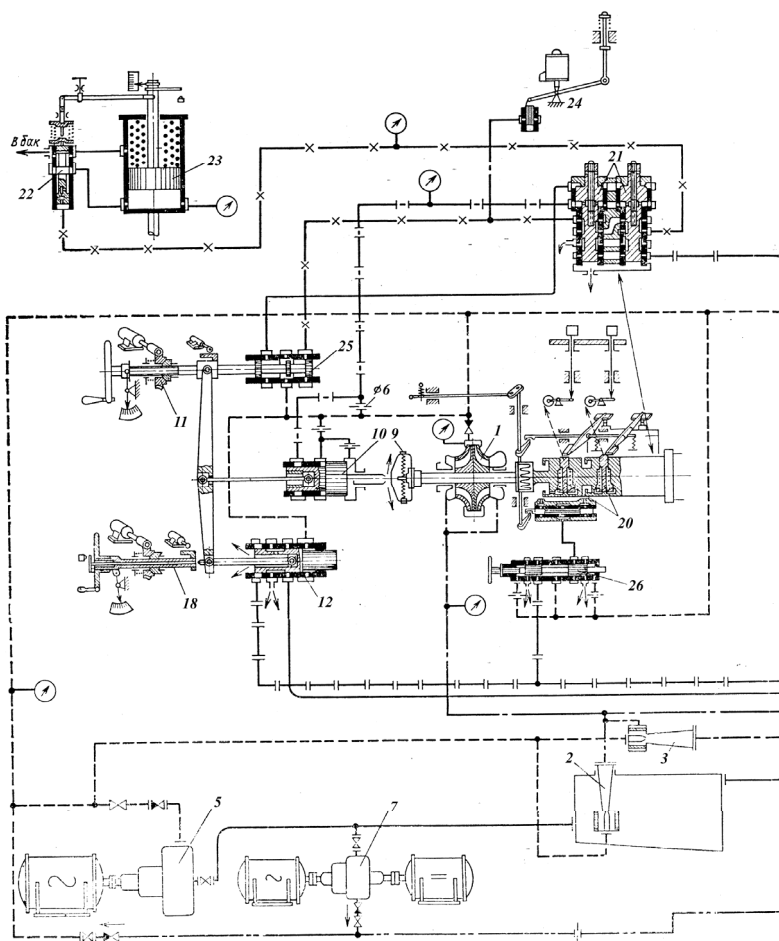
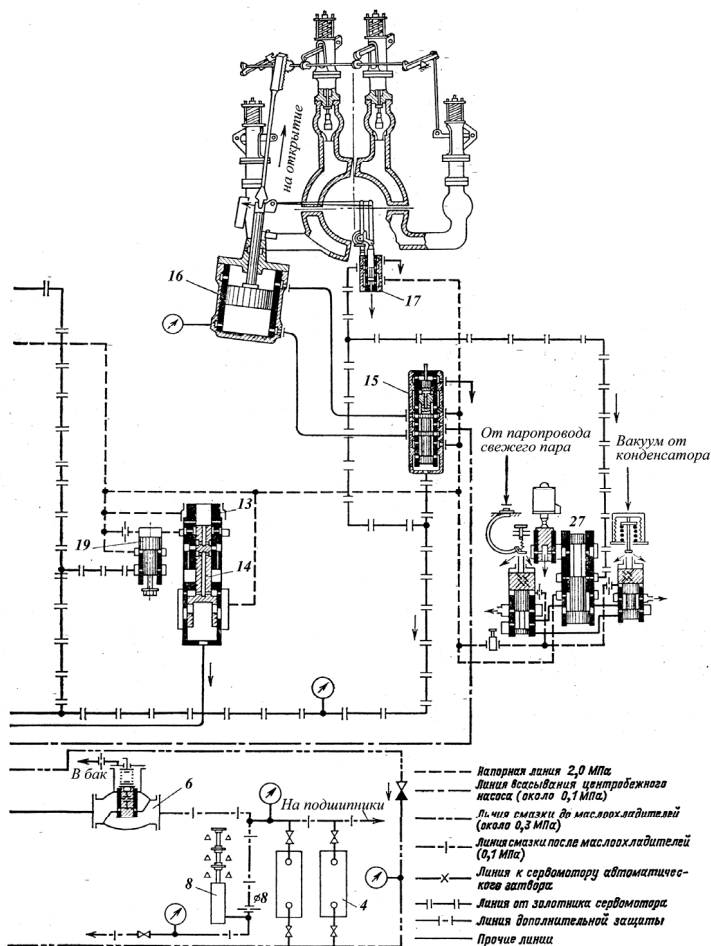


Рисунок 2.4 –Схема регулирования турбин К-50-90

1 – центробежный масляный насос; 2, 3 – инжекторы первой и второй ступени; 4 – маслоохладители; 5 – электромасляный насос высокого давления; 6 – сливной



и К-100-90 ЛМЗ.

клапан; 7 - электромагнитный насос низкого давления;
 8 - масляное реле; 9 - регулятор частоты вращения;
 10 - следящий сервомотор регулятора частоты враще-

ния; 11 - механизм управления турбиной; 12 – проточный золотник регулятора частоты вращения; 13 – дифференциатор; 14 - отсечной золотник дифференциатора; 15 – отсечной золотник главного сервомотора; 16 – главный сервомотор; 17 - золотник обратной связи; 18 – ограничитель мощности; 19 – исполнительный золотник дифференциатора; 20 – автомат безопасности; 21 – золотник автомата безопасности; 22 – отсечной золотник сервомотора стопорного клапана; 23 – сервомотор стопорного клапана; 24 – электромагнитный выключатель; 25 – золотник системы управления; 26 - золотник опробования автомата безопасности; 27 – блок вакуум-регулятора и регулятора давления свежего пара.

Пример. Рассмотрим пример работы системы регулирования. При медленном уменьшении нагрузки в сети происходит увеличение частоты вращения, и грузы регулятора частоты вращения 9 расходятся, увеличивая слив справа от поршня следящего сервомотора 10 регулятора частоты. Поршень под действием возникшей разности усилий сдвигается вправо, вызывая поворот вертикального рычага и перемещение вправо проточного золотника 12 регулятора частоты. Это приводит к открытию сливных окон и падению давления в импульсной линии. Отсечной золотник 15 смещается вниз, и масло под давлением проходит в полость над поршнем сервомотора 16, обеспечивая закрытие регулирующих клапанов и, следовательно, уменьшение мощности турбины.

При движении сервомотора 16 вниз будет перемещаться золотник 17 обратной связи, уменьшая слив из полости под главным золотником и восстанавливая под ним давление, т.е. возвращая его в прежнее положение.

Таким образом, новому значению мощности турбины будет отвечать новая частота вращения (в соответствии со статической характеристикой), новое положение проточного золотника регулятора скорости и обратной связи (обеспечивающих стабильное положение главного отсечного золотника) и новое положение регулирующих клапанов.

Система регулирования турбины К-50-90-4 содержит дифференциатор 13, обеспечивающий регулирование по ускорению. В рассматриваемой системе регулирования он выполнен гидравлическим.

Дифференциатор (рисунок 2.5) состоит из золотника 6 и подвижной буксы 5, установленных в общем корпусе 8. Букса и золотник образуют так называемую следящую систему. При неподвижном золотнике 6 букса будет неподвижной только тогда, когда кромки золотника отсекают полость А. Действительно, при более низком положении буксы в полость Б через нижнее сверление в золотнике и полость А будет поступать силовое масло, давление которого будет перемещать буксу вверх до тех пор, пока окна буксы не перекроются кромками золотника. Наоборот, при более высоком положении буксы полость Б через верхнее сверление в золотнике будет соединена со сливом, и букса будет перемещаться вниз под действием давления в полости В. При медленном изменении давления под золотником дифференциатора он будет медленно перемещаться, и букса будет следовать за ним. Однако это никак не будет сказываться на положении исполнительного золотника 2.

Иное положение возникает при быстром смещении золотника 6 вниз из-за падения давления масла в линии 7. В этом случае букса 5 в первые моменты времени не успевает следовать за золотником 6. В результате из полости С над поршнем исполнительного золотника 2, куда поступает масло от насоса по линии 4 через шайбу 3, открывается

слив, и он перемещается вверх, открывая слив из импульсной линии *1* главного золотника. Спустя некоторое время положение восстановится, однако важно, что при резком увеличении частоты вращения, когда золотник *12* (см. рисунок 2.4) быстро перемещается вправо и уменьшает давление под золотником *14* дифференциатора, на отсечной золотник подается сигнал не только по скорости (золотником *12*), но и по ускорению (исполнительным золотником дифференциатора).

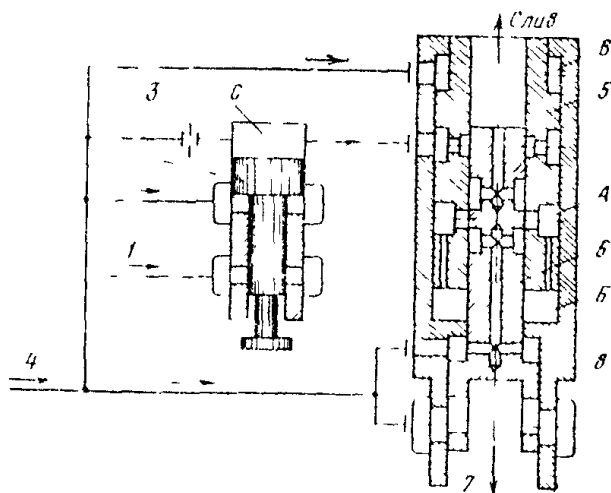


Рисунок 2.5 – Дифференциатор.

Механизм управления *11* (рисунок 2.4) турбиной выполнен в виде винтовой пары, привод которой можно осуществлять либо дистанционно электродвигателем, либо вручную. При смещении верхнего конца рычага регулятора частоты вращения, например, вправо, его нижний конец повернется влево, уменьшая слив и увеличивая давление под отсечным золотником *15*. Это приводит к открытию регулирующих клапанов, т.е. к увеличению частоты вращения или нагрузки турбины.

В систему регулирования включен *ограничитель мощности 18*, представляющий собой, по существу, ограничитель хода нижнего конца рычага. Ограничитель устанавливает некоторое предельное закрытие окон в буксах проточного золотника *12* и, следовательно, некоторое предельное положение золотника обратной связи *17* и сервомотора *16* (золотники *12* и *17* должны обеспечить неизменное давление под отсечным золотником). Ограничитель мощности включают при временных неполадках в турбине, при которых недопустима работа на номинальной мощности. например, возрастание осевого усилия на упорные подшипники из-за отложений на лопатках можно компенсировать снижением нагрузки турбины. Система защиты турбины от разгона состоит из сдвоенного автомата безопасности *20*, блока золотников *21*, предохранительных выключателей и сервомотора *23* стопорного клапана с золотником *22*.

Датчики защиты турбины от осевого сдвига ротора, ухудшения вакуума ниже 72 кПа (540 мм рт. ст.), повышения температуры свежего пара выше 545 °С и падения давления в системе смазки воздействуют на электромагнитный выключатель *24*.

Турбина К-1200-240

Турбина К-1200-240 является самой мощной турбиной, выпускаемой ЛМЗ. Мощность 1200 МВт обеспечивается при номинальных параметрах пара перед турбиной (23,5 МПа и 540 °С), в промежуточном пароперегревателе (540 °С), конденсаторе 3,58 кПа (0,0365 кгс/см²) и при дополнительных отборах пара. максимальная мощность турбины достигается при отключении ПВД.

Турбина работает при частоте вращения 50 1/с.

Источником пара является котел производительностью 4000 т/ч.

Регенеративная система состоит из сальникового подогревателя, пяти ПНД, двух параллельно включенных деаэраторов и шести ПВД, включенных в две нитки питательной воды.

Характерной особенностью тепловой схемы является использование в ней деаэраторов скользящего давления. В схемах, рассмотренных выше, деаэраторы работали на постоянном давлении при любой нагрузке турбины за счет дросселирования отборного пара. Это приводило к снижению экономичности. Кроме того, при уменьшении нагрузки турбины понижалось давление в отборе и возникала необходимость переключения деаэратора на отбор более высокого давления.

Питание деаэраторов турбоустановки К-1200-240 осуществляется паром из второго отбора ЦСД; при изменении нагрузки турбины изменяется давление пара в отборе и деаэраторе. В соответствии с этим изменяется температура насыщения, до которой производится нагрев питательной воды в деаэраторе. Скольжение по давлению происходит в пределах 0,15-1 МПа.

Приводом двух питательных насосов являются турбины мощностью 15,5 МВт каждая, которые снабжаются паром из первого отбора ЦСД (давление 1,8 МПа, температура (450 °С).

От котла пар подводится четырьмя паропроводами к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, каждый из которых представляет собой стопорный и два регулирующих клапана. Затем четырьмя гибкими паропроводами пар подается в ЦВД.

Все регулирующие клапаны открываются одновременно, т.е. в турбине К-1200-240, в отличие от ранее рассмотренных турбин, парораспределение – дроссельное. Оно позволяет иметь более высокий к.п.д. и более надеж-

ные лопатки регулирующей ступени на расчетном режиме работы.

Снижение мощности турбины одновременным прикрытием всех регулирующих клапанов неизбежно привело бы не только к значительным потерям, но и к изменению температуры пара в камере первой ступени, что вызвало бы температурные напряжения в корпусе и роторе турбины. Поэтому регулирование мощности турбины производится изменением давления перед ней (скольжением давления в пределах 24-12 МПа) при постоянной начальной температуре.

Несмотря на применение дроссельного парораспределения, во внутреннем корпусе ЦВД оставлены сопловые коробки, число которых сокращено до двух (во всех предыдущих конструкциях ЛМЗ применял четыре сопловые коробки).

Современное использование этих конструктивных мер и регулирование нагрузки скользящим давлением при сохранении температуры пара перед ЦВД и ЦСД обеспечивает хорошие маневренные качества турбины и даже возможность ее участия в покрытии переменной части графика нагрузки.

Конструкция проточной части ЦВД (рисунок 2.6) аналогично ЦВД турбин К-300-240 и К-800-240-3 ЛМЗ выполнена противоточной. Из сопловых коробок пар направляется в четыре ступени левого потока, расположенные во внутреннем корпусе ЦВД, затем поворачивает на 180 °, обтекает внутренний корпус и проходит четыре ступени правого потока. Далее четырьмя паропроводами пар из ЦВД с параметрами 3,9 МПа и 295 °С идет в промежуточный пароперегреватель, откуда возвращается по четырем паропроводам к двум блокам стопорных клапанов, расположенным по сторонам ЦСД. Параметры пара после проме-

жуточного перегрева 3,5 МПа и 540 °С. Пройдя стопорные клапаны, пар по четырем паропроводам направляется к четырем регулирующим клапанам ЦСД, установленным непосредственно на корпусе ЦСД.

ЦСД – двухпоточный, с двойным корпусом, с восемью ступенями в каждом потоке.

Из выходных патрубков ЦСД пар отводится в две ресиверные трубы (в турбине К-800-240-3 их было четыре) максимальным диаметром 2 м, расположенные на уровне пола машинного зала. Из ресиверных труб пар поступает в каждый из трех корпусов ЦНД по четырем патрубкам (по одному патрубку в верхней и нижней половине ЦНД с двух сторон). Каждый поток ЦНД состоит из пяти ступеней. Длина рабочей лопатки последней ступени равна 1200 мм при среднем диаметре 3 м, что обеспечивает суммарную кольцевую площадь выхода пара 67,8 м². Лопатка выполнена из титанового сплава ТС-5.

Конденсатор турбины – одноходовой, секционный, состоит из четырех корпусов, расположенных попарно вдоль турбины. Расчетное давление в конденсаторе поддерживается при расходе охлаждающей воды 108000 т/ч с температурой 12 °С.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД и ЦСД, трех роторов ЦНД и ротора генератора. Каждый из роторов расположен в двух опорных подшипниках. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами, полумуфты которых откованы заодно с валами. Второй опорный подшипник (между ЦВД и муфтой ЦВД-ЦСД) объединен с упорным подшипником.

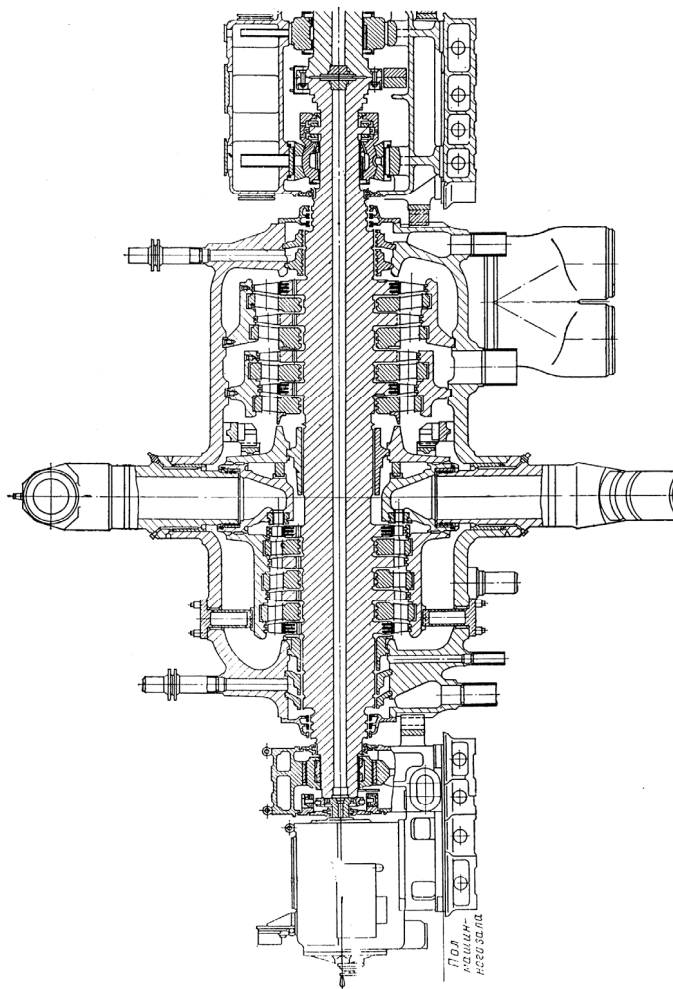


Рисунок 2.6, а – Турбина К-1200-240 ЛМЗ
(продолжение см. на рис. 2.6, б).

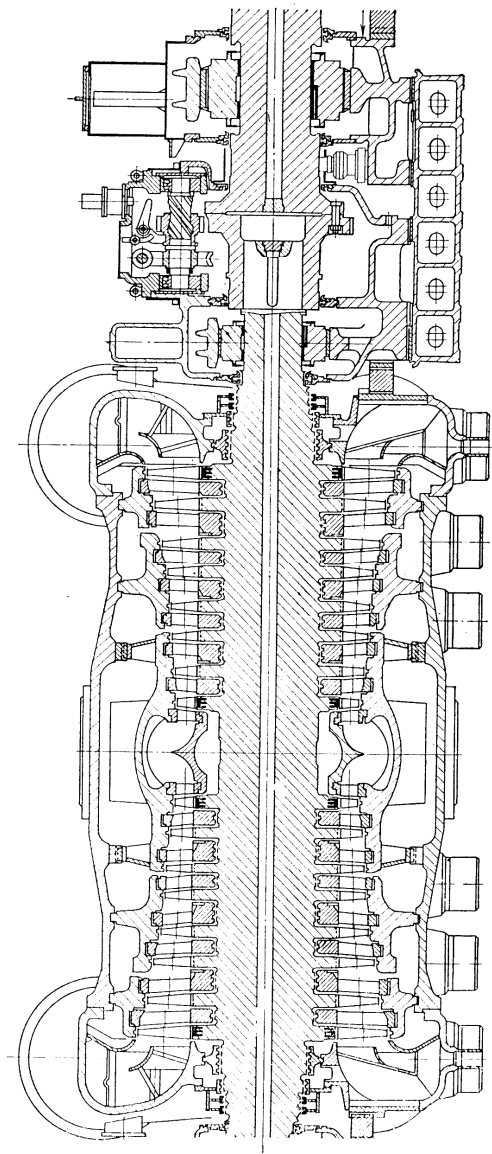


Рисунок 2.6, б (продолжение рис. 2.6, а) – Турбина К-1200-240 ЛМЗ.

Валоповоротное устройство, вращающее ротор турбины с частотой 30 1/мин, расположено на крышке корпуса подшипника между ЦСД и ЦНД. Подшипники турбины имеют гидростатические подъемные устройства.

Роторы ЦВД и ЦСД – цельнокованные. Традиционно используемые ЛМЗ Т-образные хвостовики рабочих лопаток ЦВД и ЦСД оказались недостаточно прочными для столь больших мощностей, поэтому используется облопачивание с вильчатыми хвостами. Рабочие лопатки выполняются цельнофрезерованными с бандажными полками. Объединение лопаток в пакеты производится электронной сваркой.

Роторы ЦНД – сварно-кованные.

Корпус ЦВД – двойной. Внутренний корпус выполнен из стали 15Х11МФБЛ, внешний из стали 15Х1М1ФЛ - достаточно прочной, но более дешевой.

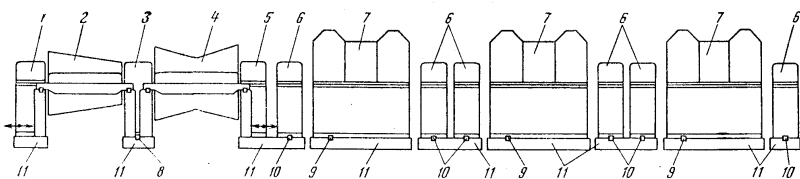
Корпус ЦСД – одностенный, состоит из трех частей, соединенных вертикальными технологическими разъемами.

Корпус ЦНД – сварной, двухстенный, но в отличие от турбины К-800 имеет выносные подшипники.

Схема тепловых расширений турбины показана на рисунке 2.7.

Длина турбины с генератором 71,8 м, без генератора 47,9 м.

Система смазки и регулирования турбины аналогичны системам турбин К-800-240 и К-300-240, т.е. системы разобщены: в системе регулирования – огнестойкое, синтетическое масло ОМТИ с давлением 4,5 МПа, а в системе смазки – турбинное масло марки 22 с давлением 0,25-0,3 МПа.



1 – передний подшипник; 2 – ЦВД; 3 – средний подшипник; 4 – ЦСД; 5 – подшипник между ЦСД и ЦНД; 6 – подшипники роторов ЦНД; 7 – ЦНД; 8 – фикс-пункт ЦВД - ЦСД; 9 – фикс-пункты ЦНД; 10 – фикс-пункты подшипников; 11 – фундаментные рамы.

Рисунок 2.7 – Схема тепловых расширений турбины К-1200-240 ЛМЗ (ротор турбины не показан).

Турбина имеет электрогидравлическую систему регулирования. Электрическая часть системы вырабатывает сигналы по частоте вращения, мощности, давлению свежего пара и в промперегреве.

Датчиком частоты вращения служит индуктивный тахогенератор, расположенный на валу турбины в корпусе переднего подшипника.

Сигналы из электрической части вводятся в гидравлическую часть с помощью электрогидравлического преобразователя.

2.2.2 Турбины Невского машиностроительного (НЗЛ) и Калужского турбинного заводов (КТЗ)

В 30^х годах прошлого века Невский машиностроительный завод освоил выпуск паровых турбин небольшой мощности. В основном для привода энергопоездов, компрессоров, воздуходувок и для нужд речного и морского пароходства, часто высокооборотные (5000-6000 об/мин).

Калужский турбинный завод с середины XX века начал выпуск турбин мощностью от 2500 до 25000 кВт типа К-6-35; Т-6-35/1,2; Р-12-35/5; ПР-6-35/10/5; ПТ-25-90/10, которые нашли широкое применение на электростанциях промпредприятий.

Отдельные заказы на изготовление турбин небольшой мощности до 30000 кВт выполняют Кировский (г. Санкт-Петербург) и Брянский машиностроительные заводы.

2.2.3 Турбины Уральского турбомоторного завода (УТМЗ или ТМЗ).

Теплофикационные турбины.

Теплофикационные турбины составляют значительную часть всех энергетических турбин – по мощности порядка одну треть. Это связано с возможностью реализации выгоды от комбинированной выработки электрической энергии и теплоты, а также со значительным ростом потребностей в тепле как промышленных, так и гражданских объектов в послевоенный период. В 50-70^е годы XX века практически в каждом регионе вводились мощности на действующих и строились новые теплоэлектроцентрали: Новосибирск – это ТЭЦ-2, ТЭЦ-3, ТЭЦ-5; Алтай – Бийская ТЭЦ-1, Барнаульские ТЭЦ-2 и ТЭЦ-3; Красноярск – ТЭЦ-2; Кузбасс – Новокемеровская ТЭЦ, Западно-Сибирская ТЭЦ; Иркутск – ТЭЦ-1, ТЭЦ-6, ТЭЦ-9, ТЭЦ-10; Хабаровск – ТЭЦ-3 и т.д.

В нашей стране на теплоэлектроцентралях нашли широкое применение конденсационные паровые турбины с регулируемыми отборами пара, а также турбины с противодавлением, предназначенные для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии.

Конденсационные турбины с регулируемыми отборами пара одновременно удовлетворяют потребителей в теп-

ле и электричестве, причем выработка электрической энергии не зависит от тепловой нагрузки, т.е. в достаточно широких пределах (в зависимости от мощности) можно независимо регулировать электрическую и тепловую нагрузку.

Турбины с противодавлением нормально работают по тепловому графику, т.е. выработка электрической энергии жестко зависит от тепловой нагрузки потребителя.

Теплофикационные турбины выпускали и могут выпускать ЛМЗ (АТ-25 – в 1933 г., ВПТ-25-90, ВТ-25, ПТ-60-90/13, ПТ-60-130/13 в 50^х г. XX века, ХТГЗ (ВР-25 в 1948 г.).

В настоящее время производством теплофикационных турбин занимается Уральский турбомоторный завод (ПО ТМЗ), начавший перед войной выпуск турбин мощностью 6 и 12 МВт.

После окончания Великой Отечественной войны завод выпустил серию турбин ПТ-25-90/10 по чертежам ЛМЗ.

С середины 50^х годов XX века выпускаются теплофикационные турбины собственной конструкции.

Характерным для работ завода является выполнение теплофикационных турбин различных типов в виде единой серии с общими конструктивными решениями и широкой унификацией отдельных деталей и узлов. В тот период заводом выпускались турбины: ПТ-25-90/10, Т-25-90, ПР-25-90/10/0,(см. таблицу 5.2).

Затем была разработана серия теплофикационных турбин: ПТ-60-130/7, Т-50-130, Т-100-130, Р-40-130/31 с начальными параметрами 12,75 МПа и 555 °С (см. таблицу 2.3).

В последние годы УТМЗ разработал серию мощных теплофикационных турбин: Т-175/210-130, Р-100/105-130/15, ПТ-135/165-130, Т-250/300-240 (см. таблицы 2.3 и 2.4), которые сейчас работают на многих ТЭЦ страны, в т.ч. на Барнаульской ТЭЦ-3 Т-175/210-130 и Т-185/220-130.

Таблица 2.2 – Основные параметры турбин

Наименование	Марка			
	T-12-29	K-12-29	11T-12-35/10	T-12-35
Мощность, кВт:				
номинальная	12 000	12 000	12 000	12 000
на конденсационном режиме	12 000	12 000	12 000	12 000
максимальная	—	12 000	14 400	14 400
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000	3000	3000
Параметры свежего пара:				
давление, МПа	2,8	2,8	3,4	3,4
температура, °С	400	400	435	435
Расход свежего пара, т/ч:				
номинальный	83	63	109,2	79,7
максимальный	—	63	115	90
Предел регулирования давления в отборе, МПа:				
производственном	—	—	0,8—1,3	—
отопительном	0,12—0,25	—	0,12—0,25 ¹	0,12—0,25 ¹
Пределы регулирования противоаварийного, МПа	—	—	—	—
Тепловая нагрузка отборов, т/ч:				
производственного (номинальная)	—	—	50	—
производственного (максимальная)	—	—	80	—
отопительного (номинальная)	60	—	40	65
отопительного (максимальная)	—	—	65	65
Номинальный расход пара в противоаварийном, т/ч	—	—	—	—
Температура подогрева питательной воды, °С	156	156	152	166
Количество отборов для регенерации	3	3	3	3

¹ Допускается снижение давления в регулируемом отопительном отборе до 0,07 МПа.

² Допускается повышение противоаварийного до 3,6 МПа при соответствующем уменьшении мощности.

³ В скобках указано увеличение мощности турбин последующих модификаций.

Особый интерес представляют турбины последней серии.

Турбины Р-100/105-130/15, ПТ-135/165-150/15, Т-175/210-130 (см. рисунки 2.7, 2.8, 2.9) выполнены практически на одинаковый максимальный расход свежего пара, что позволило применить единую конструкцию паровпуска и ЦВД с противоаварийным давлением 1,5 МПа, равным номинальному противоаварийному для турбины Р-100-130/15.

ПО ТМЗ мощностью 6,12 и 25 МВт.

турбина					
К-12-35	Р-6-90/31	Р-6-90/31	11Т-25-90/10	Т-25-90	11П-25-90/10/0,5
12 000	6000	6000	25 000 (30 000) ³	25 000 (30 000) ³	25 000
13 200	—	—	25 000 (27 000) ³	25 000 (30 000) ³	—
13 200	6000	6000	30 000 (35 000) ³	30 000 (32 000) ³	30 000
3000	3000	3000	3000	3000	3000
3,4	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8
435	500	535	535	535	535
54,6	102,6	97,8	160	129	161
60	—	—	190	160	190
—	—	—	0,8—1,3	—	0,8—1,3
—	—	—	0,07—0,25	0,07—0,25	—
—	2,8—3,2	2,8—3,2 ²	—	—	0,05—0,25
—	—	—	70 (83) ³	—	65
—	—	—	125	—	100
—	—	—	53 (63) ³	92	—
—	—	—	92	92	—
—	—	—	—	—	63
160	—	—	218	218	217
3	—	—	6	6	4

Пар к указанным турбинам поступает по двум паропроводам через два стопорных клапана. Парораспределение - сопловое, четырехклапанное. Проточная часть ЦВД состоит из одновенечной регулирующей ступени и шести ступеней давления в левом (первом) потоке, который имеет два корпуса, внутренний и внешний. После левого потока пар поворачивается на 180 °С и направляется в правый (второй) поток, состоящий из шести ступеней давления.

Таблица 2.3 - Основные параметры турбин

Наименование	Марка		
	P-40-130/31	T-50-130	T-50/60-130
Мощность, кВт:			
номинальная	40 000	50 000	55 000
на конденсационном режиме	—	50 000	55 000
максимальная	43 000	60 000	65 000
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000	3000
Параметры свежего пара:			
давление, МПа	12,8	12,8	12,8
температура, °С	565 ¹	565 ¹	565 ¹
Расход свежего пара, т/ч:			
номинальный	456	245	256
максимальный	470	260	265
Пределы регулирования давления в отборах, МПа:			
производственном	—	—	—
верхнем отопительном	—	0,06—0,25	0,06—0,25
нижнем отопительном	—	0,05—0,2 ²	0,05—0,2 ²
Пределы регулирования противодавления, МПа	2,8—3,5	—	—
Тепловая нагрузка:			
производственная (номинальная), т/ч	—	—	—
отопительная (номинальная), ГДж/ч (Гкал/ч)	—	385 (92)	398 (95)
производственная (максимальная), т/ч	—	—	—
отопительная (максимальная), ГДж/ч (Гкал/ч)	—	385 (92)	418 (100)
Номинальный расход пара в противодавлении, т/ч	446	—	—
Номинальная температура подогрева питательной воды, °С	—	230	232
Количество отборов для регенерации	1 ³	7	7

¹ Разрешается работа турбины при номинальной температуре свежего пара 555 °С; соответствующие вой нагрузки указываются в технических условиях на эти турбины.

² При работе с одним нижним отопительным отбором и при мощности не выше номинальной

³ Отбор из линии противодавления.

⁴ Пятая модификация имеет те же основные параметры, указанные в таблице, что и модифика

Турбина P-100-130 (рисунок 2.8) выполняется одноцилиндровой и оснащена принципиально отличной системой регулирования, т.к. основным назначением турбины с противодавлением является выдача пара потребителю заданных параметров. Поэтому регулируемым параметром является давление пара в выхлопном (выходном) патрубке, а не частота вращения ротора.

ПО ТМЗ мощностью 40-100 МВт.

турбины					
T-50-130-6	ПТ-50/60-130/7	T-100/120-130	T-100/120-130-2	T-110/120-130-3	T-110/120-130-4*
50 000	50 000	100 000	105 000	110 000	110 000
50 000	50 000	100 000	105 000	110 000	120 000
60 000	60 000	120 000	120 000	120 000	120 000
3600	3000	3000	3000	3000	3000
12,8	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8
565 ¹	565 ¹	565 ¹	565 ¹	555	555
240	274	441	460	480	480
250	300	460	465	485	485
—	0,5—1,0	—	—	—	—
0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,25
0,05—0,2	0,05—0,2	0,05—0,2 ²	0,05—0,2 ²	0,05—0,2 ²	0,05—0,2 ²
—	—	—	—	—	—
—	118	—	—	—	—
377 (90)	167 (40)	670 (160)	703 (168)	733 (175)	733 (175)
—	160	—	—	—	—
377 (90)	251 (60)	670 (160)	741 (177)	770 (184)	770 (184)
—	—	—	—	—	—
225	230	229	232	232	232
7	7	7	7	7	7

изменения номинального расхода свежего пара, номинальной и максимальной мощности и тепло-
допускается снижение давления в этом отборе до 0,03 МПа.

Таким образом, при нормальной работе турбины с противодавлением (по тепловому графику) регулятор частоты вращения необходим для пуска и защиты турбины.

Турбина ПТ-135/165-130/1,5 (рисунок 2.9) - двухцилиндровая. После ЦВД пар частично идет в производственный отбор, а оставшаяся часть к регулирующим клапанам части среднего давления (ЧСД), расположенным на ЦНД. В ЦНД находятся шесть ступеней давления, две ступени промежуточного отсека и три ступени части низкого

Таблица 2.4 - Основные параметры теплофикационных

Наименование	Марка		
	P-100/105-130/15	P-102/107-130/15-2	T-250/300-240
Мощность, кВт:			
номинальная	100 000	105 000	250 000
на конденсационном режиме	—	—	300 000
максимальная	105 000	107 000	300 000
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000	3000
Номинальные параметры пара:			
давление свежего пара, МПа	12,8	12,8	23,5
температура свежего пара, °С	565 ¹	555	560 ¹
температура промпрегрева, °С	—	—	565 ¹
Расход свежего пара, т/ч:			
номинальный	760	785	905
максимальный	760	810	930
Пределы регулирования давления в отборах, МПа:			
производственном	—	—	—
верхнем отопительном	—	—	0,06—0,20
нижнем отопительном	—	—	0,05—0,15
Пределы регулирования противодействия, МПа	1,2—1,75 ⁵	1,2—1,75 ⁵	—
Тепловая нагрузка:			
производственная (номинальная), т/ч	—	—	—
отопительная (номинальная), ГДж/ч (Гкал/ч)	—	—	1380 (330)
производственная (максимальная), т/ч	—	—	—
отопительная (максимальная), ГДж/ч (Гкал/ч)	—	—	1380 (330)
Номинальный расход пара в противодействии, т/ч	650	670	—
Температура подогрева питательной воды, °С	234	234	263
Количество отборов для регенерации	3 ⁶	3 ⁶	9

¹ Разрешается работа турбин P-100/105-130/15 и ПТ-135/165-130/15 при номинальной температуре промпрегрева 540 °С; соответствующие изменения гарантий по экономичности, номинального расхода ских условиях на эти турбины.

² Возможно увеличение производственного отбора турбины ПТ-135/165-130/15 при отсутствии отопи

³ Для турбины Т-175/210-130 при отключении ПВД максимальная тепловая нагрузка составляет

110 Гкал/ч, максимальная величина отопительного отбора (суммарная из обеих камер) на подогрев

⁴ Для турбины ПТ-135/165-130/15 максимальная величина отопительного отбора (суммарно из обеих

⁵ Разрешается длительная работа турбин P-100/105-130/15 и P-102/107-130/15-2 с противодействием до

⁶ В том числе один отбор из линии противодействия.

давления. Отборы пара в верхний и нижний отопительные (теплофикационные) отборы производятся из камер после ЧСД и промежуточного отсека, давление в которых поддерживается регуляторами давления с помощью дроссельных поворотных диафрагм. Ступени ЧНД унифицированы со ступенями ЧНД турбины Т-250-240.

турбин ПО ТМЗ большой мощности.

турбины					
T-250/300-240-2	T-250/300-240-3	ПТ-135/165-130/15	ПТ-140/165-130/15-2	T-175/210-130	T-185/220-130-2
250 000	250 000	135 000	142 000	175 000 ³	185 000 ³
300 000	300 000	120 000	120 000	210 000	220 000
300 000	300 000	162 000	167 000	210 000	220 000
3000	3000	3000	3000	3000	3000
23,5	23,5	12,8	12,8	12,8	12,8
540	540	565 ¹	555	555	555
540	540	—	—	—	—
955	955	739	788	745	786
980	980	760	810	760	810
—	—	1,2—2,06	1,2—2,06	—	—
0,06—0,20	0,06—0,20	0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,29	0,06—0,29
0,05—0,15	0,05—0,15	0,05—0,20	0,05—0,20	0,05—0,20	0,05—0,20
—	—	—	—	—	—
—	—	320	335	—	—
1380 (330)	1465 (350)	460 (110)	480 (115)	1130 (270)	1170 (280)
—	—	390 ²	410	—	—
1380 (330)	1465 (350)	460 (110) ⁴	480 (115)	1170 (280) ³	1215 (290) ³
—	—	—	—	—	—
263	263	232	232	232	232
9	9	7	7	7	7

свежего пара 555 °С и турбины Т-250/300-240 при номинальной температуре свежего пара и после свежего пара, номинальной и максимальной мощности и тепловой нагрузки указываются в техниче-

тельного отбора до 480 т/ч, электрическая мощность при этом составляет около 100 МВт. 1310 ГДж/ч, электрическая мощность 185 МВт, для турбины Т-185/220-130-2 — 1350 ГДж/ч, 195 МВт, камер) на подогрев воды в сетевых подогревателях турбоустановки равна номинальной и составляет сетевой воды и добавочной воды в стационарных теплообменниках составляет 585 ГДж/ч (140 Гкал/ч), 2,06 МПа.

Турбины Т-175/210-130 и Т-185/220-130 (рисунок 2.10) выполнены трехцилиндровыми. Пар после ЦВД поступает в проточную часть ЦСД, которая имеет девять ступеней, в том числе две ступени промежуточного отсека, расположенные между верхним и нижним отопительными отборами пара. После ЦСД пар отводится в нижний отопительный отбор и в ЦНД.

ЦНД выполнен двухпоточным, с тремя ступенями в каждом потоке. Ступени правого потока унифицированы с соответствующими ступенями турбины ПТ-135-130. Пар, отработавший в турбине Т-175-130, поступает в два конденсатора, включенные последовательно по охлаждающей воде.

Модификации турбин Р-102/107-130-2, ПТ-140/165-130-2 и Т-185/220-130-2 выполнены на больший расход свежего пара, для чего увеличена пропускная способность облопачивания ЦВД.

Проточные части ЦСД и ЦНД остаются неизменными.

Турбина Т-250/300-240 (рисунок 2.11).

Турбина имеет номинальную мощность 250 МВт при начальных параметрах пара 23,5 МПа и 540 °С, с промежуточным перегревом пара. Номинальная тепловая нагрузка 384 МВт (330 Гкал/ч), расчетное давление в конденсаторе 6,9 кПа.

Турбина Т-250/300-240 – единственная в мире теплофикационная, рассчитанная для работы на сверхкритические параметры пара, с промежуточным перегревом и выполненная одновальной, четырехцилиндровой (ЦВД+ЦСД1+ЦСД2+ЦНД).

ЦВД – двухстенный противоточный, проточная часть состоит из 12 ступеней. После ЦВД пар с давлением 3,6 МПа направляется в котлоагрегат для промежуточного перегрева, после чего поступает в ЦСД1 через 2 блока, в каждом из которых расположены отсечной и регулирующий клапаны. ЦСД1 – однопоточный, одностенный, имеет 10 ступеней. Из ЦСД1 пар давлением 0,55 МПа поступает в ЦСД2, выполненный двухпоточным с шестью ступенями в каждом потоке, из которых четыре ступени размещены до верхнего отопительного отбора, 2 ступени между верхним и нижним отопительным отборами. После ЦСД2 часть па-

ра с давлением 0,08 МПа направляется в нижний отопительный отбор, а часть в ЦНД. ЦНД – двухстенный, двухпоточный, в каждом потоке по 3 ступени, в том числе регулирующая ступень. Давление пара в отборах поддерживается регуляторами давления с помощью поворотных диафрагм.

Рабочие лопатки последней ступени ЦНД имеют рабочую длину 940 мм при среднем диаметре 2300 мм, что соответствует выхлопной площади обоих выхлопов 14,1 м². Из ЦНД пар направляется в конденсатор.

Максимальную мощность 300 МВт турбина развивает при конденсационном режиме.

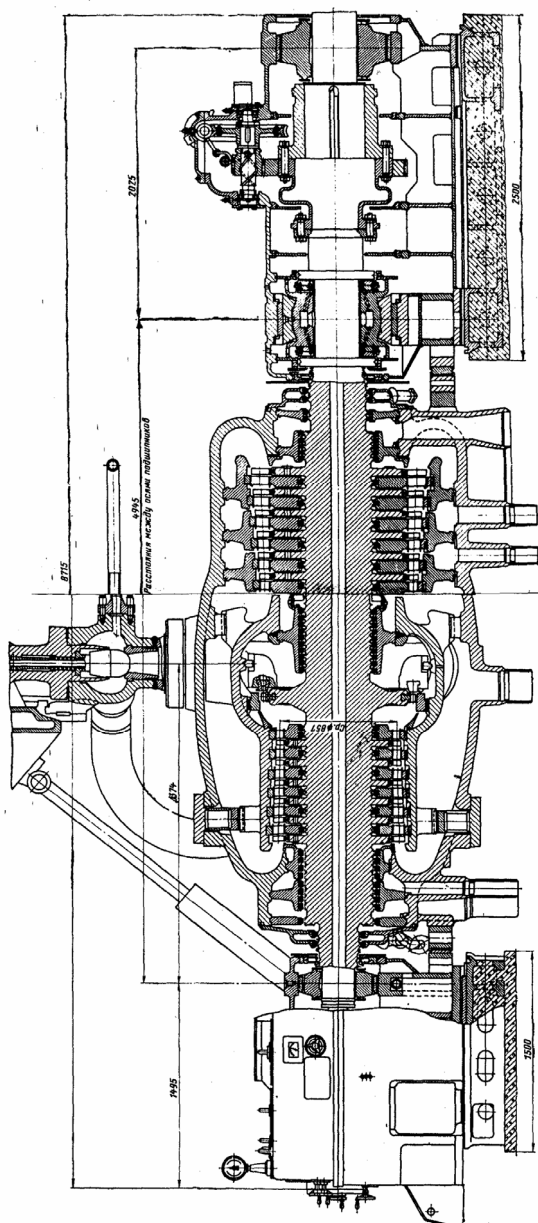


Рисунок 2.8 – Продольный разрез турбины Р-100-130/15.

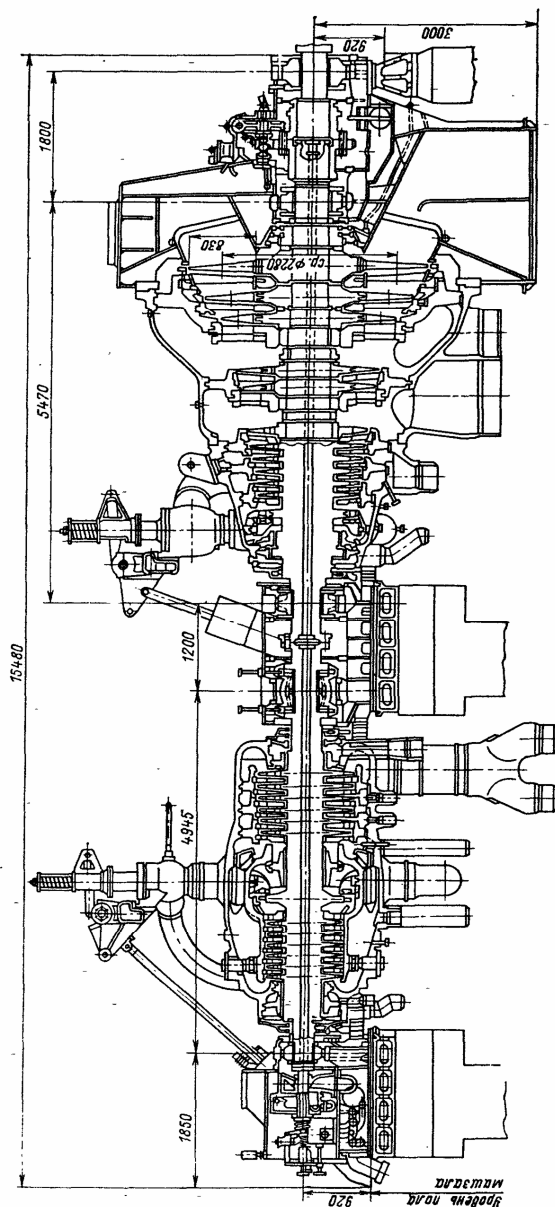


Рисунок 2.9 – Продольный разрез турбины ПТ-135/165-130/15.

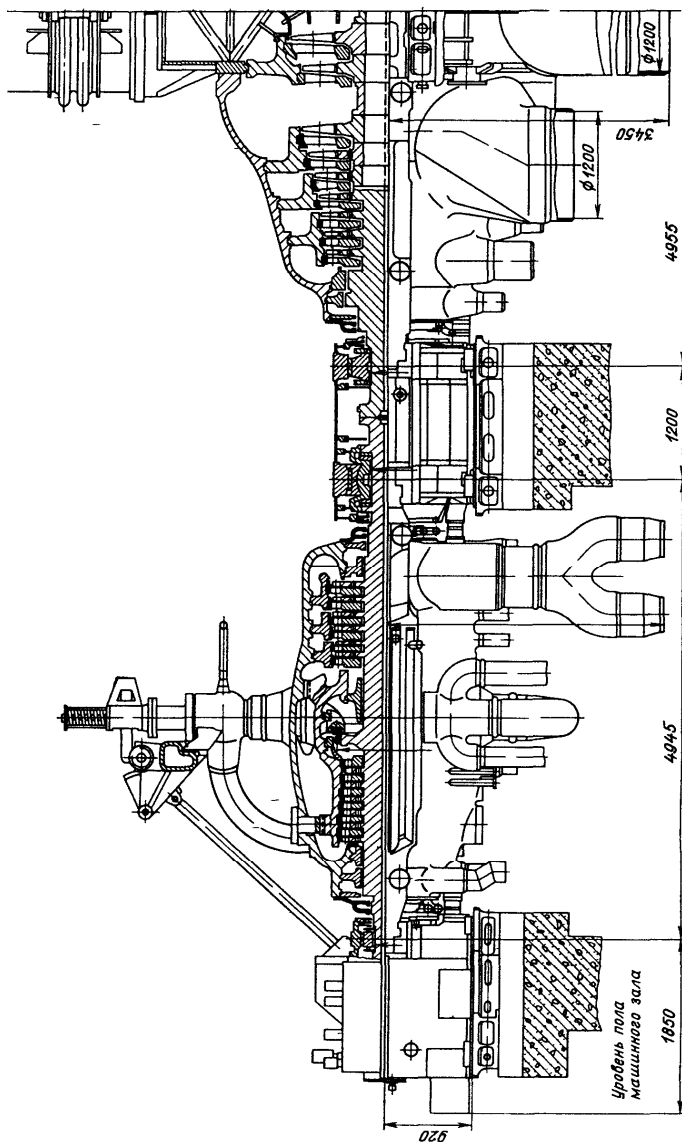


Рисунок 2.10, а – Продольный разрез турбины Т-185/220-130-2
(продолжение см. на рис. 2.10, б).

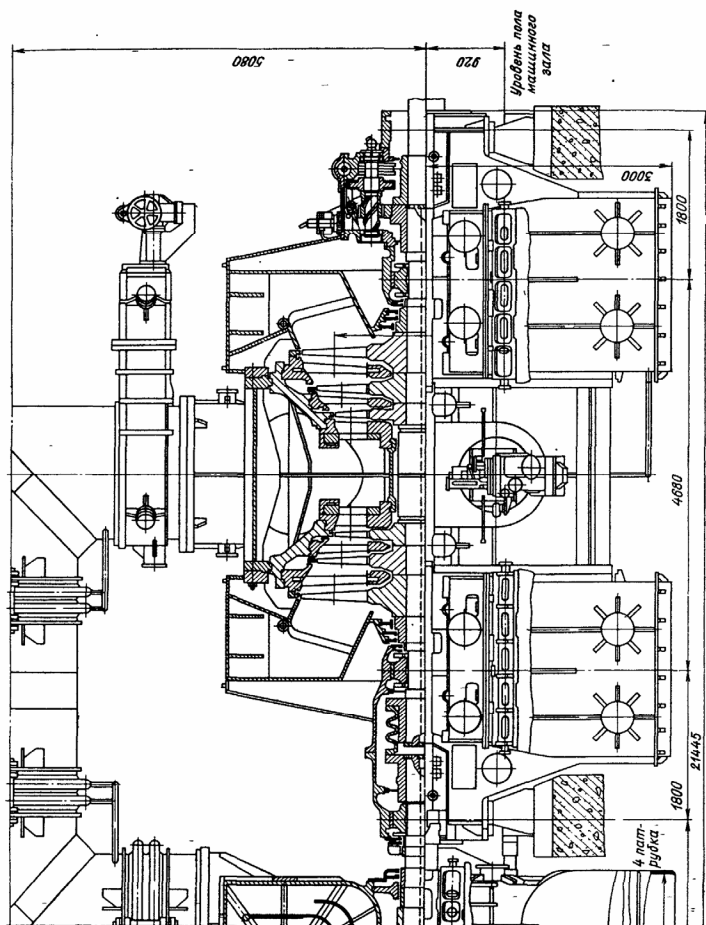


Рисунок 2.10, б (продолжение рис. 2.10, а) –
Продольный разрез турбины Т-185/220-130-2

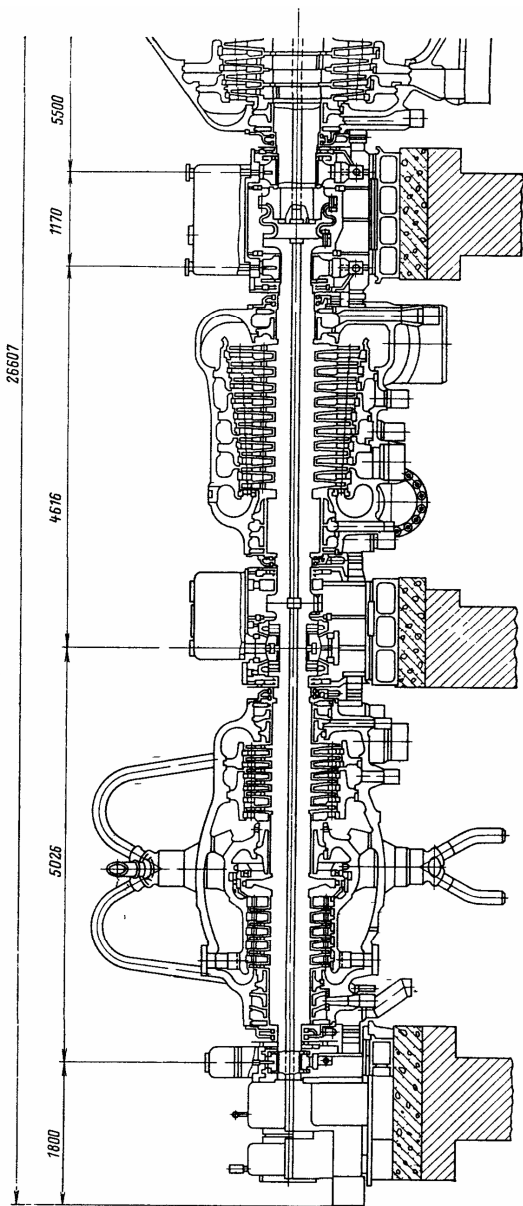


Рисунок 2.11, а - Продольный разрез турбины Т-250/300-240
(продолжение см. на рис. 2.11, б).

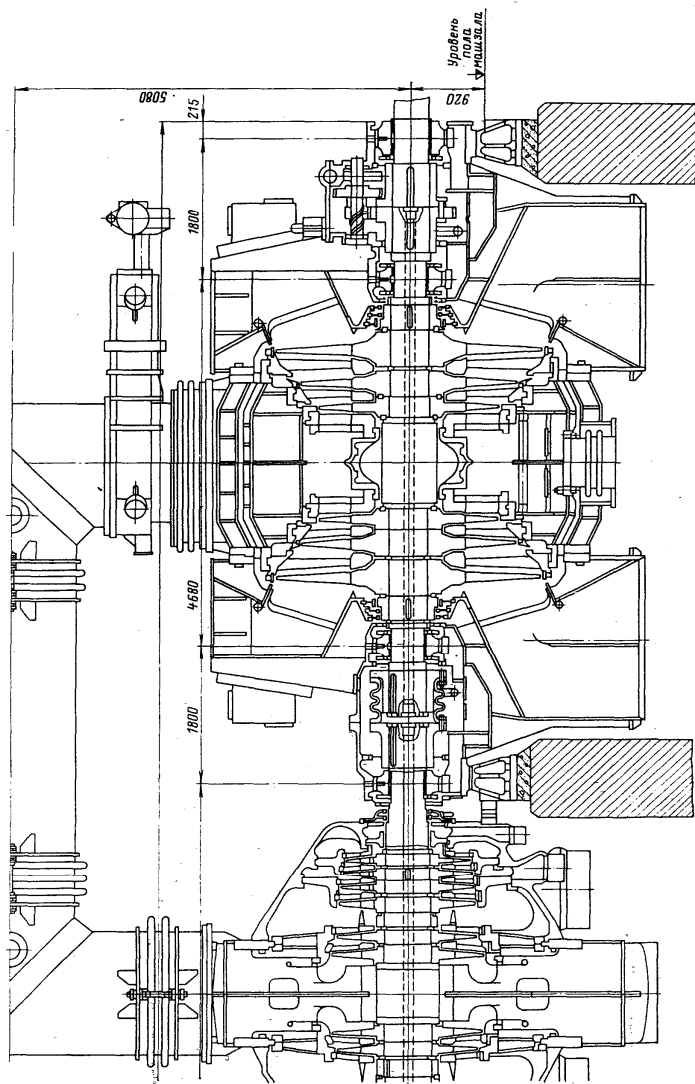


Рисунок 2.11, б (продолжение рис. 2.11, а) –
Продольный разрез турбины Т-185/220-130-240.

2.3 Паровые турбины зарубежных фирм

На первых электростанциях России в начале XX века, а также на электростанциях, строящихся по плану ГОЭЛРО (после 1920 г.) зачастую монтировалось импортное оборудование. На ТЭЦ Кузнецкого металлургического комбината установлены турбины фирмы «Рато» (Франция). Часть энергетического оборудования поступила в годы Великой Отечественной войны, в частности, на Липецкой ТЭЦ и Красноярской ТЭЦ-1 эксплуатировались турбины АП-25 (всего 2 единицы) фирмы «М-W» (Метрополитен-Виккерс). На Норильской ТЭЦ-1 и Новосибирской ТЭЦ-3 были в эксплуатации 4 турбины мощностью по 50 МВт типа АК-50 японской фирмы «Мицубиси», которые получены по репарациям после ВОВ. К сожалению, зарубежным оказался и ХТГЗ.

2.3.1 Турбины Харьковского турбинного завода (ХТЗ или ХТГЗ) (таблица 2.5)

В предвоенные годы завод производил турбины мощностью 50 и 100 МВт с частотой вращения 25 1/с по типу турбин американской фирмы «Дженерал электрик».

Но уже в 1957 г. ХТГЗ выпускает двухцилиндровую турбину мощностью 100 МВт с параметрами 8,8 МПа и 535 °С, а в 1958 г. – первую турбину с промежуточным перегревом пара мощностью 159 МВт с параметрами 12,75 МПа и 565 °С, которые нашли широкое применение на вновь

Таблица 2.5 - Основные показатели некоторых конденсационных турбин ХТГЗ

Показатель	К-160-130*	К-300-240**	К-500-240	К-220-44	К-500-65	К-500-50
Год постройки	1958	1960	1964/1973	1969	1970	1975
Номинальная мощность, МВт	160	300	500	220	500	500
Максимальная мощность, МВт	165	320	535	240	543	531
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50	50	25
Начальное давление, МПа	12,75	23,5	23,5	4,3	6,46	5,88
Начальная температура, °С	565	560	540	255	280	274
Давление промежуточного перегрева (разделительное), МПа	2,8	3,53	3,65	0,27	0,3	1,06
Температура промежуточного перегрева, °С	565	565	540	240	265	250
Конечное давление, кПа	3,43	3,43	3,50	5,1	3,92	5,9
Температура охлаждающей воды, °С	12	12	12	22	12	22
Температура питательной воды, °С	229	265	265	223	168	223
Число регенеративных отборов пара	7	9	9	8	7	7
Расход пара***, кг/с	27/143	-/264	-/458	402	745	840
Число цилиндров и потоков	1×1+1×2	1×1+1×3	1×1+1×3	1×1+2×2	1×2+4×2	1×1+1×2
КПД установки, %	43,7	46,8	46,7	31,6	32,4	33,3
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	2,86	2,89	3,05	8,46	5,36	6,05
Удельная масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования), кг/кВт	2,6	2,05	1,8	3,23	3,1	2,8
Парораспределение свежего пара	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное
Регулирующая ступень	Одноветечная	Одноветечная	Одноветечная	Нет	Нет	Нет
Длина последней лопатки, мм	780	1050	1030 и 1050	852 и 1030	852	1450

* Турбина модернизирована.

** Расход пара с учетом внешних отборов.

*** В числителе и в знаменателе дробь даны соответственно номинальные и максимальные значения.

строящихся ГРЭС 60-70х годов XX века, в т.ч. на Сибирских ГРЭС и ТЭЦ – Назаровская ГРЭС, Красноярская ГРЭС-2, Иркутская ТЭЦ-10 и др.

В 1960 г. ХТГЗ одновременно с ЛМЗ строит паровую турбину мощностью 300 МВт на сверхкритические параметры пара (23,5 МПа и 560/565 °С).

В 1964 г. на ХТГЗ изготовлена турбина К-500-240-1, в 1974 г. – К-500-240-2, первая из которых работает на Назаровской ГРЭС (Красноярский край), вторая на Троицкой ГРЭС (Челябинская область). Турбина состоит (рисунок 2.12) из однопоточных ЦВД и ЦСД и двух двухпоточных ЦНД, имеет два конденсатора, развивает мощность $N_{ном}$ – 500 МВт, при расходе пара 1590 т/час и $N_{макс}$ – 535 МВт при расходе 1650 т/час.

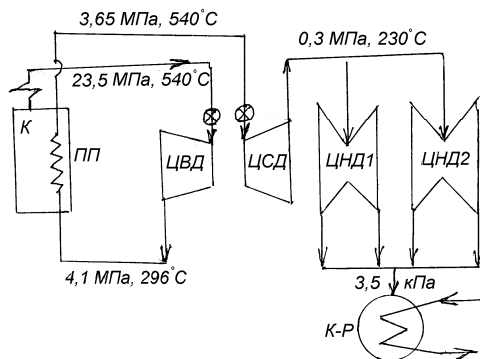


Рисунок 2.12 – Принципиальная схема турбины К-500- 240 ХТГЗ.

Все турбины без конденсаторов 900 т, длина без генератора 29,5 м.

Системы смазки и регулирования отдельные. Емкость маслобака 52 м³. Рабочей жидкостью в системе регулирования является конденсат (как и у турбины К-300-240), поступающий от напора конденсатных насосов.

2.3.2 Турбины фирм дальнего зарубежья

Паровые турбины для энергетики изготавливаются во многих странах мира: Англии, Германии, Франции, Швеции, Швейцарии, Японии, Венгрии, Чехии и др. Турбины имеют существенные различия не только по параметрам пара и типоразмерам, но и по конструкции отдельных элементов и в целом, а также по технологии изготовления.

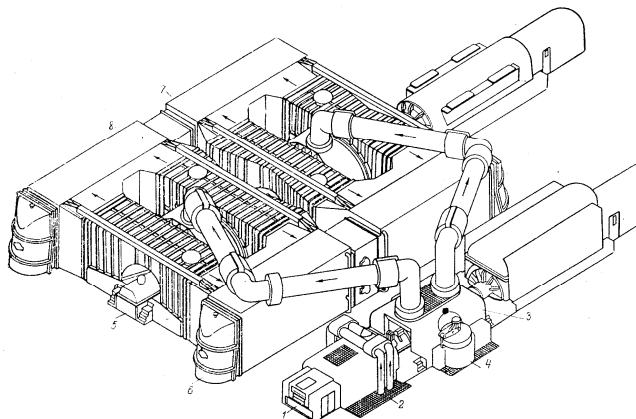
В США, Канаде и ряде других стран стандартной частотой переменного тока принята частота 60 герц, поэтому американские фирмы выпускают паровые турбины на 3600 и 1800 об/мин.

Широкое распространение в Америке имеют одновальные турбины на 3600 об/мин и двухвальные, имеющие на первом валу 3600, а на втором 1800 об/мин (рисунок 2.13). Причем, двухвальные турбины, несмотря на более высокую стоимость, имеют лучшую экономичность.

Американские фирмы «Дженерал электрик», «Вестингауз», «Алис-Чалмерс» производят мощные турбины в одновальном исполнении до 800 МВт, в двухвальном -1300-1400 МВт, как правило, пятицилиндровые – ЦВД+двухпоточный ЦСД +три двухпоточных ЦНД, число оборотов 3600.

Объединение английских фирм “АЕJ”, “ЕЕ”, “ЕGE” выпускают турбины мощностью 660 МВт на параметры пара 16,3 МПа, 538/538 °С, Рк=4,4 кПа (К-660-166), число оборотов – 3000.

Турбина предназначена для электростанций на органическом и ядерном топливе, имеет 5 цилиндров, облопачивание активного типа, но начиная с ЦСД рабочие лопатки закручены и имеют повышенную реактивность.



1 – турбина высокого давления 3600 об/мин; 2 – подвод свежего пара в турбину; 3 – цилиндр среднего давления; 4 – защита; 5 – турбина низкого давления 1800 об/мин; 6 – отвод охлаждающей воды из конденсатора; 7, 8 - двухпоточные конденсаторы.

Рисунок 2.13 – Общий вид турбины мощностью 900 МВт.

Французское объединение «Рато-Шнейдер-СЕМ» выпускают турбины мощностью 600 МВт в составе ЦВД+ЦСД+2 двухпоточных ЦНД, на параметры 16,3 МПа, 565/565 °С, облопачивание ЦВД и ЦСД активного типа, ЦНД – реактивного.

Швейцарская фирма «ВВС» для энергетики США производит двухвальные агрегаты мощностью 1300 МВт на параметры 24 МПа, 538/538 °С. Оба вала одинаковой мощности и оборотов (3600). Турбина имеет 6 двухпоточных цилиндров. Первый вал – ЦВД+2ЦНД, второй вал – ЦСД+2ЦНД. Парораспределение дроссельное, облопчивание реактивное, роторы сварные, барабанного типа.

2.4 Конструкции турбин для атомных электростанций

Рабочим телом ПТ на АЭС является сухой насыщенный или перегретый пар.

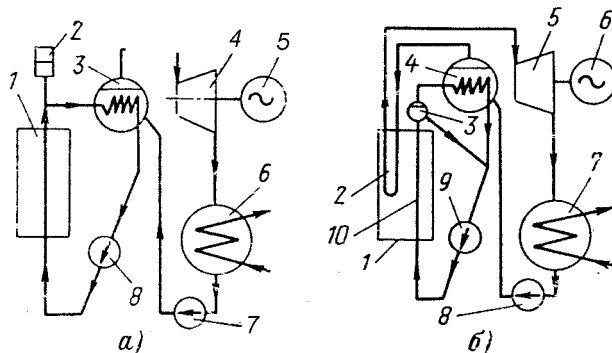
В качестве двигателя на АЭС пока применяют только паровые турбины, а реакторные установки разнотипны, что отражается на организации технологического процесса электростанции и требует их классификации по числу контуров, типу реакторов, паровых турбин, параметрам и типу теплоносителя.

В числе действующих имеются одноконтурные, двухконтурные и трехконтурные АЭС (рисунок 2.14).

Трехконтурные АЭС наиболее дорогие из-за большого количества оборудования, т.к. создается в 2^хконтурной схеме дополнительный, промежуточный контур для того, чтобы даже в аварийных ситуациях можно было избежать контакта радиоактивной среды с водой или водяным паром.

Основные особенности турбин АЭС с реакторами ВВЭР и РБМК связаны с их работой на насыщенном паре и обусловлены следующими причинами:

Малый располагаемый теплоперепад (Δh_0), обычно менее 60 % для турбин на перегретом паре. Причем, между частями среднего и низкого давления необходима сепарация и промперегрев пара. часть среднего давления (ЧСД) выполняется в виде одного цилиндра среднего давления (ЦСД), а ЧНД турбины состоит обычно из нескольких цилиндров низкого давления (ЦНД) и каждый из них выполняется двухпоточным. Пар после ЦСД и сепаратора – промперегревателя поступает параллельно во все ЦНД. В ЦНД вырабатывается 50-60 % мощности турбины.



а) – одноконтурная: 1 – реактор; 2 – компенсатор объема; 3 – парогенератор; 4 – турбина; 5 – генератор; 6 – конденсатор; 7 – питательный насос; 8 – циркуляционный насос.

б) – двухконтурная: 1 – реактор; 2 – пароперегреватель; 3 – барабан-сепаратор; 4 – парогенератор; 5 – турбина; 6 – генератор; 7 – конденсатор; 8 – питательный насос; 9 – циркуляционный насос; 10 – нагревательная секция реактора.

Рисунок 2.14 – Одноконтурная и двухконтурная схемы АЭС.

Большое влияние на к.п.д. турбины оказывают потери с выходной скоростью и потери на дросселирование пара в паровпускных органах и ресиверах из-за больших объемов пара.

Для уменьшения потерь с выходной скоростью турбины проектируются с большими суммарными площадями последних ступеней, что достигается выполнением большого числа потоков в ЦНД и самих ЦНД, что не всегда оправдано, поэтому часть турбин насыщенного пара выполнены тихоходными (1500 об/мин).

Для уменьшения потерь давления при дросселировании большое внимание уделяется конструкции регулирующих органов парораспределения – совмещают стопорные и регулирующие клапаны, применяют заслонки.

Большие объемные пропуски пара (превышают этот показатель для турбин перегретого пара в 4-6 раз на входе и в 2 раза на выходе) требуют больших габаритов паровпуска и выпуска, поэтому начиная с мощности 500-600 МВт все цилиндры турбины выполняют двухпоточными.

Для уменьшения влажности пара (при которой работает большинство ступеней турбины), что значительно снижает к.п.д. турбины, необходимо выполнять внешнюю и внутреннюю сепарацию пара и промперегрев, усложняющие конструкции.

Рабочие лопатки и другие элементы турбины из-за влажности пара постоянно подвержены эрозии при работе и коррозии на стоящей турбине.

Виды эрозии – ударная, когда на детали турбины действуют капли влаги с большой скоростью; межщелевая – на стыках, в зазорах и эрозия вымывания – в сепараторах, ресиверах, лабиринтовых уплотнениях, когда на детали турбины действует влага в виде струй. Для борьбы с эрозией и коррозией, кроме уменьшения влажности пара, требуется высокое качество проектирования, исключаящее застойные зоны, карманы, обеспечение надежного дренирования трубопроводов и элементов оборудования, а также применение износостойких материалов в виде нержавеющей высокохромистых сталей.

При проектировании турбин АЭС закладываются большие запасы прочности из-за невозможности немедленного останова реактора.

Из-за большого объема пара и протяженности паропроводов между цилиндрами и в схеме турбоустановки

возможен разгон турбины после прекращения доступа свежего пара (что характерно для всех турбин с промпрегревом). Вероятность разгона увеличивается за счет вскипания влаги, сконденсировавшейся в проточной части турбины. Расчет и практика показали, что при сбросе нагрузки частота вращения ротора за счет этого возрастает на 15-25 %, поэтому в турбинах насыщенного пара перед каждым ЦНД устанавливают отсечные заслонки.

Если турбина работает в одноконтурной схеме, т.е. в нее поступает радиоактивный пар, то предъявляются дополнительные требования как к конструкции турбины, так и ее эксплуатации, т.е. должна быть обеспечена биологическая защита.

2.4.1 Заводы-изготовители турбин для АЭС

Первенцем производства турбин для АЭС, работающих насыщенным паром, в бывшем СССР был Харьковский турбинный завод, который с 1958 г. начал выпуск турбин средней мощности.

В 1969 г. завод выпустил турбину мощностью 220 МВт для работы с ВВЭР на двухконтурных АЭС на начальное давление 4,3 МПа и частоту вращения 50 1/с.

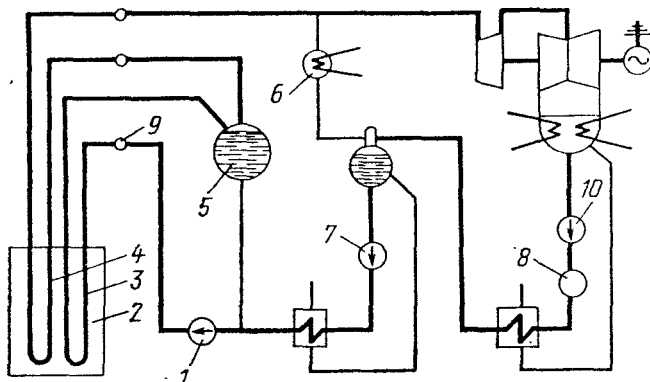
В 1970 г. завод выпустил турбину мощностью 500 МВт для работы по одноконтурной схеме с начальным давлением сухого насыщенного пара 6,46 МПа и частотой вращения 50 1/с.

В 1975 г. ХТГЗ выпустил свою первую тихоходную турбину (25 1/с) мощностью 500 МВт на давление 5,88 МПа для работы с реакторами ВВЭР, а затем и мощностью 1000 МВт на те же параметры.

Турбины ХТГЗ широко используются на Нововоронежской, Ленинградской, Кольской и др. АЭС.

На Белоярской АЭС им. И.В.Курчатова работают серийные конденсационные турбины ЛМЗ (для перегретого пара) мощностью 100 МВт (К-100-90) на втором блоке (рисунок 2.14) и 200 МВт (К-200-130) на третьем блоке.

На этой станции установлены специальные атомные реакторы типа БН-600, вырабатывающие пар высокого давления.



1 – циркуляционный насос; 2 – реактор; 3 – испарительный канал; 4 – пароперегревательный канал; 5 – сепаратор пара; 6 – барботер; 7 – питательный насос; 8 – очистка конденсата; 9 – раздаточные коллекторы; 10 – конденсатные насосы.

Рисунок 2.15 – Принципиальная схема второго блока Белоярской АЭС.

В ФРГ фирма KWU выпустила турбину мощностью 1200-1330 МВт с числом оборотов 1500 в минуту на давление 5,4 МПа с дроссельным парораспределением, реактивным облопачиванием. Турбина состоит из двухпоточного ЦСД и трех двухпоточных ЦНД. Длина турбины 42,6 м.

Швейцарская фирма «Броун-Боери» для США выпустила турбину мощностью 1160 МВт, на 1800 об/мин с

$P_0=5,4$ МПа, парораспределение дроссельное, облопачивание реактивное. Состоит из двухпоточных ЦСД и трех двухпоточных ЦНД. Общая длина 65 м.

Американская фирма «Дженерал-электрик» (GE) изготовила турбину мощностью 850 МВт, 1800 об/мин, состоит из двухпоточного ЦСД и двух двухпоточных ЦНД.

Основные характеристики турбин насыщенного пара отечественного производства приведены в таблицах 2.6 и 2.7.

Таблица 2.6 – Основные характеристик турбин насыщенного пара для АЭС с ВВЭР

Основные показатели	Тип турбины		
	K-220-44	K-1000-60/1500	K-1000-60/3000
Мощность, МВт	220	1000	1000
Частота вращения, с ⁻¹	50	25	50
Начальное давление, МПа	4,3	5,88	5,88
Давление в конденсаторе, кПа	5	4	4
Разделительное давление, МПа	0,300	1,2	0,583
Температура перегрева, °С	241	250	250
Температурный напор на выходе промежуточного перегревателя, °С	13,9	24,3	24,3
Конечный подогрев питательной воды в регенеративной системе, °С	225	225	220
Расход пара на турбину при номинальном режиме, т/ч	1439	6160	6430
Количество двухпоточных ЦНД	2	3	4
Количество выхлопов	4	6	8
Мощность на один выхлоп, МВт	55	166	15
Общая длина турбины + генератор, м	42,0	57,8	
Удельный расход теплоты на турбинную установку брутто, кВт/(кВт·ч)	3,2·10 ³	2,88·10 ³	

Таблица 2.7 – Основные характеристик турбин насыщенного пара для АЭС с РБМК

Основные показатели	Тип турбины	
	К-500-65/3000	К-750-65/3000
Мощность, МВт	500	750
Частота вращения, с ⁻¹	50	50
Начальное давление, МПа	6,45	6,36
Давление в конденсаторе, кПа	4	4,5
Разделительное давление, МПа	0,348	0,475
Температура перегрева, °С	265	263
Температурный напор на выходе промежуточного перегревателя, °С	14,5	16,5
Конечный подогрев питательной воды в регенеративной системе, °С	165	190
Расход пара на турбину при номинальном режиме, т/ч	2855	4280
Количество двухпоточных ЦНД	4	4
Количество выхлопов	8	8
Мощность на один выхлоп, МВт	62,5	93,7
Общая длина турбины + генератор, м	56,0	65,7
Удельный расход теплоты на турбинную установку брутто, кВт/(кВт·ч)	3,08·10 ³	2,98·10 ³

3 ВОЗМОЖНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Из известных случаев повреждения турбин в большинстве основную роль играет человеческий фактор (вина персонала) и на втором месте вина завода-изготовителя.

Например, на турбине АТ-25 была оставлена заглушка на маслопроводе к первому подшипнику, что было обнаружено только после пуска турбины – в результате поврежден комбинированный подшипник.

Из-за заноса проточной части солями аварийно остановлена турбина ПТ-50-90/10. Манометр, по которому контролируют давление в контрольной ступени, из-за заноса импульсной трубки показывал одну и ту же величину. Причиной заноса явилось неудовлетворительное качество пара из-за неправильной сборки сепарационного устройства в барабанах котлов ПК-10 при монтаже.

Обнаружен прогиб ротора ЦВД турбины ПТ-50-90/10. Из-за дефицита мощности, в нарушение инструкции по эксплуатации, через 10 часов после аварийного останова турбины была отключена подача масла на подшипники и остановлено валоповоротное устройство для вскрытия цилиндра.

На одной из ТЭЦ ошибочно было слито масло с маслобака работающей турбины ПТ-25-90/10.

В приведенных случаях налицо вина обслуживающего персонала. Но есть и другие случаи:

Турбина К-100-90 аварийно остановлена из-за постороннего шума в ЦВД. После вскрытия обнаружена поломка двух лопаток регулирующей ступени ЦВД, высота которых порядка 50 мм. Нарушений инструкции по эксплуатации турбины не обнаружено. Аналогичный случай произошел на такой же турбине другой ТЭС.

После вскрытия цилиндров турбины ПТ-50-90/10 в капитальный ремонт на восьмой ступени ротора низкого давления обнаружены оборванными две диаметрально расположенных рабочих лопатки. Турбина до останова работала без замечаний, нарушений инструкции по эксплуатации не обнаружено. На диаграмме регистратора вибрации за полгода до останова зафиксировано буквально секундное по времени превышение нормы вибрации, т.е. ротор как бы самоотбалансируется и турбина до останова работала нормально.

Очевидно, что в последних двух случаях налицо заводской дефект.

3.1 Попадание в турбину воды и холодного пара

При попадании воды в турбину происходит водяной удар, что при большом количестве воды приводит к полному разрушению проточной части цилиндра, а при малых количествах - к резкому охлаждению участков ротора и статора, последующей их деформации, задеваниям и резкому усилению вибрации.

Заброс воды в турбину по паропроводам свежего пара возможен при пусковых режимах и при неудовлетворительной работе котла, особенно при резком наборе нагрузки на турбину, когда давление свежего пара перед турбиной быстро снижается, что приводит к увлечению воды из котла.

Также вода и холодный пар могут попасть в турбину из регенеративных подогревателей при неисправности дренажной системы последних или при повреждении трубков подогревателей.

В блочных установках заброс воды в турбину может произойти из трубопроводов промежуточного перегрева

пара при их недостаточном прогреве и дренировании или неисправности клапанов впрыска конденсата при регулировании температуры пара.

Признаками водяного удара являются:

- резкое снижение температуры свежего пара;
- резкое снижение температуры металла цилиндра турбины;
- гидравлические удары в паропроводах свежего пара, промперегрева, отборов и перепускных труб;
- металлический шум и удары внутри цилиндра турбины из-за короблений и задеваний внутри проточной части;
- увеличение осевого сдвига ротора и повышение температуры колодок упорного подшипника;
- появление «белого» пара (из-за большой влажности) из фланцевых соединений стопорного и регулирующих клапанов, цилиндра, концевых уплотнений.

При появлении хотя бы одного из признаков водяного (гидравлического) удара турбину нужно немедленно отключить кнопкой автомата безопасности и сорвать вакуум для уменьшения выбега (вращения) ротора.

3.2 Повреждения рабочих и направляющих лопаток

Самая дорогая и уязвимая часть турбины – рабочие и направляющие (сопловые) лопатки, повреждения которых происходят по причинам:

- гидравлических ударов, попадания посторонних предметов и задеваний о детали статора;
- недостаточной статической прочности, приводящей к отрыву бандажей, проволочных связей и рабочих лопаток;
- усталости материала из-за вибрации рабочих лопаток;
- коррозионного, эрозийного и абразивного износа.

3.2.1 При попадании в проточную часть воды напряженность рабочих лопаток увеличивается из-за закупорки части каналов для прохода пара, вследствие чего растет разность давлений на венец, и соответственно напряжение изгиба в лопатках. Кроме того, заполнение нижней части корпуса водой или пароводяной смесью увеличивает сопротивление лопаток вращению, что приводит к излому лопаток.

Попадание в проточную часть посторонних предметов, в основном, болтов, гаек, мелкого инструмента приводит сначала к сильным ударам, вызывающим выкрашивание лопаток, а затем к заклиниванию в каком-либо зазоре между рабочими и направляющими лопатками, что зачастую приводит к полному разрушению лопаточного аппарата ступени.

Задевание рабочих лопаток о направляющие может произойти из-за осевого сдвига ротора, большого относительного удлинения или укорочения ротора относительно статора при нарушении режима пуска.

Радиальные задевания возможны при изгибе вращающегося ротора или короблении корпуса турбины.

3.2.2 Отрыв рабочих лопаток от диска происходит только из-за грубых нарушений технологии их производства или эксплуатации, а также при значительном превышении частоты вращения ротора турбины при сбросе нагрузки из-за неудовлетворительной работы системы регулирования или неплотности регулирующих и защитных органов.

Особенно опасен отрыв лопаток последних ступеней, приводящий к сильной вибрации и повреждению трубной системы конденсатора.

Как правило, отрыву лопатки предшествует образование трещин, которые возникают из-за недоброкачественного материала, неправильной технологии ремонта, усталости материала, коррозии.

3.2.3 Возникновению вибрации лопаток способствуют возмущающие силы, источником которых являются технологические и конструктивные отклонения в проточной части, т.к. сопловые каналы невозможно выполнить строго одинаковыми (шагом, углами поворотов, проходными сечениями). Поэтому из сопловых каналов вытекают струи пара с несколько различными расходами, скоростями, в результате чего они с разной силой действуют на рабочие лопатки при прохождении последних перед ними.

Особенно сильным источником возмущающих сил является парциальный (частичный) подвод пара.

На рисунке 3.1 показаны три формы тангенциальных колебаний единичной короткой лопатки. С увеличением длины лопатки начинают играть значительную роль аксиальные и крутильные формы колебаний.

Знание собственных частот колебаний лопаток (производится с помощью ЭВМ) необходимо для отстройки их от резонанса, т.е. от совпадения с частотой возмущающих сил. Для отстройки от резонанса в мощных турбинах рабочие лопатки с помощью сварки или двойного бандажа соединяют в пакеты.

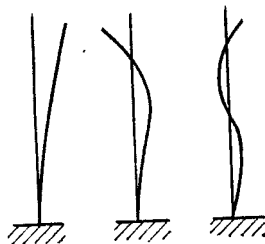


Рисунок 3.1 – Первые три главные формы колебаний единичной лопатки.

Вибрация рабочих лопаток приводит к усталости их материала, из-за чего в наиболее напряженных местах появляются трещины усталости, что является основной причиной повреждения рабочих лопаток (рисунок 3.2)

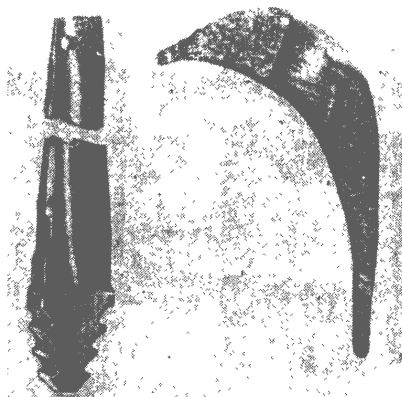
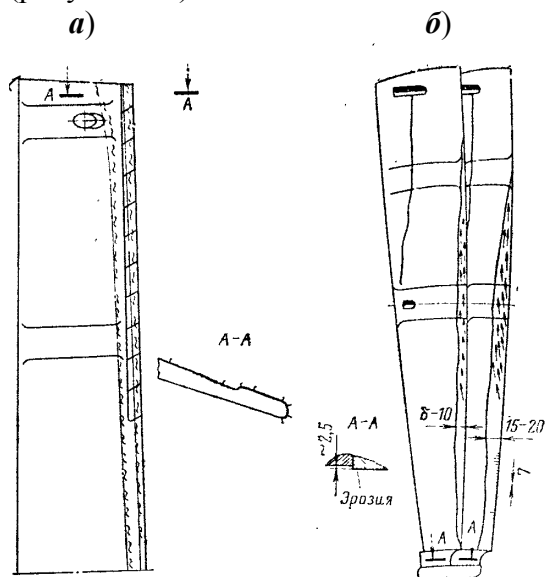


Рисунок 3.2 – Усталостный излом лопатки по отверстию под связывающую проволоку.

3.2.4 Коррозией называется процесс разрушения поверхности деталей под воздействием агрессивной внешней среды. Общая коррозия происходит при наличии в паре кислорода и его соединений – окиси и двуокиси углерода, поэтому основной мерой борьбы с коррозией является хорошая деаэрация питательной воды.

Эрозией называют поверхностное разрушение деталей вследствие механического воздействия капель, пленок и струек, содержащихся в основном паровом потоке. Обычно считают, что эрозия имеет механический и кавитационный характер (рисунок 3.3).

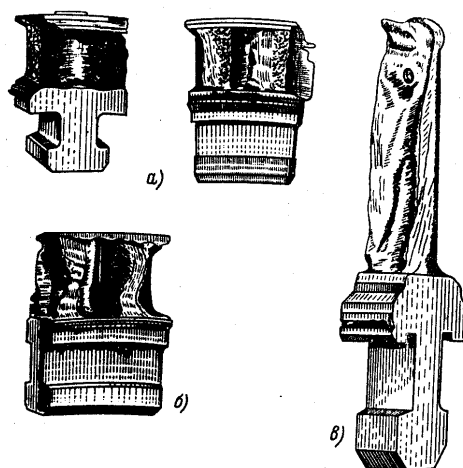


а) - входные кромки рабочих лопаток 20^{ой} ступени турбины К-300 после 14 тыс. часов эксплуатации;
 б) - выходные кромки рабочих лопаток последних ступеней.

Рисунок 3.3 – Эрозия лопаток.

Для уменьшения эрозионного износа лопаток необходимо уменьшать влажность пара на последних ступенях турбин, дренирование (эвакуацию) образующейся влаги из проточной части и правильное проектирование ЦНД, исключающее образование зон обратных токов пара при малых нагрузках.

Абразивный износ рабочих лопаток первой ступени ЦВД и ЦСД является одним из видов эрозионного разрушения (рисунок 3.4).



а, б – регулирующая ступень; в – первая ступень ЦСД.

Рисунок 3.4 – Абразивный износ рабочих лопаток первых ступеней.

Причем, абразивом служат частицы окалины размером до 300 мкм, образующиеся на внутренних поверхностях нагрева, в основном прямоточных котлов. Интенсивному абразивному износу способствуют частые остановки и пуски котлов, особенно в пусконаладочный период, когда в котле создаются благоприятные условия для коррозии.

3.3 Повреждения валов и роторов

3.3.1 Хрупкие разрушения роторов

Хрупкие разрушения роторов ведут к полному разрушению цилиндров, повреждению другого оборудования.

Возникают в основном:

- из-за низкого качества материала ротора. Особенно опасны флокены – газообразные включения, образующиеся в отливке при нарушении технологии изготовления ротора. Эффективным методом их обнаружения является ультразвуковая дефектоскопия при изготовлении ротора и тщательный осмотр осевой расточки ротора во время капитальных ремонтов на предмет выявления трещин.

- из-за высоких динамических напряжений при внезапной и сильной разбалансировке ротора, которые резко увеличиваются, например, при обрыве длинной лопатки.

- при неправильных проведениях пуска турбин из холодного состояния. Поэтому необходимо строго соблюдать пусковые инструкции завода-изготовителя и местные, особенно по температурному режиму металла.

3.3.2 Образование трещин в роторах

Трещины в роторах и валах турбин могут образовываться не только на внутренней расточке, но и на поверхности вследствие усталости и особенно термической (малоцикловой усталости).

При вращении вала напряжения изгиба достигают максимальных значений в местах концентрации, т.е. в местах резких изменений диаметров сечений, тепловых и шпоночных канавок и т.д.

Трещины термической усталости возникают в тех местах, где температура достигает максимальных значений и имеются резкие переходы, надрезы, тепловые канавки (рисунок 3.5).

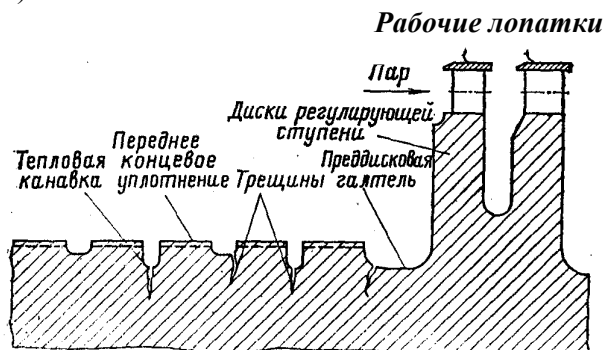


Рисунок 3.5 – Места возникновения трещин термической усталости в роторах турбин.

В настоящее время установлено, что температурные напряжения в роторах ЦВД и ЦСД – главная причина, ограничивающая скорость пуска и нагружения турбины.

3.3.3 Прогибы валов

Неравномерный прогрев или остывание вала или ротора приводит к возникновению вибрации турбины из-за изгиба вала (ротора), как правило, исчезающего после прогрева. Но бывают случаи, что искривление (изгиб) вала сохраняется и может быть устранено только в заводских условиях.

Причинами прогиба вала могут быть:

- попадание в турбину воды или холодного пара (чаще из паропроводов отборов), что вызывает охлаждение ротора и появление зоны остаточных пластических деформаций;

- радиальное задевание ротора о неподвижные детали при повышенной вибрации ротора или температурном изгибе вала и корпуса турбины.

3.4 Повреждения дисков

Под действием периодических импульсов со стороны парового потока возникает вибрация дисков и связанные с ней усталостные разрушения.

Вибрация дисков, как и рабочих лопаток, опасна при резонансе, т.е. совпадении частот собственных колебаний с частотой возмущающих сил. Опасным вибрациям больше подвержены тонкие диски, частота собственных колебаний которых невелика. Различают две формы колебаний: зонтичные – реже и веерные (рисунок 3.6), наиболее распространенные.

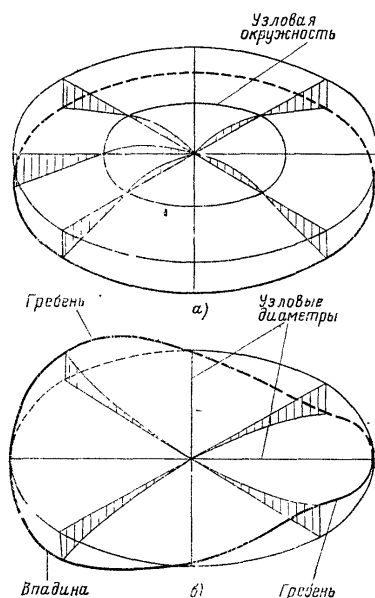


Рисунок 3.6 – Зонтичные (а) и веерные (б) формы колебаний дисков.

Вследствие вибрации в материале диска проявляется явление усталости металла, ведущее к появлению трещин усталости (рисунок 3.7).

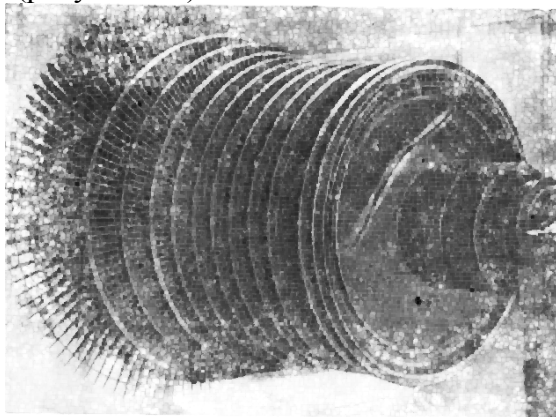


Рисунок 3.7 – Трещина усталости в диске регулирующей ступени.

Трещины возникают в местах концентрации напряжений: разгрузочных отверстий, галтелях, рисках, царапинах.

Разрушение дисков является тяжелой аварией, приводящей к полному разрушению турбины, повреждению соседнего оборудования, угрозе персоналу. К разрушению дисков приводит разгон турбины или отказ систем регулирования и защиты, т.к. напряжения в диске пропорциональны квадрату частоты вращения. Очевидно, что содержание в идеальном состоянии систем регулирования и защиты является главным условием, исключающим разгон турбины при резком сбросе нагрузки и отключении генератора от сети.

Разрыв диска может произойти из-за некачественного металла или неправильной его обработки.

Основной причиной разрыва дисков в условиях эксплуатации являются трещины, появляющиеся в результате

усталости или коррозии, последствия которой особенно тяжелы, когда она происходит в зоне высоких напряжений. Коррозия под напряжением, как правило, ведет к появлению трещин, а затем и к полному разрушению детали (рисунок 3.8).

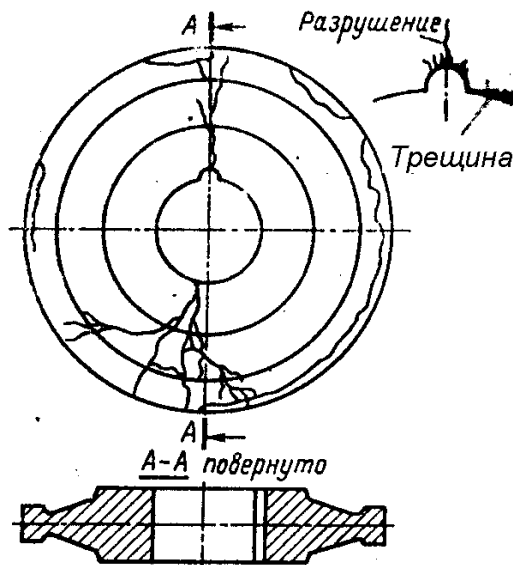


Рисунок 3.8 – Разрыв диска турбины вследствие коррозии под напряжением.

3.5 Прогиб диафрагм

Прогибы диафрагм – очень опасное явление, т.к. возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные с последующим повреждением лопаточного аппарата. Прогиб может происходить как по ходу пара, так и против него, внезапно или развиваться постепенно.

Внезапный прогиб возникает при резком увеличении перепада давлений на диафрагму из-за перегрузки турбины

или при гидравлическом ударе. Постепенный прогиб диафрагм первых ступеней ЦВД и ЦСД (при промперегреве) происходит из-за ползучести материала.

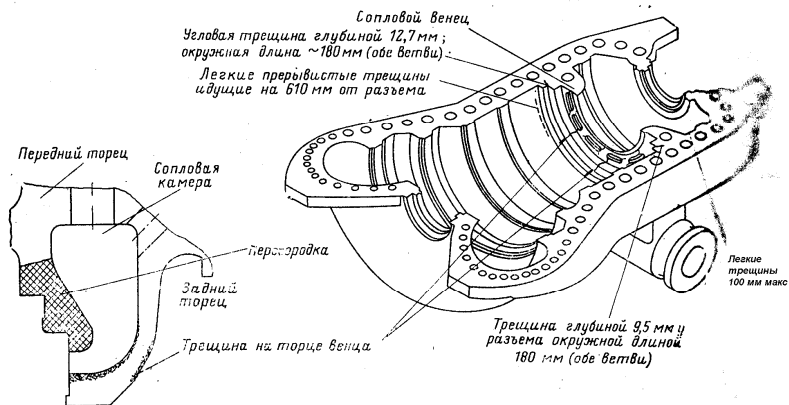
Прогиб диафрагм навстречу движению пара происходит при ее защемлении в расточке корпуса или обоймы из-за недостаточных монтажных зазоров или внезапного повышения температуры пара, при котором диафрагма расширяется быстрее корпуса турбины.

3.6 Повреждения корпусов

3.6.1 Разрушения с потерей герметичности возможны вследствие появления крупных трещин термической усталости, что характерно для корпусов ЦВД и ЦСД, работающих при высоких температурах, или за счет энергии разлетающихся деталей (лопаток, обломков, дисков) – для корпусов ЦНД, в которых центробежные силы вращающихся деталей велики, а корпус – тонкий.

3.6.2 Образование трещин термической усталости из-за конструктивных недостатков или нарушения пусковых режимов в процессе эксплуатации.

Трещины термической усталости появляются вследствие возникновения в стенках корпуса высоких повторяющихся при частых пусках температурных напряжений. Причем, появляются в местах наибольших температур и скорость изменения температур также максимальная (рисунки 3.9 и 3.10).



а) – нижняя половина корпуса;
 б) – верхняя половина корпуса.

Рисунок 3.9 – Типичное расположение трещин в верхней части корпуса турбины мощностью 66 МВт на параметры пара 6 МПа и 480 °С, работающей в режиме частых пусков; проработала 7 лет, пускалась 1124 раза.

Как правило, это паровпускные части ЦВД и ЦСД (для турбин с промперегревом).

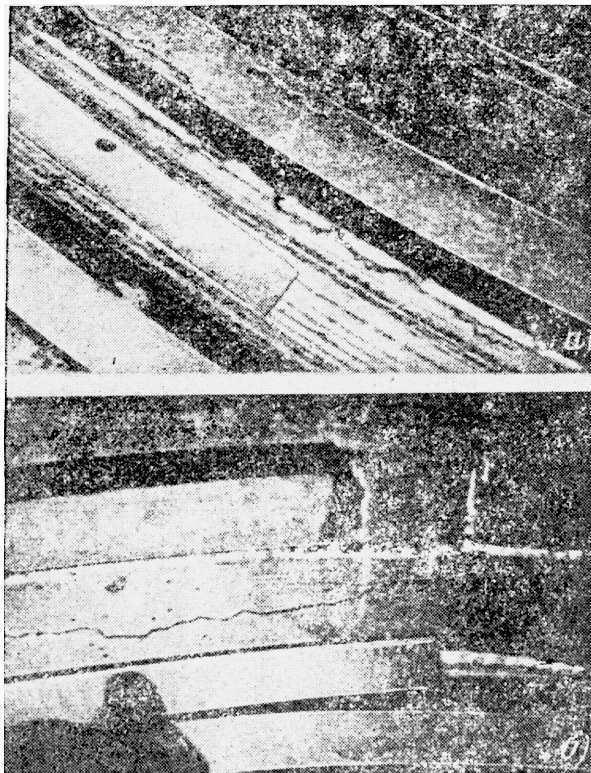


Рисунок 3.10 – Вид трещин термической усталости на внутренней поверхности корпуса ЦВД.

3.6.3 Коробление корпусов, под которым понимают остаточное изменение его формы, что приводит к изменению цилиндрических расточек и нарушению плотности фланцевого соединения. Разъем считается плотным, если при затяжке разъема ЦВД через одну-две шпильки, а ЦСД через 3-4 шпильки шуп толщиной 0,05 мм нигде не проходит.

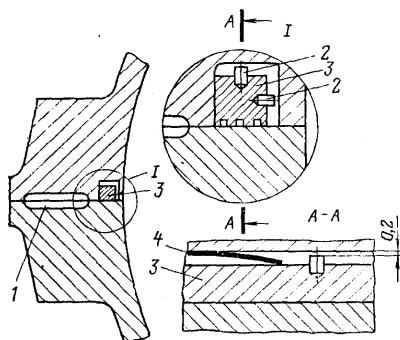
Причинами коробления корпусов являются:

- неправильная термообработка корпуса, когда остаточные напряжения, возникающие при литье и затвердевании полностью не сняты. Удастся устранить неоднократной шабровкой разъема;
- ползучесть металла корпуса при высоких параметрах пара, особенно в зоне паровпуска;
- попадание в корпус воды и холодного пара;
- чрезмерно быстрые пуски, особенно из холодного состояния, когда возможна конденсация пара и резкий местный нагрев, вызывающий коробление.

Меры предупреждения коробления вытекают из его причин: строгое выдерживание начальных параметров пара и соблюдение режимов пуска турбины.

Эффективным конструктивным решением борьбы с пропариванием внутреннего пояса горизонтального разъема, возникающего при короблении цилиндра (корпуса) является предложенная ВТИ установка в разъеме специальной шпонки длиной около 200 мм (рисунок 3.11).

Короблению подвержены и корпуса ЦНД.



1 – обнизка; 2 – ограничительные штифты; 3 – шпонка; 4 – плоская пружина.

Рисунок 3.11 – Уплотнение горизонтального разъема ЦВД и ЦСД.

3.7 Повреждения подшипников

Для обеспечения надежной работы подшипников, а следовательно, и самой турбины является не менее надежное маслоснабжение.

Прекращение подачи масла к подшипникам приводит к выплавлению баббитовой заливки и задеваниям в проточной части с последующим ее разрушением.

Причинами прекращения подачи масла к подшипникам могут быть:

- низкое качество масла (обводненное, загрязненное, не удовлетворяющее требованиям ПТЭ);
- неудовлетворительная работа масляных насосов;
- неправильная эксплуатация масляного бака, если в нем не производится должная очистка и деаэрация масла;
- ненадежная работа маслоохладителей и др.

Повреждение баббитовой заливки подшипников может произойти из-за некачественного баббита (для подшипников турбин применяется только марка Б-83); нарушения технологии заливки баббитом вкладышей; неправильной сборки подшипников.

Температура масла на входе и выходе из подшипников подлежит контролю самопишущими приборами.

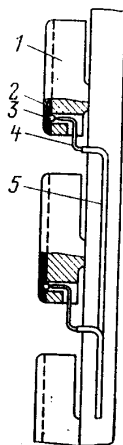
Повышение температуры баббита отдельных колодок упорного подшипника указывает на неправильную сборку его или подгонку колодок.

Постепенное увеличение температуры всех колодок свидетельствует о росте осевого усилия на подшипник. Причинами повышения осевого усилия на колодки упорного подшипника могут быть:

- гидравлический удар, при котором происходит закупорка водой рабочих каналов и увеличивается перепад давления на ступень;

- закатка выходных кромок рабочих лопаток при попадании постороннего предмета;
- при отложении солей в проточной части;
- при стачивании гребешков уплотнений с увеличением степени реакции ступени;
- при внезапном нарушении баланса расходов пара через цилиндры турбины;

Для обеспечения постоянного контроля температуры баббитовой заливки каждая колодка снабжается термопарой (рисунок 3.12), подключаемой к самописцам.



1 – колодка; 2 – баббитовая заливка; 3 – горячий спай;
4 – термопара в асбестовой оплетке; 5 – провода в хлорвиниловой трубке.

Рисунок 3.12 – Измерение термопарами температуры баббитовой заливки колодок упорного подшипника.

3.8 Нарушения в системах парораспределения, регулирования и защиты

3.8.1 Детали и элементы указанных систем играют огромную роль в обеспечении надежности работы всего турбоагрегата. Неполадки и повреждения в них приводят к немедленному останову турбины, а иногда и к повреждению ее.

К работе систем парораспределения, регулирования и защиты предъявляются очень высокие требования и тем не менее детали и элементы этих систем являются наиболее аварийными, порой приводящими к очень тяжелым последствиям.

Так, в середине прошлого века на одной из электростанций из-за неполадок в системе регулирования по причине образования в маслосистеме окиси железа, проникшей в сервомоторы стопорного и регулирующего клапанов, с двухцилиндровой турбиной мощностью 60 МВт, параметрами 6,3 МПа и 482 °С произошла тяжелая авария, развитию которой способствовало ошибочное отключение возбuditеля генератора, что должно было перевести агрегат в режим холостого хода. Однако, из-за задержки закрытия стопорного и регулирующих клапанов (из-за вышеуказанных отложений) произошел разгон турбины с 50 до 83 1/с (4980 об/мин) с ее разрушением. В результате аварии два человека погибли, девять – ранены. ЦНД турбины был полностью разрушен, 11 дисков из 12 отделились от вала, который был сломан в четырех местах. Кусками ротора и цилиндра повредило крышу и стены машинного зала, подкрановые пути. Диск последней ступени оказался в 135 м от турбины. Ротор ЦВД был поломан в зоне заднего уплотнения, а ротор генератора – на отдельные части.

3.8.2 Частыми причинами отказов из-за органов парораспределения являются изгибы, обрывы штоков клапанов и выпрессовка седел из корпуса вследствие усталости ме-

талла, вызываемой вибрацией клапана под действием возмущающих сил.

Основной причиной вибрации клапанов является нестационарное течение пара между клапаном и седлом и пульсация давления пара, поступающего к клапану и вызывающая переменные напряжения изгибу.

Серьезной проблемой является прочность корпусов стопорных и регулирующих клапанов и их плотность, т.к. они работают в крайне неблагоприятных условиях при высоких давлениях и температуре, причем быстро изменяющихся во времени, что приводит к образованию трещин (рисунок 3.13).

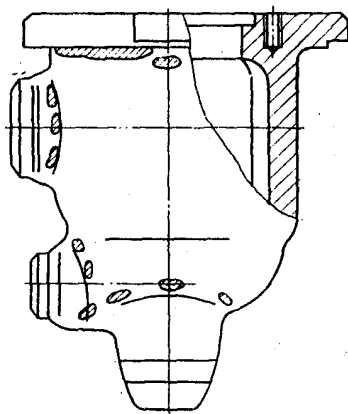


Рисунок 3.13 – Места появления трещин в корпусе стопорного клапана.

Для уменьшения температурных напряжений, возникающих в корпусах клапанов особенно при пуске турбин, тщательно продумывают их форму, чтобы избежать смежных элементов различной толщины, переходы с большими радиусами, фланцы по возможности уже.

До пуска турбины организуют прогрев клапанов с небольшой скоростью, устанавливают кожуха, в которые подается горячий пар для предварительного прогрева клапана (особенно крышки).

3.8.3 Движение от штока сервомотора к штоку клапана производится передаточным механизмом, состоящим из зубчатой рейки и распределительного вала с шестерней и кулачками.

Для обеспечения хорошей чувствительности механизм снабжен большим числом подшипников качения и зубчатыми передачами с малыми зазорами. И в то же время он расположен в области высоких и неравномерных температур, что приводит к неравномерным тепловым деформациям его элементов и рычагов, вызывающих перераспределение нагрузок на подшипники, деформации и нарушению работы передаточного механизма. А это, прежде всего, сказывается на увеличении степени нечувствительности системы регулирования, а значит, к увеличению степени самопроизвольных колебаний нагрузки. В процессе эксплуатации возможны заедания подшипников и зубчатой рейки.

3.8.4 Неполадки в системе регулирования (золотники, сервомоторы, передаточные связи, регуляторы скорости и т.д.) чаще всего происходят из-за некачественного масла или другой рабочей жидкости. Загрязнение ее продуктами коррозии, шламом, примесями приводит к качанию нагрузки на турбинах и даже к самопроизвольному закрытию стопорных и регулирующих клапанов.

Утечки рабочей жидкости через уплотнения поршней, сальники арматуры, фланцевые соединения недопустимы, т.к. могут привести к падению давления в системе регули-

рования и срабатыванию защиты, а также возникновению загораний.

3.9 Неполадки, выявленные при эксплуатации турбин Т-175/210—130 и Т-185/220-130.

3.9.1 Паровые теплофикационные турбины Т-175/210-130 и Т-185/220-130 АО «ТМЗ» с отопительными отборами пара комплектуются генераторами ТГВ-200М Харьковского турбогенераторного завода. Номинальная электрическая мощность 175 и 185 МВт обеспечивается при номинальных тепловых нагрузках 270 и 280 Гкал/ч. Максимальная мощность 210 и 220 МВт достигается на конденсационном режиме при выключенных отопительных отборах. максимальные тепловые нагрузки 280 и 290 Гкал/ч – при полном использовании тепла отработавшего пара для подогрева подпиточной воды во встроенных пучках конденсаторов. Турбины рассчитаны на 12,8 МПа (130 ат), 555 °С, промежуточный перегрев отсутствует.

В эксплуатации на восьми ТЭЦ, из которых пять расположены в Сибири, находятся семь турбин Т-175/210-130 и девять Т-185/220-130. Десять турбин работают на электростанциях с поперечными связями и шесть турбин на блочных ТЭЦ. Нарботка турбин с начала эксплуатации до 1996 г. составила от 20 до 90 тыс. часов.

За указанный период выявлено ряд серьезных конструктивных недостатков, усугубляемых нарушениями инструкций по эксплуатации. Решением совещания в июне 1996 г. в г. Омске с участием заинтересованных сторон были определены мероприятия по повышению надежности работы турбин Т-175 и Т-185, часть из которых выполнены или намечены к выполнению.

3.9.2 Поломки лопаточного аппарата и повреждение дисков ЦСД в зоне фазового перехода рабочего тела в зоне 16-22 ступеней. Обрывы лопаток 16 и 18 ступеней, трещины в дисках ЦСД, разрушение Т-образного паза обода диска 18 ступени с разрушением последующей ступени имели место на половине турбин, в том числе на турбинах № 2 и 3 БТЭЦ-3. наибольшее число повреждений на Омской ТЭЦ-5, что возможно связано с качеством и параметрами свежего пара. В нарушение эксплуатационного циркуляра Ц-07-83 и РД 34.30.507-92 автоматизированный химический контроль за качеством конденсата имеется только на половине этих ТЭЦ, но не всегда работает и не по всем параметрам. На всех ТЭЦ отмечается повышенное значение электропроводности пара, что является следствием связывания углекислоты амминированием и ее накопление в тракте (пароводяном).

Исследования качества пара и первичного конденсата, выполненные ВТИ в 1994 г. на турбине № 3 Омской ТЭЦ-5, показывают, что электропроводность, наиболее полно отражающая качество пара и конденсата и их коррозионную активность, увеличилась в 6 раз. (с 0,9-1,2 в перегретом паре до 5-7 мксм/см в первичном конденсате). Содержание соединений Na увеличилось с 1 в перегретом паре до 13-16 мкг/кг в первичном конденсате, значение pH повысилось на 1, присутствие аниона F⁻ оценивается в конденсате на уровне 200 мкг/кг. Таким образом, в зоне фазового перехода (пробы на анализ брались из 4^{го} отбора, т.е. в этой зоне) образуется агрессивная среда, способствующая коррозионным повреждениям дисков и лопаток.

До 1993 г. консервация турбин не проводилась, да и в настоящее время проводится не регулярно.

С целью предупреждения аварийных ситуаций и оптимизации сроков проведения ремонтов ТМЗ разработал и

внедряет на ТЭЦ систему диагностики проточных частей турбин.

3.9.3 Интенсивный эрозионный износ рабочих лопаток ЦНД из-за пониженной по сравнению с проектом температурой свежего пара. Среднегодовая температура свежего пара перед турбинами Омской ТЭЦ-5 составляет 539-549 °С, давление 126-129 кг/см² (по проекту- 555 °С и 130 кг/см²).

С целью снижения эрозионного износа проточной части ЦНД необходимо повысить температуру пара перед ЦНД путем подачи свежего пара.

На БТЭЦ-3, по согласованию с ТМЗ, демонтированы лопатки 25^{ой} и 28^{ой} последних ступеней в каждом потоке ЦНД, что не снижает экономичности турбины на режимах, с которым и работает ТЭЦ-3. по данным ТМЗ ремонт одного рабочего диска с лопатками стоит 1-1,5 млн.руб.

3.9.4 При работе турбин на холостом ходу или частично открытыми поворотными диафрагмами происходит повышение температуры отработавшего пара и разогрев выхлопных патрубков до 120-180 °С, что снижает маневренность турбин, препятствует более полному использованию их тепловой мощности.

ТМЗ разработана конструкция системы охлаждения ЦНД.

Охлаждение выхлопных патрубков ЦНД можно решить также за счет снижения потерь на трение и вентиляцию путем модернизации ЦНД с переходом на двухступенчатый ЦНД (по 2 ступени в потоке). На работающих турбинах в потоке по три ступени.

3.9.5 Принятая заводом-изготовителем последовательная схема соединения конденсаторов по охлаждающей воде для турбин с двухпоточным ЦНД экономически целесообразна при максимальной загрузке конденсаторов по пару и высокой температуре охлаждающей воды. Для рассматриваемых турбин, работающих в основном по теплофикационному режиму с минимальным пропуском пара в конденсаторы последовательная схема малоэффективна.

Параллельная одноходовая схема охлаждающей воды (сетевой или подпиточной) дает резкое снижение гидравлического сопротивления при том же расходе, но выполнить ее на действующих ТЭЦ невозможно в связи с жесткостью строительной ячейки турбины.

3.9.6 На турбинах трех ТЭЦ наблюдается повышенный износ баббита сегментов упорно-опорных подшипников. Завод разработал новые сегменты, позволяющие нормализовать работу подшипников.

3.9.7 На ряде ТЭЦ для устранения защемления в шпоночных соединениях и нормализации тепловых расширений цилиндров турбин произведена замена шпонок на поворотные.

3.9.8 На некоторых ТЭЦ наблюдается неустойчивая работа системы автоматического регулирования (САР). Качание электрической нагрузки составляет 10-20 МВт, что связано с неустойчивой работой главного масляного насоса, расположенного на валу турбины. Расточка и замена сопл диффузоров инжекторов повысила устойчивость САР.

При неустойчивой работе САР наблюдается повышенный износ элементов парораспределения (ведомой шестерни и сектора кулачкового распределительного вала). Продление срока их эксплуатации достигается разворотом шестерни на 180 градусов и зачисткой изношенных зубьев.

3.9.9 На всех турбинах наблюдаются протечки масла через уплотнения валов и разъемы картеров подшипников. Для устранения течей масла фрезеруют пазы в разъемах и укладывают в них резиновые прокладки, устанавливают маслоотбойные щитки и успокоительные перегородки, применяют герметик для уплотнения разъемов.

3.10 Обслуживание паровой турбины при работе

3.10.1 Учитывая содержание предыдущих разделов, очевидно, что эксплуатация паровых турбин должна быть организована в строгом соответствии с требованиями инструкций завода-изготовителя, правил технической эксплуатации, пожарной безопасности и техники безопасности при обслуживании тепломеханического оборудования электрических станций и сетей, подготовленными для этой работы специалистами.

На каждой электростанции в соответствии с вышеуказанными материалами разрабатываются местные инструкции по эксплуатации турбин с изложением правил пуска, останова, вывода в ремонт, возможных неполадок на оборудовании турбоагрегата и порядком их предотвращения и устранения, которые являются обязательными для обслуживающего персонала.

В данном разделе изложены общие положения по эксплуатации паротурбинной установки.

3.10.2 Неполадки, препятствующие пуску турбины

Несмотря на различия в конструкциях турбин, схемах, вспомогательном оборудовании, существует общий для всех перечень дефектов и неполадок, которые должны устраняться до пуска.

Пуск турбины запрещается:

- при отсутствии или неисправности основных приборов, контролирующих протекание теплового процесса в турбине и ее механическое состояние (манометры, термометры, виброметры, тахометры и др.);

- при неисправной системе смазки, т.е. должен быть произведен осмотр маслобака (уровень масла, указатель уровня), маслоохладителей, маслопроводов и т.д.

- при неисправной системе защиты по всем контурам, прекращающим подачу пара в турбину. Проверяется вся цепочка защиты от датчиков до исполнительных органов (реле осевого сдвига, вакуум-реле, автомат безопасности, атмосферные клапаны, стопорный и регулирующие клапаны, запорная арматура на паропроводах свежего пара, промперегрева, отборов);

- при неисправной системе регулирования;

- при неисправном валоповоротном устройстве. Подача пара на неподвижный ротор может привести к его изгибу.

3.10.3 Технология пуска турбины зависит от ее температурного состояния. Если температура металла турбины (корпуса ЦВД) ниже 150 °С, то считают, что пуск производится из холодного состояния. На это уходит не менее трех суток после ее останова.

Пуском из горячего состояния соответствует температура турбины 400 °С и выше.

При промежуточном значении температуры считается пуск из неостывшего состояния.

Основной принцип проведения пуска – должен производиться со скоростью максимально возможной по условиям надежности (не навреди).

Основной особенностью пуска неблочной турбины (ТЭС с поперечными связями) является использование пара номинальных параметров.

Пуск турбины состоит из трех этапов: подготовительного, периода разворота с доведением оборотов до полных (3000 об/мин) и синхронизации (включение в сеть) и последующего нагружения.

В подготовительный период проверяется общее состояние всего оборудования турбоустановки, отсутствие неоконченных работ, исправность приборов и сигнализаций. Прогрев паропровода и перепускных труб длится 1-1,5 часа. Одновременно готовится подача воды в конденсатор. Проверяется работа всех маслonaсосов (кроме ГМН – на валу турбины), оставляют в работе пусковой маслonaсос и включается валоповоротное устройство. Проверяются системы защиты и регулирования при закрытых главной паровой задвижке (ГПЗ) и отсутствии давления пара перед стопорным клапаном. Начинается набор вакуума. механизм управления выводится в минимальное положение, взводится автомат безопасности, открываются дренажи корпуса турбины.

3.10.4 Толчок ротора (приведение его во вращение)) производится либо открытием первого регулирующего клапана, либо байпасом ГПЗ при полностью открытых регулирующих клапанах.

Турбина выдерживается на малых оборотах (500-700), проверяются температурные расширения, прослушиваются уплотнения, корпуса, подшипники стетоскопом, показания приборов по маслу, температуре, давлению, относительным расширениям.

Критические частоты валопровода нужно проходить быстро и после осмотра всех элементов турбины и при отсутствии отклонений от норм можно идти на разворот, постоянно прослушивая турбину. При этом разница температур между верхом и низом цилиндра не должна превышать 30-35 °С, между фланцем и шпилькой не более 20-30 °С.

При достижении 3000 об/мин производится осмотр турбины, проводится проверка систем защиты и регулирования, опробуется ручное и дистанционное выключение турбины. Механизмом управления проверяется плавность перемещения регулирующих клапанов, проверяется срабатывание автомата безопасности подачи масла к бойкам, а при необходимости (положено по правилам) и повышением числа оборотов.

При отсутствии замечаний на главный щит управления подается сигнал «Внимание! Готово». После включения генератора в сеть, производится нагружение турбины согласно инструкции.

3.10.5 Пуск турбин с противодавлением производится двумя способами:

- при отключении трубопровода противодавления турбину пускают с выбросом пара в атмосферу, пока давление в выходном патрубке не превысит давление пара в коллекторе (паропроводе) противодавления, после чего выхлоп переводят на этот коллектор.

- второй способ заключается в том, что после прогрева паропровода до ГПЗ, турбину начинают прогревать с «хвоста» (выхлопа).

Толчок ротора производится байпасом ГПЗ и после включения генератора в сеть турбина с противодавлением при малой нагрузке работает по электрическому графику. После проверки всех элементов и приборов турбоустановки и достижения нагрузки 15 % от номинала включается регулятор давления и переводят турбину на работу по тепловому графику.

Таким образом, основная особенность пуска турбины с противодавлением заключается в отсутствии конденсатора.

Особенности пуска блоков связаны с различиями в тепловых схемах блоков и неблочных турбин. Поэтому пуск

блочных установок всегда осуществляют *на скользящих параметрах*, когда в процессе всего пуска параметры пара за котлом (перед турбиной) непрерывно изменяются, достигая номинальных значений иногда даже при номинальной нагрузке.

3.10.6 Эксплуатация паротурбинной установки состоит из пуска, работы с нагрузкой (нормальная работа) и остановки.

Основной задачей персонала, обслуживающего турбоагрегат, является обеспечение заданной нагрузки при полной гарантии надежной, безопасной и максимально экономичной работы.

Особенному контролю подлежат параметры, отклонение которых за допустимые пределы угрожает надежной работе турбины – это относительное удлинение ротора и его осевой сдвиг, вибрационное состояние агрегата.

Постоянно контролируются параметры свежего пара, после промперегрева и внутри турбины, масла в системе регулирования и смазки, не допуская нагрева подшипников, работа уплотнений.

В инструкции по эксплуатации определены вакуум, температура питательной воды, нагрев охлаждающей воды, температурный напор в конденсаторе и переохлаждение конденсата, т.к. от этого зависит экономичная работа турбины. Установлено, что ухудшение работы регенеративных подогревателей и недогрев питательной воды на 1 °С приводит к повышению удельного расхода теплоты на 0,01 %.

Проточная часть турбины подвержена заносу солями, содержащимися в паре. Занос солями, кроме снижения экономичности, ухудшает надежность лопаточного аппарата и турбины в целом. Для очистки проточной части про-

водят промывки влажным паром. Но это очень ответственная, а потому и нежелательная операция.

Нормальная эксплуатация турбины немыслима без тщательного контроля, ухода и регулярных проверок систем защиты и регулирования, поэтому необходим постоянный тщательный осмотр узлов и элементов регулирования, защит, парораспределительных органов, обращая внимание на течи масла, крепеж, стопорные устройства; производить расхаживание стопорных и регулирующих клапанов.

Согласно ПТЭ, в сроки, установленные инструкцией, должны регулярно испытываться бойки автомата безопасности наливом масла и повышением числа оборотов турбины, проверяться плотность стопорных, регулирующих и обратных клапанов. Причем, обязательно после монтажа, до и после капитального ремонта. Стопорный и регулирующий клапаны могут не быть абсолютно плотными, но их совместное закрытие должно не допустить вращения ротора.

3.10.7 При останове турбины в горячий резерв желательно сохранить температуру металла как можно более высокой. Останов с расхолаживанием производится при выводе турбины в длительный резерв или для проведения капитального и текущего ремонтов.

Перед остановом, по указанию начальника смены станции, согласно инструкции производится разгрузка турбины с отключением регулируемых отборов и регенерации.

Снизив нагрузку до 10-15 % от номинальной и получив разрешение, воздействием на кнопку выключения прекращают подачу пара в турбину. С этого момента турбина вращается электрической сетью, т.е. генератор работает в режиме двигателя. Во избежание разогрева хвостовой части турбины необходимо очень быстро убедиться в закры-

тии стопорного, регулирующих и обратных клапанов на линиях отборов, а ваттметр указывает отрицательную мощность, т.к. генератор потребляет в этот период мощность из сети. После этого отключают генератор от сети.

Если из-за неплотности клапанов, их зависания или по другим причинам в турбину поступает пар и по ваттметру на агрегате есть нагрузка, то отключать генератор от сети *категорически запрещено*, поскольку поступающего в турбину пара может оказаться достаточным для ее разгона. Необходимо срочно закрыть главную паровую задвижку (ГПЗ), ее байпас, обтянуть задвижки на отборах возможно обстучать клапаны, убедиться что пар в турбину не поступает и только тогда отключают генератор от сети.

При разгрузке турбины нужно внимательно следить за относительным сокращением ротора, не допуская до опасных пределов.

После перевода турбины на холостой ход проводятся все необходимые по инструкции испытания. После отключения турбогенератора от сети начинается выбег ротора, при котором частота вращения снижается от номинальной до нуля. Это вращение происходит за счет инерции валопровода. Следует отметить, что вес вращающихся деталей турбины Т-175 вместе с роторами генератора и возбuditеля составляет 155 т.

Выбег ротора – важный эксплуатационный показатель, позволяющий судить о состоянии агрегата.

Обязательно снимается кривая выбега – зависимость частоты вращения от времени. В зависимости от мощности выбег составляет 20-40 мин. При отклонении на 2-3 мин нужно искать причину и устранять.

После останова ротора немедленно включается валоповоротное устройство (ВПУ), которое должно работать

пока температура металла турбины не снизится ниже 200 °С.

В процессе выбега и после производятся все остальные операции по маслу, циркуляционной воде и т.д. согласно инструкции.

3.10.8 При возникновении на турбоагрегате аварийной ситуации необходимо действовать согласно противоаварийной инструкции, в которой определен перечень возможных аварийных положений и меры по их ликвидации. При ликвидации аварийной ситуации нужно внимательно наблюдать за основными показателями работы турбины:

- частота вращения, нагрузка;
- параметры свежего пара и промперегрева;
- вакуум в конденсаторе;
- вибрация турбоагрегата;
- осевой сдвиг ротора и положение роторов относительно своих корпусов;
- уровень масла в маслобаке и его давление в системах регулирования и смазки, температура масла на входе и сливе из подшипников и др.

Противоаварийной инструкцией определяются способы аварийного останова в зависимости от аварийных обстоятельств – без срыва вакуума и со срывом вакуума, когда в выхлоп турбины и конденсатор впускают атмосферный воздух открытием задвижки.

Аварийная остановка турбоагрегата производится путем немедленного прекращения подачи свежего пара в турбину кнопкой аварийного останова или дистанционно воздействием на электромагнитный выключатель, и, убедившись, что турбина отключена и не несет нагрузки, подают сигнал на ГЩУ. «Внимание! Машина в опасности!». После чего генератор отключается от сети. Обязательно

закрывают главную паровую задвижку (ГПЗ), ее байпас и задвижки на отборах.

Дальнейшие операции по останову ведутся обычным способом.

Срыв вакуума производится в случае, когда нужно ускорить останов ротора, например, при резком понижении уровня масла, при гидроударах в турбине, внезапно возникшей сильной вибрации, при резком осевом сдвиге ротора и т.д.

При останове без срыва вакуума ротор турбины К-200-130 останавливается за 32-35 мин, а при срыве вакуума за 15 мин, но при этой операции происходит разогрев выхлопного патрубка за счет резкого возрастания плотности среды, что и приводит к торможению ротора. Поэтому останов турбины со срывом вакуума производится только в случаях, определенных противоаварийной инструкцией.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Лосев С.М. Паровые турбины /С.М. Лосев.-М.: Гос-энергоиздат, 1959.- 385 с.
- 2 Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины/ П.Н. Шляхин.-М.: Энергия, 1974.- 224 с.
- 3 Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний , С.М. Лосев.-М.: Энергоиздат, 1981.- 456 с.
- 4 Бененсон Е.И. Теплофикационные паровые турбины /Е.И. Бененсон , Л.С. Иоффе.-М.: Энергоиздат, 1986.- 250 с.
- 5 Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции/ Т.Х. Маргулова.-М.: Высшая школа, 1984.- 303 с.

**Александр Викторович Моторин
Иван Васильевич Распопов
Иван Дмитриевич Фурсов**

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Учебное пособие

Редактор Е. Федяева

Подписано в печать 19.05.03. Формат 60х84 1/16.
Печать-ризография. Усл.п.л. 5,11. Уч.-изд.л. 4,85.
Тираж 50 экз. Заказ 2004 -

Издательство Алтайского государственного технического
университета им. И.И. Ползунова,
656099, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46

Лицензия на издательскую деятельность
ЛР№ 020822 от 21.09.98 г.

Отпечатано в типографии АлтГТУ

Лицензия на полиграфическую деятельность
ПЛД № 28-35 от 15.07.97 г.