

# Современная теплоэнергетика

Автор(ы): проф. Трухний А.Д.  
Год изд.: 2004г.

## Предисловие

Читателю предлагается достаточно необычная книга по энергетике. Основы современной энергетике, ее сегодняшнее состояние и перспективы в изложении известных российских ученых, специалистов-энергетиков, адресованы тем, кто, не имея высшего образования в области энергетике, решил посвятить себя работе в этой довольно сложной области. Перед авторами стояла непростая задача: доступным языком, на хорошем инженерном (а не популярном) уровне описать явления и закономерности, на которых базируется современная электро- и теплоэнергетика, объяснить это людям, никогда не слушавшим таких лекционных курсов, как, например, теоретические основы электротехники, термодинамика, гидро-газодинамика и т.д.

Основой предлагаемого издания послужил курс лекций, прочитанных по инициативе Председателя Правления РАО «ЕЭС России» А.Б. Чубайса, для высших менеджеров акционерного общества. Он же выступил с предложением написания данной книги.

В силу специфики подготовки читателей, в большинстве своем не имеющих базового энергетического образования, книга не является систематическим изложением (хотя авторы по возможности и стремились к этому) основ теплотехнических и электротехнических дисциплин, разъяснением устройства и функционирования электростанций, режимов работы, всеобъемлющего освещения проблем современных электро- и теплоэнергетики и всех их основных аспектов. По существу, она представляет собой отдельные лекции, в определенной степени связанные между собой тематически. Изложение материала ведется от простого к сложному, в них не используется математический аппарат. Вместе с тем, авторы стремились избежать вульгаризации, чрезмерного упрощения сложных явлений, происходящих в теплоэнергетическом и электротехническом оборудовании. Особое внимание авторы стремились уделить не только «физической» стороне явлений, но и количественным характеристикам оборудования и процессов, поскольку «инженер начинается с цифры», и менеджеры энергетических компаний должны представлять такие количественные характеристики, как удельный расход условного топлива на производство электрической и тепловой энергии, коэффициенты полезного действия, мощности и параметры установок, агрегатов и электростанций, габаритные размеры оборудования, потребности, например, ТЭС в топливе, охлаждающей воде и т.д.

Книгу решено издать в двух частях.

В первой части, посвященной вопросам теплоэнергетики, можно выделить два достаточно самостоятельных раздела: первый посвящен общим вопросам энергетике, второй знакомит читателя с основами теплоэнергетики.

Вторая часть данной книги посвящена вопросам электроэнергетики, гидроэнергетики и возобновляемых источников энергии.

Первый раздел части 1, названный нами «Введение в энергетику», в свою очередь состоит условно из двух, по сути, довольно независимых подразделов.

Автор первого из подразделов, известный российский энергетик и климатолог доктор технических наук, профессор МЭИ В.В. Клименко дает в своей лекции представление о мировой энергетике в целом, прослеживает тенденции ее развития, обсуждает возможные последствия воздействия энергетики на атмосферу и климат в XXI в.

Второй подраздел принадлежит перу директора Института энергетических исследований РАН, члена-корреспондента РАН, профессора А.А. Макарова. В своих лекциях он анализирует сегодняшний топливно-энергетический комплекс (ТЭК) России, детально обсуждает роль электроэнергетики в энергетической стратегии России.

Авторство второго раздела, посвященного вопросам теплоэнергетики, целиком принадлежит заведующему кафедрой паровых и газовых турбин МЭИ доктору технических наук, профессору А.Д. Трухнию.

Его первая лекция является вводной. Она посвящена единицам измерения тех физических величин и в такой форме, в которой они используются на действующих ТЭС. Это сделано с тем, чтобы, во-первых, не вынуждать читателей пользоваться дополнительной литературой, во-вторых, облегчить им общение с работниками электростанций и изготовителями энергетического оборудования и, в-третьих, для того чтобы не отвлекаться на пояснения в дальнейшем при изложении основного материала лекций. В этой же лекции автор позволил себе остановиться на некоторых свойствах воды, водяного пара и топлив, без знания которых абсолютно невозможно понять принципы работы основного оборудования.

Лекции 2—5 посвящены устройству и технологическим циклам работы ТЭС, ТЭЦ, работающих на органическом топливе, а также АЭС. Многие важные вопросы, например такие, как подготовка рабочего тела и топлив для сжигания, режимы работы оборудования (пуск, работа и остановка), система регулирования и управления и ряд других, остались за кадром, однако автору представляется, что основные аспекты изложены достаточно подробно. Вместе с тем, и в этих лекциях, и в последующих многократно подчеркивается важность перечисленных выше аспектов.

В лекциях 6—8 рассмотрено устройство основного оборудования электростанций: паровых турбин, газовых турбин (точнее — ГТУ) и парогазовых установок (ПГУ). Это наиболее сложная, по мнению автора, часть курса для слушателей, поскольку устройство таких сложных установок и машин (наверное, самых сложных в технике) невозможно осветить достаточно полно в принятом объеме, тем более — не прибегая к математическому аппарату базовых дисциплин, свойствам веществ, основам газодинамики, теории автоматического регулирования и надежности.

Лекции 9—12 посвящены самым актуальным вопросам (хотя их перечень можно и продолжить) современной теплоэнергетики России: путям ее обновления и продления срока службы работающего оборудования. Этот материал автор попытался изложить в сравнении с лучшими образцами зарубежной теплоэнергетической техники, в частности с ПГУ и созданными на их базе ПГУ, пылеугольными энергоблоками нового поколения на супер-сверхкритические параметры пара, последними достижениями в турбостроении. В них автор также не претендует на полноту изложения и, как правило, выражает свою личную точку зрения на эти проблемы.

Остальные лекции посвящены изложению устройства парогазовой установки ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга. В них последовательно (наверное, впервые в отечественной технической литературе) рассматривается тепловая схема ПГУ ТЭЦ, устройство ПГУ, котлов-утилизаторов, паровой турбины, теплофикационной установки. Эти лекции, во-первых, читались, прежде всего, по желанию слушателей, поскольку предстоял пуск первой российской современной ПГУ и у слушателей была настоятельная потребность в изучении ее конкретных отличий от традиционных электростанций. Во-вторых, энергоблок ПГУ-450Т — это первая российская ПГУ, которая является такой энергетической установкой, ввод которой должен в значительной степени ликвидировать наше отставание от теплоэнергетики развитых зарубежных стран. Введенная в эксплуатацию ПГУ-450Т — это не простое копирование ПГУ, уже работающих за рубежом, это теплофикационная ПГУ с очень высоким коэффициентом использования энергии топлива с совершенно оригинальной и эффективной тепловой схемой, разработанной российскими проектными организациями и реализованными российскими заводами-изготовителями и научно-исследовательскими организациями. Без тени патетики можно утверждать, что 22 декабря 2000 г., когда была введена в эксплуатацию первая ПГУ-450Т, начался новый этап в развитии энергетики России.

К сожалению, в нашей стране литература по ПГУ с систематическим изложением их основ отсутствует (имеются лишь журнальные публикации для специалистов) и изложение конкретного устройства ПГУ является первой, будем надеяться, достаточно удачной попыткой освещения устройства ПГУ для широкого круга читателей. Наконец, автор старался использовать этот материал для более глубокого изложения основ, представленных в первых лекциях.

Содержание книги, как правило, не является точной копией прочитанных лекций. При ее написании авторы попытались представить материал в более логичном виде, чем читались лекции, а также исправить те методические ошибки, которые они допустили в силу отсутствия опыта чтения подобных лекций специфическому контингенту слушателей. Кроме того, за два года, прошедших после чтения лекций, в энергетике России многое изменилось в лучшую сторону, и это не могло не найти отражения в излагаемом материале.

Несколько слов о том, как пользоваться книгой.

Главной особенностью книги является возможность ее чтения, начиная с любой страницы, а точнее — с той, на которой излагается материал, интересующий в данный момент читателя. Для этого, кроме освещения содержания каждой лекции, она снабжена оригинальным предметным указателем (словарем основных терминов), позволяющим получить краткое пояснение того или иного термина и быстро найти на него ссылки, необходимые читателю, на соответствующие страницы книги. Эти термины выделены в тексте и глоссарии курсивом. Почти каждый из разделов снабжен списком литературы, рекомендованной для более глубокого в случае необходимости изучения вопросов.

Учитывая, что настоящая книга является первым опытом в создании книг такого рода, авторы с признательностью воспримут все замечания, касающиеся методики изложения, содержания, а также возможных фактических неточностей.

Страница 3 из 75

## **1. ВВЕДЕНИЕ В КУРС**

### **1.1. 0 физических величинах, используемых в практике производства и потребления электрической и тепловой энергии**

Цель настоящего раздела — напомнить читателю основные и производные от них физические величины, используемые в теплотехнике. Более 40 лет назад была введена обязательная для всех Международная система единиц (СИ), на использование которой давно должен был бы перейти весь мир. Однако до сих пор в силу привычек, а также недостатка на рабочих местах электростанций приборов с соответствующей градуировкой в практике используются и другие многочисленные единицы физических величин и их производные, что часто затрудняет общение, особенно теплоэнергетиков тех стран, в которых используются разные внесистемные единицы. Если при посещении какой-либо ТЭС в Англии на вопрос о начальных параметрах энергоблока вам ответят, что они составляют 3400 psi (3400 фунтов на квадратный дюйм) и 1000 °F (1000 градусов по Фаренгейту), то эти цифры, возможно, вам почти ничего не скажут. Вместе с тем это 239 атмосфер и 538 °C, т.е. параметры, практически совпадающие с параметрами наших энергоблоков на сверхкритические параметры пара. Конечно, использование различных систем единиц неудобно, и выход из этого только один: необходимо иметь под рукой справочник или микрокалькулятор, позволяющие быстро осуществить перевод в привычные для нас единицы.

Этот же раздел преследует еще одну цель. Теплотехника и, в частности, теплоэнергетика — это инженерные науки. Поэтому они «начинаются с цифры» и, имея то или иное отношение к теплоэнергетике, нельзя не знать некоторого набора величин и их значений. Нельзя, например, не знать, что КПД типичного паротурбинного энергоблока находится на уровне 40 %, газотурбинной установки — 36 %, а парогазовой — 50 %. Поэтому, напоминая о физических величинах и единицах их измерения, мы одновременно будем касаться диапазона значений этих величин для объектов теплоэнергетики и энергомашиностроения.

Единицей измерения длины в системе СИ является *метр*. В метрах, например, измеряются длины турбоагрегатов (например, длина турбины мощностью 1200 МВт составляет около 48 м), размеры машинного зала тепловых электростанций, высотные отметки установки оборудования.

Для измерения размеров деталей обычно используют *миллиметры*. К примеру, очень редко можно услышать, что длина лопатки последней ступени турбины равна 1,2 м; обычно говорят — 1200 мм. В миллиметрах измеряют зазоры между деталями (например, радиальные зазоры между вращающимся ротором и статором составляют 0,5—1,5 мм), тепловых расширений турбины на фундаменте (они могут достигать 10 мм) и т.д.

Очень малые линейные величины измеряют в *микрометрах* (микронах): 1 мкм =  $10^{-6}$  м. В микрометрах измеряют, например, размах вибраций корпусов подшипников турбины, толщину масляной пленки в опорных подшипниках, на вкладышах которых вращается ротор (обычно это 20—30 мкм).

В теплоэнергетической практике нашей страны для измерения длин никогда не используются сантиметры, ангстремы, километры, световые года и парсеки, не говоря уже о милях, ярдах, саженьях и т.д. Сказать, что длина рабочей лопатки равна 96 см, можно, но это плохой тон.

Для измерения массы и в системе СИ, и на практике, чаще всего используют *килограмм* и кратные ему величины: грамм и тонну. В килограммах измеряют массы отдельных деталей (например, масса упомянутой рабочей лопатки последней ступени длиной 960 мм равна примерно 12 кг), в *граммах* — например, значения масс балансировочных грузов, в *тоннах* — массу крупных объектов (например, полная масса турбины мощностью 500 МВт составляет 1000 т, а ее наиболее тяжелая часть — 100 т). Однако в практике теплоэнергетики для измерения массы никогда не используют центнеры, пуды и тем более фунты.

Единицей времени в системе СИ является *секунда*. Секундами пользуются для анализа быстропротекающих процессов в системах автоматического регулирования турбин (и даже сотыми ее долями), в проточных частях турбин, насосов, в паропроводах и трубопроводах. Минутами и часами обычно пользуются для описания менее быстрых процессов, например, длительности этапов пуска, нагружения, разгрузки и остановки турбины, протекающих от нескольких минут до нескольких часов. Например, пуск паровой турбины после ночного простоя занимает 30—40 мин, а длительность пуска энергоблока после ремонта может достигать 3—5 ч.

В часах обычно измеряется наработка турбины и ресурсы различного типа. Например, назначенный ресурс составных частей оборудования энергоблоков за редким исключением должен быть не менее 200 тыс. ч, парковый ресурс большинства турбин составляет 170—220 тыс. ч, наработка турбины на отказ работоспособности (он должен быть не менее 5000 ч для паровых турбин и 3000 ч для газовых турбин).

Днями или *сутками* измеряются продолжительность ремонтов (например, продолжительность плановых ремонтов для энергоблока мощностью 800 МВт: капитального — 72—73 дня, среднего — 37—42 дня, текущего — 10 дней). *Годами* измеряются межремонтный срок службы турбины (он

должен быть не менее 4 лет), срок службы турбины до списания (не менее 40 лет).

Очень полезно запомнить, что 1 год = 8760 ч.

*Температура* в системе СИ измеряется в Кельвинах (К) (но не в градусах Кельвина!). Численно  $1\text{ }^{\circ}\text{C} = 1\text{ K}$ , а температуры в Кельвинах  $T$  и градусах Цельсия  $t$  связаны соотношением:

$$T = t + 273.15$$

В практике стационарной теплоэнергетики, в отличие, например, от авиадвигателестроения, пользуются исключительно стоградусной шкалой (градусами Цельсия).

Рассмотренные единицы — длины, массы, времени и температуры (в Кельвинах) входят в состав основных единиц СИ. Все остальные единицы являются производными от основных.

Площадь и объем обычно измеряются соответственно в  $\text{м}^2$  и  $\text{м}^3$ . Гектары и литры в практике теплоэнергетики не используются.

Особо необходимо сказать о единицах измерения количества природного газа. Проще всего для этой цели было бы использовать единицы массы (кг или т). Однако исторические и технические причины привели к тому, что количество природного газа измеряется в единицах объема ( $\text{м}^3$ ). Это очень неудобно, так как в равных объемах при разных давлениях содержится разная масса природного газа, содержащая различную тепловую энергию. Поэтому количество природного газа измеряют в так называемых *нормальных кубометрах*, т.е. приведенных к «нормальным» условиям (отсутствию влаги, температуре  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  и давлению 1 атм — см. ниже). В большинстве случаев слово «нормальный» перед кубометром опускают, но при проведении расчетов всегда следует помнить, что речь идет именно о них.

*Скорость* среды (пара, воды) и линейная скорость перемещения деталей турбины измеряется в м/с, но никогда в км/ч. Например, скорость течения пара в элементах турбины составляет 50—500 м/с. Как правило, интенсивность вибрации измеряется так называемой *виброскоростью*, измеряемой в мм/с непосредственно прибором. Каждый машинист турбины знает, что нормальный уровень вибрации составляет 2,8 мм/с, а при возрастании вибрации до 7,1 мм/с он должен немедленно остановить турбину.

*Частота вращения* измеряется числом оборотов в секунду или минуту. Поскольку частота сети в нашей стране равна 50 Гц, то частота вращения турбоагрегатов, включенных в электрическую сеть составляет 50 или 25 об/с (соответственно 3000 и 1500 об/мин).

*Сила* и вес тел в системе СИ измеряется в *ньютон*ах (Н). Однако на практике часто пользуются внесистемной единицей — *килограмм-силой* (кгс). Легко запомнить, что  $1\text{ кгс} = 9,8\text{ Н} \approx 10\text{ Н}$ .

*Давление* и *механическое напряжение* (возникающее в теле под воздействием приложенных к нему сил) в системе СИ измеряются в *паскалях* ( $1\text{ Па} = 1\text{ Н/м}^2$ ). Паскаль — это очень малая величина, поэтому используют кратные величины: *килопаскаль* (кПа) и *мегапаскаль* (МПа). Иногда используют бары:

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 100 \text{ кПа}$$

что примерно соответствует атмосферному давлению.

Полезно запомнить, что атмосферное давление равно примерно 100 кПа, а давление за конденсационной паровой турбиной составляет всего 3—8 кПа. Давление пара перед современными паровыми турбинами 12—30 МПа, перед газовыми турбинами 1,0—1,8 МПа. Рассмотренные единицы измерения давления в условиях эксплуатации оборудования электростанций не прижились, главным образом, по причине отсутствия на ТЭС приборов с градуировкой в паскалях. Эксплуатационный персонал ТЭС обычно пользуется *техническими атмосферами* (ат):

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па} = 98 \text{ кПа} = 0,098 \text{ МПа}$$

Кроме технических атмосфер, применяемых в технике, используют физические атмосферы (*атм*):

$$1 \text{ атм} \approx 1,033 \text{ ат} \approx 1,013^5 \text{ Па}$$

В ряде случаев давление в сосудах измеряют с помощью ртутных приборов — высотой ртутного столба (*мм рт. ст.*). Например, упомянутое выше нормальное давление 1 атм = 760 мм рт. ст. и соответственно 1 мм рт. ст. = 133,3 Па.

Многочисленное оборудование тепловых электростанций работает при давлении  $p$  меньшем, чем атмосферное давление  $B$ . Их разность

$$H = B - p$$

называется *разрежением*, и оно измеряется непосредственно прибором. Отношение

$$V = (H/B) \cdot 100 \%$$

называется *вакуумом*, и этот термин чаще всего используется на ТЭС, когда речь идет о разрежении. Если вакуум в конденсаторе составляет 95 %, а атмосферное давление 100 кПа, то значит, разрежение в конденсаторе составляет 95 кПа, а давление — 5 кПа.

Электрическая и тепловая энергия в системе СИ измеряется в *джоулях* (Дж), а мощность — в *ваттах* (Вт): 1 Вт = 1 Дж/с.

*Электрическую мощность* турбоагрегатов и электростанций обычно представляют в *мегаваттах* (1 МВт =  $10^6$  Вт) или миллионах киловатт (1 МВт =  $10^3$  кВт). Реже, когда речь идет о мощности энергосистем, используют *гигаватты* (1 ГВт =  $10^3$  МВт).

*Электрическую энергию в практике теплоэнергетики обычно измеряют в киловатт-часах* (кВт·ч). Очевидно,

$$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3600 \text{ кДж}$$

Мощность на электростанциях никогда не измеряют в лошадиных силах. Количество *тепловой энергии* измеряется либо в джоулях, либо в *калориях* (кал): 1 кал = 4,1868 Дж. Чаще используются величины, кратные калории — *килокалория* (ккал), *мегакалория* (Мкал) и, особенно, *гигакалория* (Гкал):

$$1 \text{ Гкал} = 10^3 \text{ Мкал} = 10^6 \text{ ккал} = 10^9 \text{ кал}$$

*Тепловая мощность (теплопроизводительность) обычно измеряется в Гкал/ч*, но иногда и в менее привычных единицах — мегаваттах. Полезно

запомнить, что 1 Гкал/ч = 1,16 МВт. Например, теплопроизводительность мощной ТЭЦ с 5 энергоблоками 250 МВт составляет 1650 Гкал/ч = 1914 МВт.

Плотность или обратная ей величина — удельный объем измеряются соответственно в кг/м<sup>3</sup> или м<sup>3</sup>/кг.

В заключение приведем несколько полезных таблиц, содержащих соотношения между различными единицами, часто используемыми в практике (табл. 1.1—1.3).

Таблица 1.1

Соотношения между единицами давления

Единицы	Па	бар	ат	мм рт. ст.	атм
1Па	1	10 <sup>-5</sup>	1,02 · 10 <sup>-5</sup>	7,5 · 10 <sup>-3</sup>	0,987 · 10 <sup>-5</sup>
1 бар	10 <sup>5</sup>	1	1,02	750	0,987
1ат	9,81 · 10 <sup>4</sup>	0,981	1	736	0,968
1 мм рт. ст.	133,3	1,33 · 10 <sup>-2</sup>	1,36 · 10 <sup>-3</sup>	1	1,32 · 10 <sup>-3</sup>
1 атм	1,013	1,013 · 10 <sup>5</sup>	1,033	760	1

Таблица 1.2

Соотношения между единицами энергии

Единицы	Дж	кал	кВтч
1Дж	1	0,239	0,278 · 10 <sup>-6</sup>
1 кал	4,1868	1	1,163 · 10 <sup>-6</sup>
1 кВт ч	3,6 · 10 <sup>6</sup>	0,86 · 10 <sup>6</sup>	1

Таблица 1.3

Соотношения между единицами мощности

Единицы	кВт	ккал/ч
1кВт	1	860
1 ккал/ч	1,163 · 10 <sup>-3</sup>	1

Страница 4 из 75

## 1.2. Некоторые свойства водяного пара и воды

Для того чтобы понять, как работает конденсатор, регенеративные и сетевые подогреватели, ядерные реакторы и многие другие элементы ТЭС, ТЭЦ и АЭС, необходимо знать некоторые свойства воды и водяного пара, которые являются рабочим телом паротурбинных установок (ПТУ). Их свойства в значительной степени определяют конструкцию паровой турбины и других элементов ПТУ.

Вода — это практически несжимаемая жидкость: при изменении давления в широких пределах ее плотность изменяется очень мало.

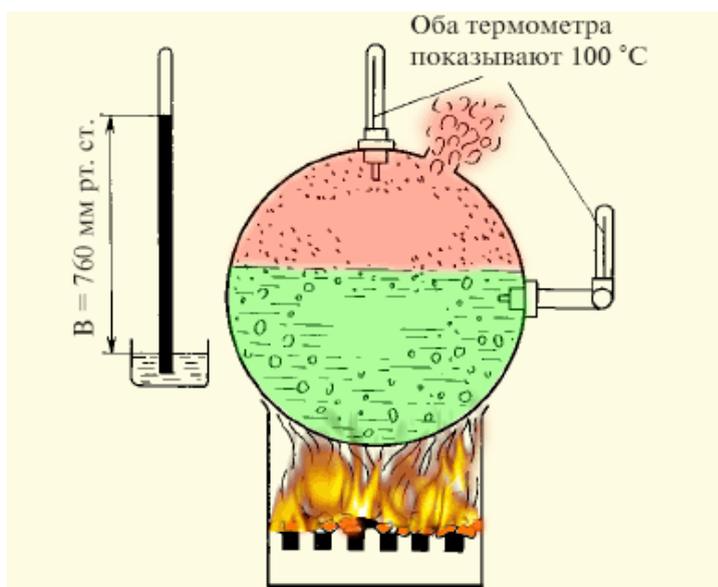


Рис. 1.1. Образование сухого насыщенного пара

Если воду нагреть в открытом сосуде (рис. 1.1), то при определенной температуре начинается ее кипение и образование над ее поверхностью пара. Температура кипящей воды и образующегося при кипении пара одинаковы и неизменны в процессе всего выкипания жидкости. Если описанный выше опыт поставить при атмосферном давлении (760 мм рт. ст.), то кипение и испарение будут происходить при 100 °С.

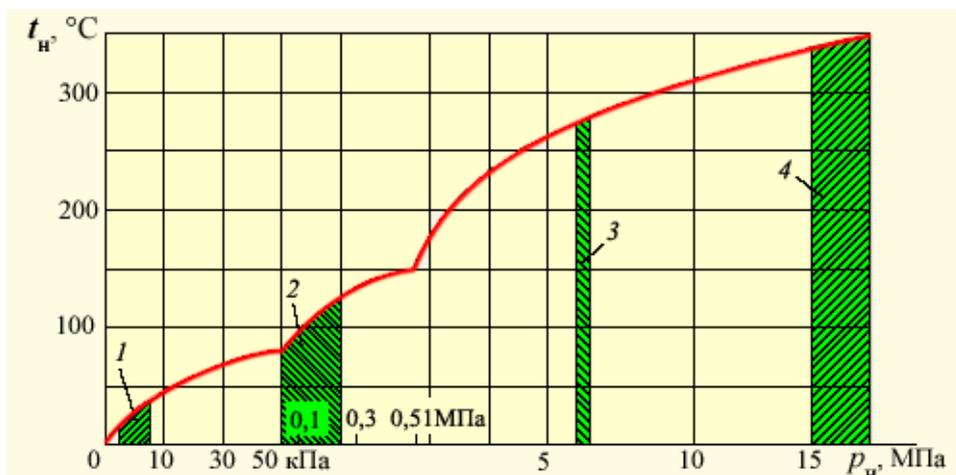
Эту температуру называют *температурой кипения*, или *температурой насыщения* и обозначают  $t_n$ . Последнее название связано с тем, что при спокойном кипении над поверхностью воды образуется *сухой насыщенный пар* — пар, в котором отсутствуют капельки воды. Если температуру сухого насыщенного пара снизить (а это можно сделать только путем одновременного снижения давления), то часть пара сконденсируется и в нем появятся капельки воды. Такой пар называется *влажным*. Если, наоборот, сухой насыщенный пар нагреть, то он окажется *перегретым* по отношению к состоянию насыщения.

Если снизить давление в сосуде, то кипение и испарение будут происходить при меньшей температуре. Это используется в так называемых вакуумных деаэраторах, установленных в системах подпитки теплосети: достаточно в сосуде (деаэраторе) создать давление в  $0,5 \text{ кгс/см}^2 \approx 50 \text{ кПа}$ , и она закипит всего при температуре 81 °С.

Наоборот, если повысить давление в сосуде, то она закипит и начнет испаряться при более высокой температуре. Это свойство широко используют в больницах для стерилизации медицинских инструментов при повышенной температуре в автоклавах, для быстрого приготовления пищи и т.д. Оно очень широко используется в различном оборудовании ТЭС. Например, в стандартном деаэраторе поддерживается давление  $6 \text{ кгс/см}^2 \approx 0,6 \text{ МПа}$ , и вода в нем закипает при нагреве до 159 °С.

В барабане барабанных котлов поддерживается давление  $140 \text{ кгс/см}^2 = 13,7 \text{ МПа}$ , и поэтому в нем генерируется насыщенный пар с температурой примерно 335 °С. В парогенераторах двухконтурных АЭС нагрев и испарение воды происходит при давлении 6 МПа, и поэтому температура образующегося насыщенного пара составляет 275,6 °С.

Важно четко усвоить, что температура насыщения однозначно определяется давлением над ее поверхностью. Эта однозначная связь представлена на рис. 1.2.



**Рис. 1.2. Связь между температурой и давлением кипения (конденсации, испарения) с указанием областей работы:**

1 — конденсаторы паровых турбин; 2 — сетевые подогреватели; 3 — парогенераторы АЭС; 4 — барабаны современных котлов

Тепловая энергия, расходуемая на поддержание кипения в сосуде, затрачивается на разрыв связей между молекулами воды, т.е. на ее испарение. Молекулы испарившейся жидкости обладают большей энергией на величину *удельной теплоты парообразования  $r$* , представляющей собой количество тепловой энергии, необходимой для испарения 1 кг кипящей жидкости. Измеряется величина  $r$  в кДж/кг или ккал/кг.

Плотность сухого насыщенного пара, естественно, меньше, чем воды, и так же, как температура насыщения, она однозначно определяется давлением. Чем выше давление, тем больше плотность. При давлении  $p_{кр} = 22,115$  МПа плотность воды и сухого насыщенного пара совпадают, температура насыщения  $t_n = t_{кр} = 374,12$  °С, а теплота парообразования  $r = 0$ . Столь своеобразное состояние, характеризуемое отмеченными параметрами, называется критическим, а они сами — *критическими*. В критическом состоянии плотность воды и пара совпадают и они по существу неразличимы.

Рассмотренный опыт по испарению и образованию сухого насыщенного пара можно провести в обратном порядке.

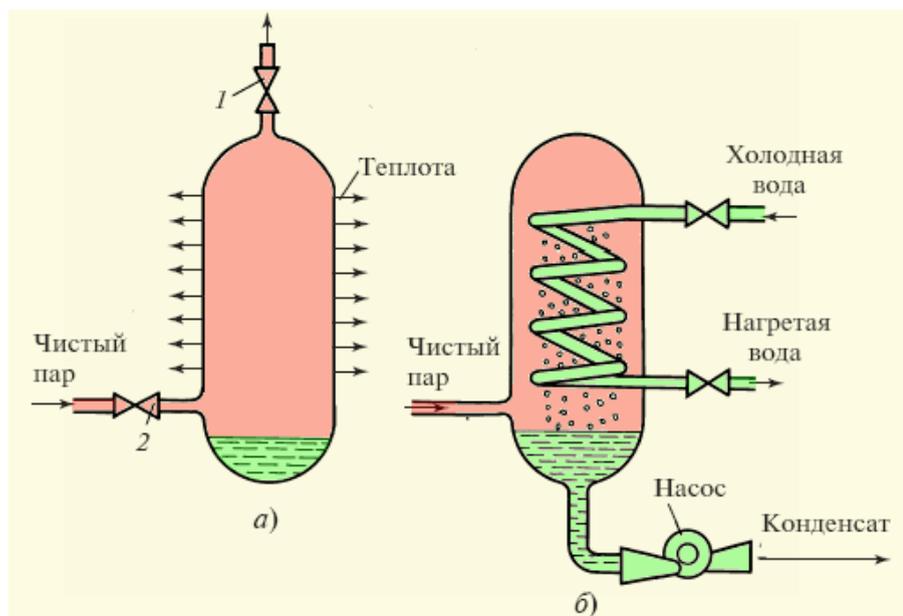


Рис. 1.3. Принцип работы теплообменников тепловых электростанций, использующих теплоту конденсации пара

Представим себе, что в сосуд, показанный на рис. 1.3, а, некоторое время подается насыщенный пар при открытом в атмосферу вентиле 1, после чего вентили 1 и 2 закрываются и сосуд оказывается под некоторым давлением пара. Если теперь этот сосуд начать охлаждать, поместив его в среду с достаточно низкой температурой, то пар будет конденсироваться, отдавая тепловую энергию через стенку сосуда окружающей среде. При этом давление пара над зеркалом воды в сосуде будет уменьшаться и всегда совпадать с давлением насыщения, соответствующем температуре образующейся жидкости. Это соответствие определяется связью между давлением и температурой насыщения, представленной на рис. 1.2. Если, например, изначально через сосуд протекал сухой насыщенный пар с температурой  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  (и соответственно с давлением  $1\text{ кгс/см}^2 \gg 100\text{ кПа}$ ), а затем сосуд вместе с содержащимся в нем паром охладили до  $81\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то часть пара сконденсируется и в сосуде установится давление  $0,5\text{ кгс/см}^2 = 50\text{ кПа}$ , т.е. вакуум.

Пар превращается в воду потому, что от него отбирается *теплота конденсации*, равная теплоте парообразования  $r$ . В результате конденсации пара на дне сосуда образуется конденсат, а над зеркалом конденсата — насыщенный водяной пар. Чем сильнее будет охлажден пар в сосуде, тем больше образуется конденсата на его дне и тем более глубокий вакуум будет получен.

На рис. 1.3, б показана принципиальная схема установки для непрерывной конденсации постоянного поступающего пара. Если в сосуде установить змеевик, по которому пропускать относительно холодную воду, то пар, поступающий в сосуд, будет встречать на своем пути холодную поверхность змеевика и конденсироваться на ней. Если для удаления образующегося конденсата имеется какое-либо устройство, например насос, то будет происходить непрерывная конденсация поступающего пара, а внутри сосуда будет поддерживаться давление, соответствующее температуре образующегося конденсата,

примерно равной температуре охлаждающей воды. На описанном принципе основана работа конденсатора, сетевых и регенеративных подогревателей, парогенераторов АЭС и многих других устройств, области работы которых показаны на рис. 1.2.

В турбины ТЭС и ТЭЦ, построенных на докритические параметры, поступает *перегретый пар*, температура которого больше температуры насыщения (при этом же давлении) на значение  $Dt_n$ .

Поступивший в турбину пар расширяется в ней и в определенной точке турбины проходит через состояние насыщения, а затем становится *влажным* — смесью сухого насыщенного пара и капель воды. Содержание влаги на выходе из турбины (точнее — за ее последними вращающимися лопатками) для ее надежной работы не должно превышать 10—13 %. Влажный пар из турбины поступает в конденсатор, где превращается в воду, имеющую температуру насыщения.

Страница 5 из 75

### 1.3. Некоторые свойства топлив, сжигаемых на тепловых электростанциях

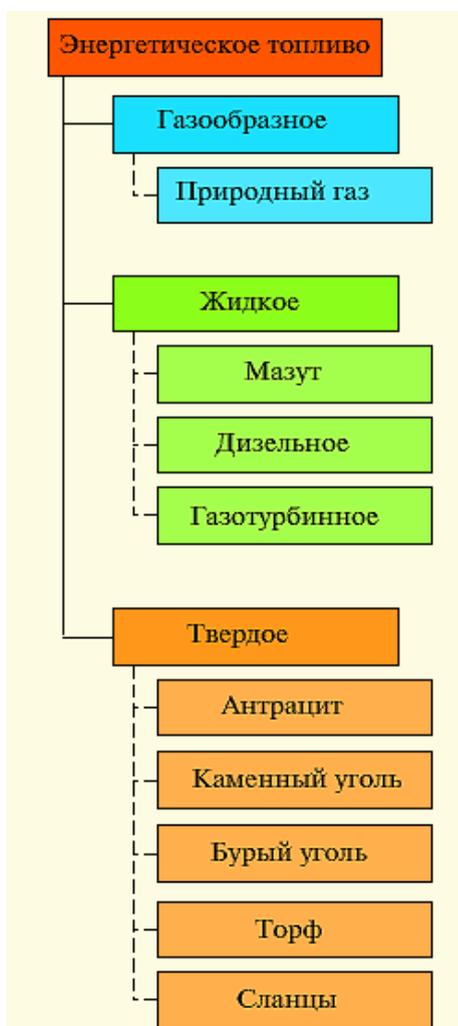


Рис. 1.4. Виды энергетических топлив

На ТЭС сжигают три вида топлива: газообразное, жидкое и твердое (рис. 1.4).

*Газообразное топливо* существует в нескольких формах: природный газ; попутный газ, получаемый из недр земли при добыче нефти; доменный и коксовый газы, получаемые при металлургическом производстве. На ТЭС России преимущественно используется природный газ (свыше 60 % в топливном балансе России и 70—80 % в ее европейской части). Природный газ в основном состоит из метана  $CH_4$ , который при правильной организации процесса горения сжигается полностью, превращаясь в воду и двуокись углерода.

Главное преимущество природного газа состоит в его относительной экологической безопасности: при его сжигании, не возникает вредных выбросов, если не считать образования ядовитых оксидов азота, с которыми можно бороться соответствующей организацией процесса горения. Поэтому его используют для котельных и ТЭЦ крупных городов. Дополнительное преимущество — легкость транспортировки по газопроводам с помощью газовых компрессоров,

устанавливаемых на газоперекачивающих станциях. Организация сжигания природного газа на электростанциях также сравнительно проста: перед подачей в топку котлов ТЭС необходимо снизить его давление до 0,2—0,3 МПа (2—3 ат) в газораспределительном пункте ТЭС или, наоборот, если давление в газовой магистрали недостаточно, повысить его давление до

2—2,5 МПа (20—25 ат) с помощью газовых компрессоров, если газ подается в камеры сгорания ГТУ.

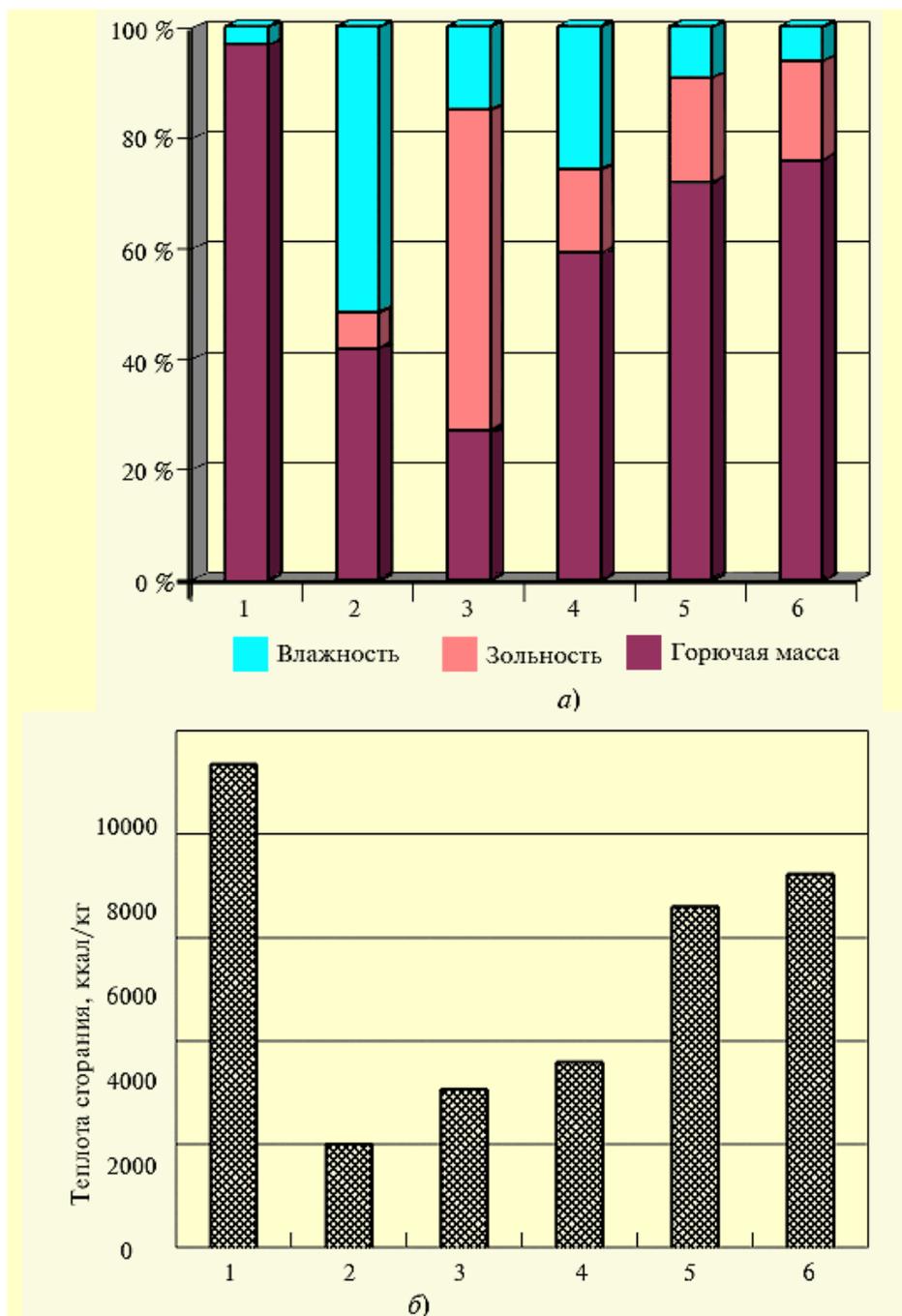
Еще несколько лет назад считалось, что в России возникла «газовая пауза», когда газ можно использовать на ТЭС в необходимом количестве.

С твердого топлива на природный газ было переведено много ТЭС, особенно в европейской части России. Основанием к тому было то, что Россия обладает 35 % мировых запасов газа. Однако «газовая пауза» закончилась, не начавшись, и сегодня идет речь об обратном переводе ТЭС с природного газа на твердое топливо и о замещении выработки электроэнергии на газомазутных ТЭС выработкой на АЭС.

Из многочисленных *жидких топлив* на ТЭС используют мазут и дизельное топливо. Мазут — это в основном смесь тяжелых углеводородов, остаточный продукт перегонки нефти, остающийся после отделения бензина, керосина и других легких фракций. Мазут сжигают в топках энергетических котлов газомазутных энергоблоков (см. лекцию 2) в периоды недостатка газа (например, при сильных длительных холодах и временной нехватке природного газа, заготовленного в подземных хранилищах). Часто его используют для «подсветки» — добавки к сжигаемому твердому топливу при некоторых режимах работы для обеспечения устойчивого горения. Сжигать мазут постоянно сегодня нерентабельно из-за большой его стоимости по сравнению и с газом, и с твердыми топливами.

Мазут — достаточно вязкое топливо, и поэтому перед подачей его к форсункам котла его разогревают до 100—120 °С и распыляют в топке с помощью паровых форсунок. Мазуты делятся на малосернистые (до 0,5 % серы) и высокосернистые (2—3,5 % серы). При сжигании образующиеся оксиды попадают в атмосферу.

*Твердые топлива* (рис. 1.4) отличаются большим разнообразием, вызванным различной геологической историей их месторождений. Если выполнить анализ определенной навески твердого топлива (так называемой *рабочей массы*), то прежде всего, можно обнаружить, что она содержит определенное количество влаги (воды) и золы (минеральных негорючих веществ). И влага, и зольность серьезно ухудшают потребительские и технические качества твердых топлив. Прежде всего, это балласт, который необходимо перевозить, перерабатывать вместе с горючими элементами топлива, а затем выбрасывать в горячем состоянии либо в дымовую трубу (водяные пары), либо в золовые отвалы. Если из рабочей массы вычистить влажность и зольность (рис. 1.5, а), то останется так называемая *горючая масса* топлива. Основным «горючим» элементом в твердом топливе является углерод.



**Рис. 1.5. Сравнительные характеристики мазута и твердых топлив:**  
 1 — мазут; 2 — торф; 3 — сланец; 4 — бурый уголь; 5 — каменный

Содержание горючей массы в рабочей определяет *теплоту сгорания*  $Q_{cr}$  — то количество тепловой энергии, которая выделяется при полном сгорании единицы рабочей массы (1 кг) жидкого или твердого топлива. Из рис. 1.5, б видно, что наибольшей «калорийностью» обладают мазут и антрацит, наименьшей — торф.

Для того чтобы сравнивать качество работы различных ТЭС вводят понятие *условного топлива* (сокращенно — у.т.) — топлива с теплотой сгорания 7000 ккал/кг. Если, например, ТЭС сожгла 1000 т бурого угля с  $Q_{cr} = 3500$  ккал/кг, то, значит, она использовала 500 т у.т.

Теплоту сгорания природного газа относят к 1 м<sup>3</sup>. Например, для типичного природного газа  $Q_{cr} = 8400$  ккал/м<sup>3</sup>.

## 1.4. Некоторые свойства материалов для энергетического оборудования

Создание надежно работающего энергетического оборудования и эксплуатация невозможны без обеспечения механической прочности его деталей, которая определяется двумя основными факторами: действующими и предельными нагрузками (прочностью), которые может выдержать материал деталей без разрушения. Чем меньше нагрузки по отношению к предельным, тем прочнее деталь. Для понимания факторов, определяющих механическую прочность деталей, необходимо иметь некоторые элементарные представления о сопротивлении материалов и деталей механическим воздействиям.

Степень напряженности материала под действием приложенных к нему сил характеризуется *механическим напряжением*. При приложении к некоторому телу внешних сил внутри него возникают напряжения — внутренние силы, препятствующие разрушению тела. Если, например, к образцу (рис. 1.6) приложить внешнюю продольную силу  $P$ , то в каждом его сечении появятся внутренние продольные силы, распределенные по сечению. Напряжение — это внутренняя сила, действующая на единицу площади сечения. Если площадь сечения рассмотренного образца  $F = 1 \text{ см}^2$ , а растягивающая сила  $P = 1 \text{ Н}$ , то напряжения в сечении  $\sigma = P/F = 1 \text{ Н/см}^2$ . Таким образом, размерность напряжения совпадает с размерностью давления и поэтому его чаще всего измеряют в МПа или кгс/см<sup>2</sup>.

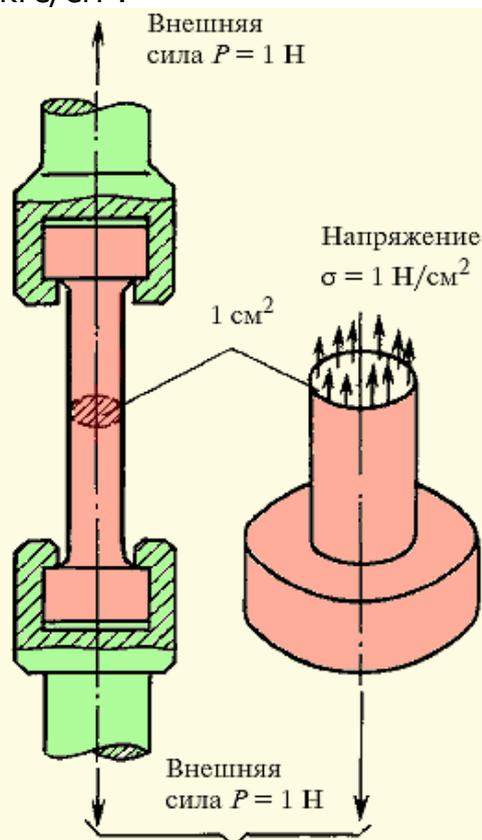


Рис. 1.6. Напряжения в растягиваемом стержне

В рассмотренном примере напряжения во всех точках сечения образца одинаковы. Однако в общем случае они изменяются от точки к точке.

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

При работе материала при постоянных напряжениях и невысоких температурах его разрушение наступает при достижении напряжением предела прочности материала  $\sigma_B$ . Если к образцу, показанному на рис. 1.6, приложить усилие  $P$ , создающее в его сечении напряжение  $\sigma_B$ , то он разрушится, получив при этом остаточное (необратимое) удлинение: сумма длин частей разрушенного образца будет больше, чем его первоначальная длина. Отношение приращения длины образца к первоначальной длине называется *относительным удлинением*  $d$ . Оно характеризует пластичность материала. Чем

больше  $d$ , тем меньшую склонность к внезапному хрупкому (без остаточного удлинения) разрушению обнаруживает материал.

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

В детали, работающей при высокой температуре, происходит исчерпание *длительной прочности*: деталь, которая при некоторых напряжениях, меньших предела текучести  $s_s$ , при низких температурах работает вполне надежно неограниченное время, при высокой температуре может иметь лишь ограниченный срок службы, спустя который в наиболее напряженной точке детали возникнет трещина. Напряжение, при котором материал может прослужить заданное время при заданной температуре, называется *пределом длительной прочности*  $s_{д.п.}$ . Именно эта характеристика определяет в первую очередь возможность создания паровых и газовых турбин нового поколения. Ясно, что при рабочей температуре и заданном сроке службы напряжения в детали должны быть меньше предела длительной прочности с некоторым запасом.

Во многих случаях на детали, в частности на рабочие лопатки, действуют переменные во времени нагрузки, вызывающие в них переменные напряжения. В этом случае при амплитуде напряжений, даже существенно меньшей предела текучести, в материале может возникнуть явление *усталости*. После определенного числа циклов нагружения в детали возникает трещина усталости.

Не каждая трещина, появившаяся в результате усталости, исчерпания длительной прочности или просто оставшаяся необнаруженной в процессе изготовления, представляет непосредственную опасность для детали. Дефекты малого размера имеются практически в каждой изготовленной детали, и часто она работает с ними многие годы. *Хрупкое разрушение* наступает лишь при достижении трещиной *критического размера*  $l_{кр}$ , определяемого ее формой, размерами, напряжениями  $s$ , действовавшими до появления трещины, и, наконец, материалом. В первом приближении

$$l_{кр} = \pi K_c^2 / \sigma^2$$

где  $K_c$  — *вязкость разрушения* — характеристика материала, определяющая сопротивление хрупкому разрушению.

Появившиеся в материале трещины (вследствие усталости, ползучести или других причин) развиваются до критического размера. Скорость их роста определяется тремя факторами: напряжениями в области трещины, ее длиной и свойствами материала, из которого изготовлена деталь. Чем выше внешние нагрузки, чем глубже трещина и чем меньше сопротивление материала развитию трещины, тем больше скорость ее роста.

### 1.5. Энергетика и электрогенерирующие станции

Под *энергетикой* понимают совокупность больших естественных и искусственных подсистем, служащих для преобразования, распределения и использования энергетических ресурсов всех видов.

Цель энергетики — обеспечение производства энергии путем преобразования первичной (природной) энергии (например, химической энергии, содержащейся в угле) во вторичную (например, электрическую или тепловую энергии). Производство энергии обычно проходит несколько стадий:

получение и концентрация энергетических ресурсов (например, добыча, переработка и обогащение ядерного топлива);

передача энергетических ресурсов к преобразующим установкам (например, доставка угля на ТЭС);

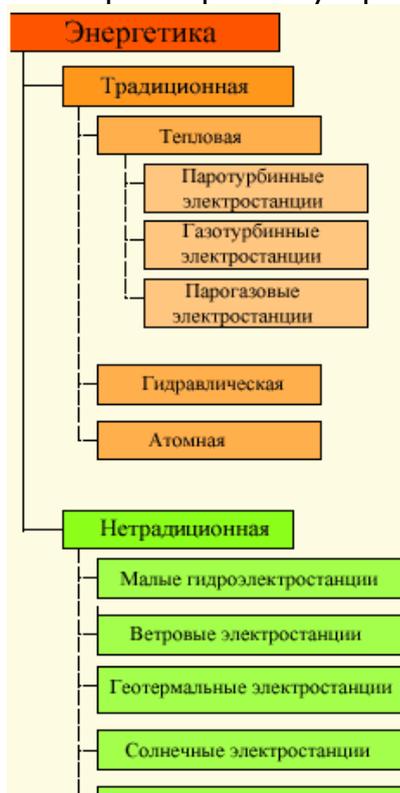
преобразование с помощью электростанций первичной энергии во вторичную (например, химической энергии органического топлива в электрическую и тепловую энергию);

передача вторичной энергии потребителям (например, по линиям электропередачи);

потребление доставленной энергии в полученном или преобразованном виде (например, для приготовления пищи с помощью электроплит).

Под *электроэнергетикой* обычно понимают подсистему энергетики, охватывающую производство электроэнергии на электростанциях и ее доставку потребителям по линиям электропередачи. Ключевым элементом электроэнергетики является электростанция — преобразователь какой-либо первичной энергии в электрическую. Электростанции принято классифицировать по виду используемой первичной энергии и виду применяемых преобразователей. Такая классификация представлена на рис. 1.7. Как и всякая классификация, она является условной.

Электроэнергетику принято делить на традиционную и нетрадиционную.



*Традиционная электроэнергетика* основана на использовании энергии органических топлив (теплоэнергетика), энергии воды (гидроэнергетика) и ядерного горючего (атомная энергетика). Характерные черты традиционной электроэнергетики — хорошая освоенность на основе длительной проверки в условиях эксплуатации (самой «молодой» атомной энергетике всего 50 лет).

Основную долю электроэнергии в мире и России получают на базе традиционных электростанций, единичная мощность установок которых, часто превышает 1000 МВт. Самыми «молодыми» в традиционной энергетике

являются парогазовые установки (ПГУ), «возраст» которых чуть больше 20 лет.

*Нетрадиционная электроэнергетика* в своем большинстве также основана на традиционных принципах, но первичной энергией в них служат либо источники местного значения (ветровые электростанции, солнечные электростанции, малые гидроэлектростанции, биоэнергетические установки и др.), либо источники, находящиеся в стадии освоения (например, топливные элементы), либо источники будущего (водородная и термоядерная энергетика). Характерными признаками нетрадиционной энергетики являются их экологическая чистота, существенно большие удельные затраты на строительство (достаточно сказать, что для солнечной ТЭС мощностью 1000 МВт требуется собирать солнечную энергию с площади 2х2 км) и малая единичная мощность.

*Традиционную и нетрадиционную электроэнергетику не следует сравнивать и противопоставлять друг другу, как это часто делается в средствах массовой информации. Для каждой из них имеется свое место.*

В традиционной энергетике в мировом масштабе в 2000 г. преобладала теплоэнергетика: на базе нефти вырабатывалось 39 % электроэнергии, угля — 27 %, газа — 24 %, т.е. 90 % электроэнергии. На АЭС вырабатывалось 7 %, а на ГЭС — всего 3 %. Однако при этом надо иметь в виду существенные региональные отличия, вызванные в первую очередь наличием соответствующих ресурсов. Например, энергетика таких стран, как Польша, ЮАР, практически целиком основана на использовании угля, а Нидерландов — газа. Очень велика доля теплоэнергетики в Китае, Австралии, Мексике.

В ряде стран преобладают ГЭС. В Норвегии и Бразилии вся выработка электроэнергии происходит на ГЭС. Можно привести список из нескольких десятков стран, где доля выработки ГЭС превышает 70 %.

По доле АЭС в выработке электроэнергии первенствует Франция (около 80 %). Преобладает она в Бельгии, республике Корея и некоторых других странах (см. лекцию 5). В настоящих лекциях речь будет идти только о традиционной теплоэнергетике, а точнее — об ее источниках, оборудовании и проблемах, связанных с ее функционированием.

Страница 8 из 75

## **2. УСТРОЙСТВО И ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ СОВРЕМЕННОЙ ТЭС, РАБОТАЮЩЕЙ НА ОРГАНИЧЕСКОМ ТОПЛИВЕ**

### **2.1. Типы тепловых электростанций**

*Тепловой электрической станцией* называется комплекс оборудования и устройств, преобразующих энергию топлива в электрическую и (в общем случае) тепловую энергию.

Тепловые электростанции характеризуются большим разнообразием и их можно классифицировать по различным признакам.

1. По назначению и виду отпускаемой энергии электростанции разделяются на районные и промышленные.

*Районные электростанции* — это самостоятельные электростанции общего пользования, которые обслуживают все виды потребителей района (промышленные предприятия, транспорт, население и т.д.).

Районные конденсационные электростанции, вырабатывающие в основном электроэнергию, часто сохраняют за собой историческое название — *ГРЭС (государственные районные электростанции)*. Районные электростанции, вырабатывающие электрическую и тепловую энергию (в виде пара или горячей воды), называются *теплоэлектроцентралями (ТЭЦ)*. Как правило, ГРЭС и районные ТЭЦ имеют мощность более 1 млн кВт.

*Промышленные электростанции* — это электростанции, обслуживающие тепловой и электрической энергией конкретные производственные предприятия или их комплекс, например завод по производству химической продукции. Промышленные электростанции входят в состав тех промышленных предприятий, которые они обслуживают. Их мощность определяется потребностями промышленных предприятий в тепловой и электрической энергии и, как правило, она существенно меньше, чем районных ТЭС. Часто промышленные электростанции работают на общую электрическую сеть, но не подчиняются диспетчеру энергосистемы. Ниже рассматриваются только районные электростанции.

2. По виду используемого топлива тепловые электростанции разделяются на электростанции, работающие на органическом топливе и ядерном горючем.

За *конденсационными электростанциями*, работающими на органическом топливе, во времена, когда еще не было атомных электростанций (АЭС), исторически сложилось название тепловых (ТЭС — *тепловая электрическая станция*). Именно в таком смысле ниже будет употребляться этот термин, хотя и ТЭЦ, и АЭС, и газотурбинные электростанции (ГТЭС), и парогазовые электростанции (ПГЭС) также являются тепловыми электростанциями, работающими на принципе преобразования тепловой энергии в электрическую.

В качестве органического топлива для ТЭС используют газообразное, жидкое и твердое топливо. Большинство ТЭС России, особенно в европейской части, в качестве основного топлива потребляют природный газ, а в качестве резервного топлива — мазут, используя последний ввиду его дороговизны только в крайних случаях; такие ТЭС называют *газوماзутными*. Во многих регионах, в основном в азиатской части России, основным топливом является энергетический уголь — низкокалорийный уголь или отходы высококалорийного каменного угля (антрацитовый штыб — АШ). Поскольку перед сжиганием такие угли размалываются в специальных мельницах до пылевидного состояния, то такие ТЭС называют *пылеугольными*.

3. По типу теплосиловых установок, используемых на ТЭС для преобразования тепловой энергии в механическую энергию вращения роторов турбоагрегатов, различают паротурбинные, газотурбинные и парогазовые электростанции.

Основой *паротурбинных электростанций* являются *паротурбинные установки (ПТУ)*, которые для преобразования тепловой энергии в механическую используют самую сложную, самую мощную и чрезвычайно совершенную энергетическую машину — *паровую турбину*. ПТУ — основной элемент ТЭС, ТЭЦ и АЭС.

*Газотурбинные тепловые электростанции (ГТЭС) оснащаются газотурбинными установками (ГТУ), работающими на газообразном или, в крайнем случае, жидком (дизельном) топливе. Поскольку температура газов за ГТУ достаточно высока, то их можно использовать для отпуска тепловой энергии внешнему потребителю. Такие электростанции называют ГТУ-ТЭЦ. В настоящее время в России функционирует одна ГТЭС (ГРЭС-3 им. Классона, г. Электрогорск Московской обл.) мощностью 600 МВт и одна ГТУ-ТЭЦ (в г. Электросталь Московской обл.). Парогазовые тепловые электростанции комплектуются парогазовыми установками (ПГУ), представляющими комбинацию ГТУ и ПТУ, что позволяет обеспечить высокую экономичность. ПГУ-ТЭС могут выполняться конденсационными (ПГУ-КЭС) и с отпуском тепловой энергии (ПГУ-ТЭЦ). В России имеется только одна работающая ПГУ-ТЭЦ (ПГУ-450Т) мощностью 450 МВт. На Невинномысской ГРЭС работает энергоблок (см. лекцию 7) ПГУ-170 мощностью 170 МВт, а на Южной ТЭЦ Санкт-Петербурга — энергоблок ПГУ-300 мощностью 300 МВт.*

4. По технологической схеме паропроводов ТЭС делятся на блочные ТЭС и на ТЭС с поперечными связями.

*Блочные ТЭС состоят из отдельных, как правило, однотипных энергетических установок — энергоблоков. В энергоблоке каждый котел подает пар только для своей турбины, из которой он возвращается после конденсации только в свой котел. По блочной схеме строят все мощные ГРЭС и ТЭЦ, которые имеют так называемый промежуточный перегрев пара. Работа котлов и турбин на ТЭС с поперечными связями обеспечивается по-другому: все котлы ТЭС подают пар в один общий паропровод (коллектор) и от него питаются все паровые турбины ТЭС. По такой схеме строятся КЭС без промежуточного перегрева и почти все ТЭЦ на докритические начальные параметры пара.*

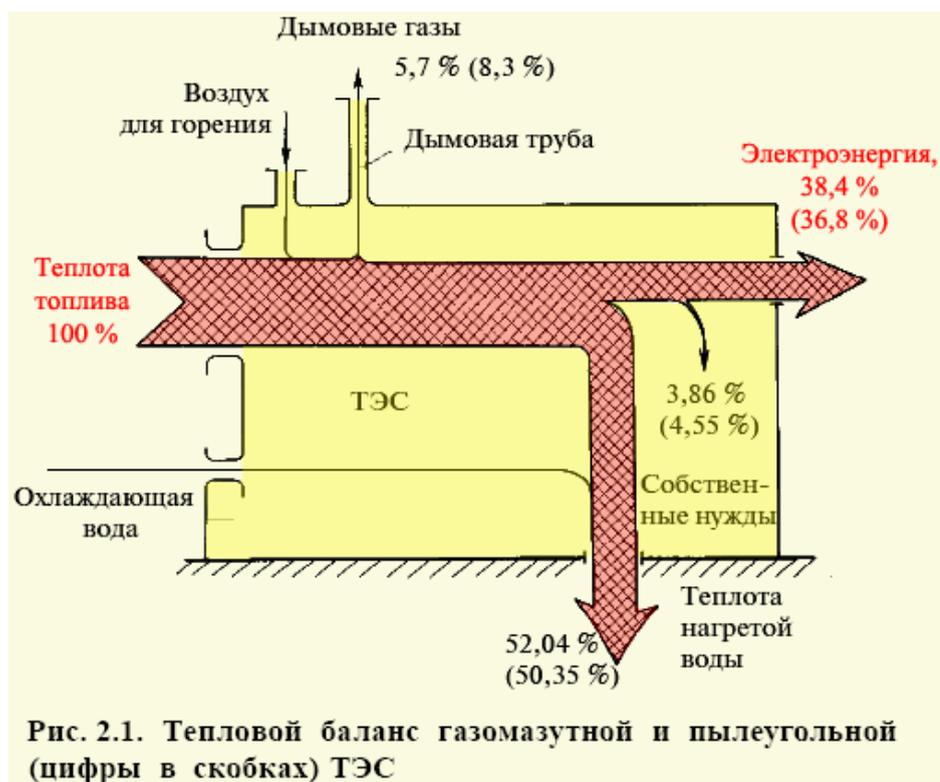
5. По уровню начального давления различают ТЭС докритического давления и сверхкритического давления (СКД).

Критическое давление — это 22,1 МПа (225,6 ат). В российской теплоэнергетике начальные параметры стандартизованы: ТЭС и ТЭЦ строятся на докритическое давление 8,8 и 12,8 МПа (90 и 130 ат), и на СКД — 23,5 МПа (240 ат). ТЭС на сверхкритические параметры по техническим причинам выполняются с промежуточным перегревом и по блочной схеме. Часто ТЭС или ТЭЦ строят в несколько этапов — очередями, параметры которых улучшаются с вводом каждой новой очереди.

Страница 9 из 75

## **2.2. Общее представление о тепловой электростанции**

Рассмотрим типичную конденсационную ТЭС, работающую на органическом топливе, пока практически не интересуясь процессами, происходящими в ее оборудовании. Схема этого предприятия показана на рис. 2.1.



Уже отмечалось, что ТЭС — это огромное промышленное предприятие по производству электроэнергии. Основным «сырьем» для работы ТЭС является органическое топливо, содержащее запас химической энергии, измеряемый *теплотой сгорания*  $Q_{сг}$  (см. § 1.3).

Топливо подается в котел и для его сжигания сюда же подается окислитель — воздух, содержащий кислород. Воздух берется из атмосферы. В зависимости от состава и теплоты сгорания для полного сжигания 1 кг топлива требуется 10—15 кг воздуха и, таким образом, воздух — это тоже природное «сырье» для производства электроэнергии, для доставки которого в зону горения необходимо иметь мощные высокопроизводительные нагнетатели. В результате химической реакции сгорания, при которой углерод С топлива превращается в оксиды  $CO_2$  и  $CO$ , водород  $H_2$  — в пары воды  $H_2O$ , сера S — в оксиды  $SO_2$  и  $SO_3$  и т.д., образуются *продукты сгорания топлива* — смесь различных газов высокой температуры. Именно *тепловая энергия продуктов сгорания топлива* является источником электроэнергии, вырабатываемой ТЭС.

Далее внутри котла осуществляется передача тепла от дымовых газов к воде, движущейся внутри труб. К сожалению, не всю тепловую энергию, высвободившуюся в результате сгорания топлива, по техническим и экономическим причинам удастся передать воде. Охлажденные до температуры 130—160 °С продукты сгорания топлива (дымовые газы) через дымовую трубу покидают ТЭС. *Часть теплоты, уносимой дымовыми газами, в зависимости от вида используемого топлива, режима работы и качества эксплуатации, составляет 5—15 %.*

Часть тепловой энергии, оставшаяся внутри котла и переданная воде, обеспечивает образование пара высоких начальных параметров. Этот пар направляется в *паровую турбину*. На выходе из турбины с помощью аппарата, который называется *конденсатором*, поддерживается глубокий

вакуум: давление за паровой турбиной составляет 3—8 кПа (напомним, что атмосферное давление находится на уровне 100 кПа). Поэтому пар, поступив в турбину с высоким давлением, движется к конденсатору, где давление мало, и расширяется. Именно *расширение пара и обеспечивает превращение его потенциальной энергии в механическую работу*. Паровая турбина устроена так, что энергия расширения пара преобразуется в ней во вращение ее ротора. Ротор турбины связан с ротором электрогенератора, в обмотках статора которого генерируется электрическая энергия, представляющая собой конечный полезный продукт (товар) функционирования ТЭС.

Для работы конденсатора, который не только обеспечивает низкое давление за турбиной, но и заставляет пар конденсироваться (превращаться в воду), требуется большое количество холодной воды. Это — третий вид «сырья», поставляемый на ТЭС, и для функционирования ТЭС он не менее важен, чем топливо. Поэтому ТЭС строят либо вблизи имеющих природные источники воды (река, море), либо строят искусственные источники (*пруд-охладитель, воздушные башенные охладители и др.*).

*Основная потеря тепла на ТЭС возникает из-за передачи теплоты конденсации охлаждающей воде, которая затем отдает ее окружающей среде.* С теплом охлаждающей воды теряется более 50 % тепла, поступающего на ТЭС с топливом. Кроме того, в результате происходит тепловое загрязнение окружающей среды.

Часть тепловой энергии топлива потребляется внутри ТЭС либо в виде тепла (например, на разогрев мазута, поступающего на ТЭС в густом виде в железнодорожных цистернах), либо в виде электроэнергии (например, на привод электродвигателей насосов различного назначения). Эту часть потерь называют *собственными нуждами*.

На рис. 2.1 показана диаграмма превращения теплоты топлива на ТЭС с тремя газомазутными энергоблоками электрической мощностью по 800 МВт, осредненная за годовой период. Отношение количества энергии, отпущенной ТЭС за некоторый промежуток времени, к затраченной за это время теплоте, содержащейся в сожженном топливе, называется *коэффициентом полезного действия нетто ТЭС по выработке электроэнергии*. Для ТЭС, рассмотренной на рис. 2.1, он составляет 38,4 %.

Понятие КПД нетто ТЭС обычно используется как универсальная оценка для сравнения ТЭС в различных странах, при научном анализе и в некоторых других случаях. В повседневной практике на ТЭС используют другой показатель — *удельный расход условного топлива  $b_y$* , измеряемый в г/(кВт·ч). Напомним (см. лекцию 1), что *условное топливо* — это топливо, имеющее теплоту сгорания  $Q_{сг} = 7000$  ккал/кг = 29,33 МДж/кг. Если, например, на ТЭС сожгли 100 т угля с теплотой сгорания  $Q_{сг} = 3500$  ккал/кг, т.е. использовали  $B_y = 50$  т у.т., и при этом отпущено в сеть Э = 160 000 кВт·ч электроэнергии, то удельный расход условного топлива составит

$$b_y = 50 \cdot 10^6 / 160\,000 = 312,5 \text{ г/(кВт·ч)}$$

Между КПД ТЭС нетто и удельным расходом условного топлива существует элементарная связь:

$$b_y = 123/\eta_{\text{ТЭС}}; \quad \eta_{\text{ТЭС}} = 123/b_y$$

Полезно и легко запомнить, что удельному расходу  $b_y = 333$  г/(кВт·ч) соответствует КПД нетто  $\eta_{\text{ТЭС}} \approx 37\%$ . Примерно такой уровень имеет типичная ТЭС России. Рассмотрим несколько примеров.

В 1999 г. ТЭС АО-энерго России выработали 517,53 млрд кВт·ч электроэнергии при среднем расходе удельного условного топлива  $b_y = 341,7$  г/(кВт·ч). Следовательно, для этого пришлось сжечь

$$B_T = 341,7 \cdot 10^{-6} \cdot 517,53 \cdot 10^6 \text{ т} = 176,8 \text{ млн т у.т}$$

Экономия условного топлива всего в 1 г/(кВт·ч) в масштабах России дает экономию условного топлива

$$\Delta B_T = (1/341,7) \cdot 176,8 = 0,52 \text{ млн т}$$

т.е. примерно полмиллиона тонн.

Повышение КПД нетто ТЭС на 1 % означает уменьшение удельного расхода условного топлива на  $\Delta b_y = 0,01 \cdot 341,7 \approx 3,4$  г/(кВт·ч), что дает экономию условного топлива в масштабах России  $\Delta B_T = 0,52 \cdot 3,4 \approx 1,8$  млн т у.т.

На пылеугольной Рефтинской ГРЭС общей мощностью 3800 МВт удельный расход условного топлива  $b_y = 336,5$  г/(кВт·ч). Если энергоблоки ГРЭС работают с полной нагрузкой, то суточный расход условного топлива составит

$$B_T = 336,5 \cdot 10^{-6} \cdot 3800 \cdot 10^3 \cdot 24 \approx 30\,700 \text{ т}$$

Если в данном случае для простоты считать, что теплота сгорания используемого и условного топлива совпадает, а уголь перевозится в вагонах емкостью 60 т, то для перевозки потребуется  $20\,700/60 \approx 311$  вагонов, т.е. примерно 10 железнодорожных составов. Иными словами, ГРЭС должна принимать и соответственно сжигать каждый час по одному составу.

Тепловая электростанция пропускает через себя огромное количество воды. Можно считать, что для отпуска 1 кВт·ч электроэнергии требуется примерно  $0,12$  м<sup>3</sup> охлаждающей воды, которая поступает к конденсатору с температурой, примерно равной температуре окружающей среды. В конденсаторе она нагреется на 8—10 °С и покинет его.

Например, всего один энергоблок мощностью 300 МВт за 1 с использует  $10$  м<sup>3</sup> охлаждающей воды. Для его работы требуется расход воды, примерно равный среднегодовому расходу Москва-реки в черте города. Для работы насосов, обслуживающих этот энергоблок, требуется электродвигатель мощностью 2,5 МВт.

Огромно и количество используемого воздуха. Для выработки 1 кВт·ч электроэнергии требуется примерно  $5$  м<sup>3</sup> воздуха. Например Рефтинская ГРЭС, работающая на полную мощность 3800 МВт каждую 1 с использует

$$V = 5 \cdot 3600 \cdot 3,8 \cdot 10^6 = 5300 \text{ м}^3/\text{с}$$

чистого воздуха с содержанием кислорода 21 % (по массе) и выбрасывает в атмосферу дымовые газы, практически не содержащие кислорода, но отравленные диоксидом углерода, оксидами азота и другими вредными соединениями.

Для нормальной работы ТЭС, кроме «сырья» (топливо, охлаждающая вода, воздух) требуется масса других материалов: масло для работы систем смазки, регулирования и защиты турбин, реагенты (смолы) для очистки рабочего тела, многочисленные ремонтные материалы.

Наконец, мощные ТЭС обслуживаются большим количеством персонала, который обеспечивает текущую эксплуатацию, техническое обслуживание оборудования, анализ технико-экономических показателей, снабжение, управление и т.д. Ориентировочно можно считать, что на 1 МВт установленной мощности требуется 1 персона и, следовательно, персонал мощной ТЭС составляет несколько тысяч человек.

Страница 10 из 75

### **2.3. Технологический процесс преобразования химической энергии топлива в электроэнергию на ТЭС**

Любая конденсационная паротурбинная электростанция включает в себя четыре обязательных элемента:

*энергетический котел*, или просто котел, в который подводится питательная вода под большим давлением, топливо и атмосферный воздух для горения. В топке котла идет процесс горения — химическая энергия топлива превращается в тепловую и лучистую энергию. *Питательная вода* протекает по трубной системе, расположенной внутри котла. Сгорающее топливо является мощным источником теплоты, которая передается питательной воде. Последняя нагревается до температуры кипения и испаряется. Получаемый пар в этом же котле перегревается сверх температуры кипения. Этот пар с температурой 540 °С и давлением 13—24 МПа по одному или нескольким трубопроводам подается в паровую турбину;

*турбоагрегат*, состоящий из *паровой турбины*, *электрогенератора* и *возбудителя*. Паровая турбина, в которой пар расширяется до очень низкого давления (примерно в 20 раз меньше атмосферного), преобразует потенциальную энергию сжатого и нагретого до высокой температуры пара в кинетическую энергию вращения ротора турбины. Турбина приводит электрогенератор, преобразующий кинетическую энергию вращения ротора генератора в электрический ток. Электрогенератор состоит из статора, в электрических обмотках которого генерируется ток, и ротора, представляющего собой вращающийся электромагнит, питание которого осуществляется от возбудителя;

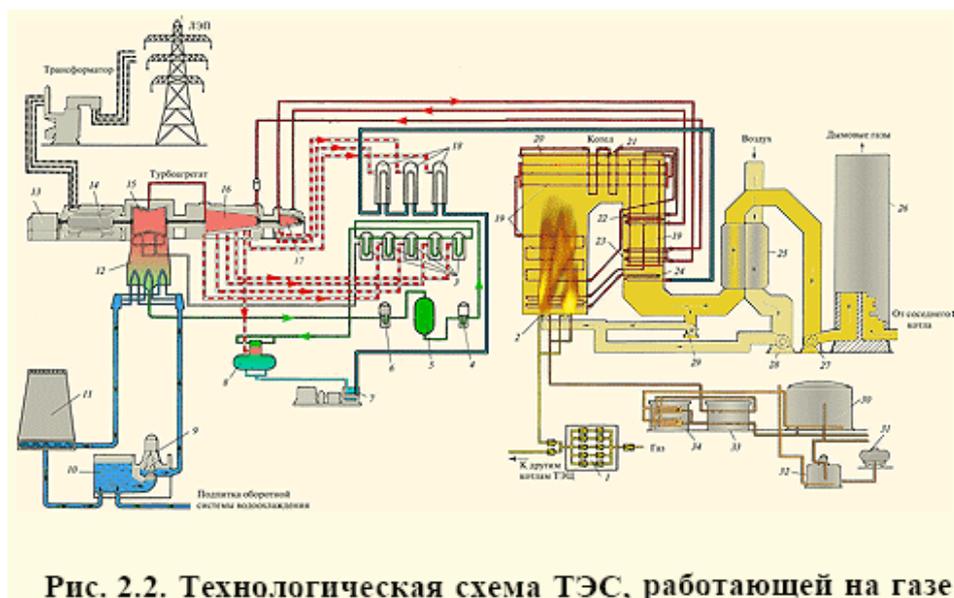
*конденсатор* служит для конденсации пара, поступающего из турбины, и создания глубокого разрежения. Это позволяет очень существенно сократить затрату энергии на последующее сжатие образовавшейся воды и одновременно увеличить работоспособность пара, т.е. получить большую мощность от пара, выработанного котлом;

*питательный насос* для подачи питательной воды в котел и создания высокого давления перед турбиной.

Таким образом, в ПТУ над рабочим телом совершается непрерывный цикл преобразования химической энергии сжигаемого топлива в электрическую энергию.

Кроме перечисленных элементов, реальная ПТУ дополнительно содержит большое число насосов, теплообменников и других аппаратов, необходимых для повышения ее эффективности.

Рассмотрим технологический процесс производства электроэнергии на ТЭС, работающей на газе (рис. 2.2).



**Рис. 2.2. Технологическая схема ТЭС, работающей на газе**

Основными элементами рассматриваемой электростанции являются *котельная установка*, производящая пар высоких параметров; турбинная или *паротурбинная установка*, преобразующая теплоту пара в механическую энергию вращения ротора *турбоагрегата*, и электрические устройства (*электрогенератор*, *трансформатор* и т.д.), обеспечивающие выработку электроэнергии.

Основным элементом котельной установки является *котел*. Газ для работы котла подается от газораспределительной станции, подключенной к магистральному газопроводу (на рисунке не показан), к газораспределительному пункту (ГРП) 1. Здесь его давление снижается до нескольких атмосфер и он подается к горелкам 2, расположенным в поде котла (такие горелки называются *подовыми*).

Собственно *котел* представляет собой (вариант) П-образную конструкцию с газоходами прямоугольного сечения. Левая ее часть называется *топкой*. Внутренняя часть топки свободна, и в ней происходит горение топлива, в данном случае газа. Для этого к горелкам специальным дутьевым вентилятором 28 непрерывно подается горячий воздух, нагреваемый в *воздухоподогревателе* 25. На рис. 2.2 показан так называемый вращающийся воздухоподогреватель, теплоаккумулирующая набивка которого на первой половине оборота обогревается уходящими дымовыми газами, а на второй половине оборота она нагревает поступающий из атмосферы воздух. Для повышения температуры воздуха используется рециркуляция: часть

дымовых газов, уходящих из котла, специальным вентилятором рециркуляции 29 подается к основному воздуху и смешивается с ним. Горячий воздух смешивается с газом и через горелки котла подается в его *топку* — камеру, в которой происходит горение топлива. При горении образуется *факел*, представляющий собой мощный источник лучистой энергии. Таким образом, при горении топлива его химическая энергия превращается в тепловую и лучистую энергию факела.

Стены топки облицованы *экранами 19* — трубами, к которым подается питательная вода из экономайзера 24. На схеме изображен так называемый *прямоточный котел*, в экранах которого *питательная вода*, проходя трубную систему котла только 1 раз, нагревается и испаряется, превращаясь в сухой насыщенный пар. Широкое распространение получили *барабанные котлы*, в экранах которых осуществляется многократная циркуляция питательной воды, а отделение пара от котловой воды происходит в *барабане*.

Пространство за топкой котла достаточно густо заполнено трубами, внутри которых движется пар или вода. Снаружи эти трубы омываются горячими дымовыми газами, постепенно остывающими при движении к дымовой трубе 26.

Сухой насыщенный пар поступает в основной пароперегреватель, состоящий из потолочного 20, ширмового 21 и конвективного 22 элементов. В основном пароперегревателе повышается его температура и, следовательно, потенциальная энергия. Полученный на выходе из конвективного пароперегревателя пар высоких параметров покидает котел и поступает по паропроводу к паровой турбине.

Мощная *паровая турбина* обычно состоит из нескольких как бы отдельных турбин — *цилиндров*.

К первому цилиндру — *цилиндру высокого давления (ЦВД) 17* пар подводится прямо из котла, и поэтому он имеет высокие параметры (для турбин СКД — 23,5 МПа, 540 °С, т.е. 240 ат/540 °С). На выходе из ЦВД давление пара составляет 3—3,5 МПа (30—35 ат), а температура — 300—340 °С. Если бы пар продолжал расширяться в турбине дальше от этих параметров до давления в конденсаторе, то он стал бы настолько влажным, что длительная работа турбины была бы невозможной из-за эрозионного износа его деталей в последнем цилиндре. Поэтому из ЦВД относительно холодный пар возвращается обратно в котел в так называемый *промежуточный пароперегреватель 23*. В нем пар попадает снова под воздействие горячих газов котла, его температура повышается до исходной (540 °С). Полученный пар направляется в *цилиндр среднего давления (ЦСД) 16*. После расширения в ЦСД до давления 0,2—0,3 МПа (2—3 ат) пар поступает в один или несколько одинаковых *цилиндров низкого давления (ЦНД) 15*.

Таким образом, *расширяясь в турбине, пар вращает ее ротор*, соединенный с ротором *электрического генератора 14*, в статорных обмотках которого образуется электрический ток. *Трансформатор* повышает его напряжение для уменьшения потерь в линиях электропередачи, передает часть выработанной энергии на питание собственных нужд ТЭС, а остальную электроэнергию отпускает в энергосистему.

И котел, и турбина могут работать только при очень высоком качестве *питательной воды* и пара, допускающем лишь ничтожные примеси других веществ. Кроме того, расходы пара огромны (например, в энергоблоке 1200 МВт за 1 с испаряется, проходит через турбину и конденсируется более 1 т воды). Поэтому нормальная работа энергоблока возможна только при создании замкнутого цикла циркуляции рабочего тела высокой чистоты.

Пар, покидающий ЦНД турбины, поступает в *конденсатор 12* — теплообменник, по трубкам которого непрерывно протекает *охлаждающая вода*, подаваемая *циркуляционным насосом 9* из реки, водохранилища или специального охлаждающего устройства (градирни). На рис. 2.2 показана так называемая система оборотного водоснабжения с градирней. *Градирня* — это железобетонная пустотелая вытяжная башня (рис. 2.3 и 2.4) высотой до 150 м и выходным диаметром 40—70 м, которая создает самотягу для воздуха, поступающего снизу через воздухо-направляющие щиты.

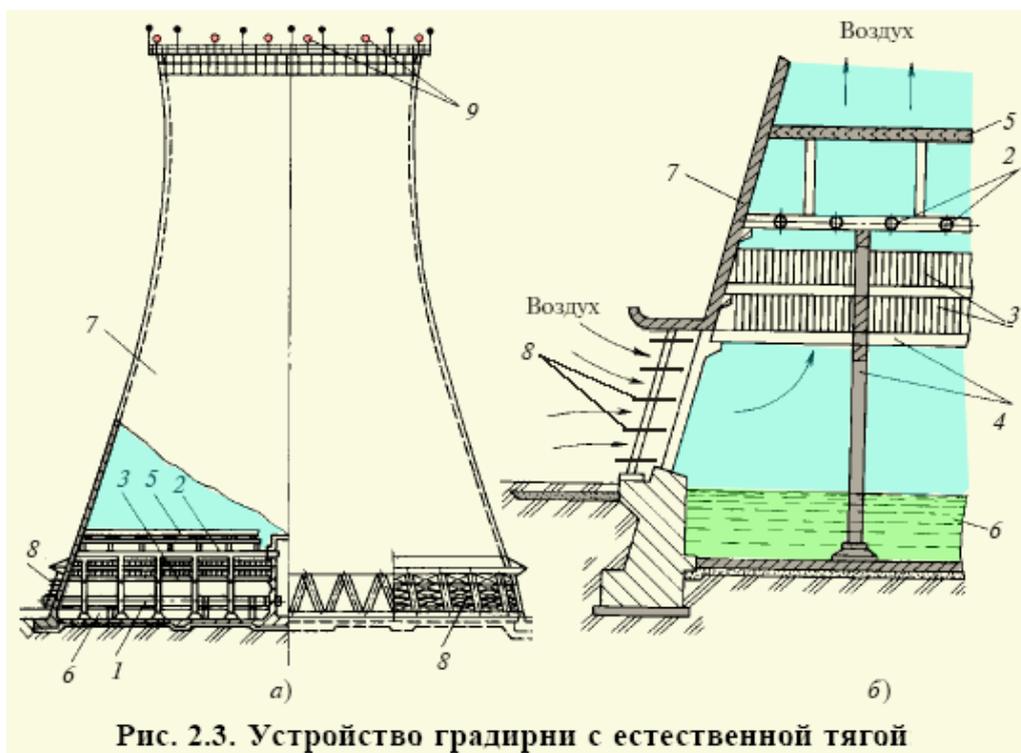




Рис. 2.4. Внешний вид башенной градирни

Внутри градирни на высоте 10—20 м устанавливают оросительное (разбрызгивающее устройство). Воздух, движущийся вверх, заставляет часть капель (примерно 1,5—2 %) испаряться, за счет чего охлаждается вода, поступающая из конденсатора и нагретая в нем. Охлажденная вода собирается внизу в бассейне, перетекает в аванкамеру 10 (см. рис. 2.2), и оттуда циркуляционным насосом 9 она подается в конденсатор 12. Наряду с оборотной, используют *прямоточное водоснабжение*, при котором охлаждающая вода поступает в конденсатор из реки и сбрасывается в нее ниже по течению. Пар, поступающий из турбины в межтрубное пространство конденсатора, конденсируется и стекает вниз; образующийся конденсат *конденсатным насосом 6* подается через группу *регенеративных подогревателей низкого давления (ПНД) 3* в *деаэратор 8*. В ПНД температура конденсата повышается за счет теплоты конденсации пара, отбираемого из турбины. Это позволяет уменьшить расход топлива в котле и повысить экономичность электростанции. В деаэраторе 8 происходит *деаэрация* — удаление из конденсата растворенных в нем газов, нарушающих работу котла. Одновременно бак деаэратора представляет собой емкость для питательной воды котла. Из деаэратора питательная вода *питательным насосом 7*, приводимым в действие электродвигателем или специальной паровой турбиной, подается в группу *подогревателей высокого давления (ПВД)*. *Регенеративный подогрев конденсата в ПНД и ПВД — это основной и очень выгодный способ повышения КПД ТЭС.* Пар, который расширился

в турбине от входа до трубопровода отбора, выработал определенную мощность, а поступив в регенеративный подогреватель, передал свое тепло конденсации питательной воде (а не охлаждающей!), повысив ее температуру и тем самым сэкономив расход топлива в котле. Температура питательной воды котла за ПВД, т.е. перед поступлением в котел, составляет в зависимости от начальных параметров 240—280 °С. Таким образом замыкается технологический пароводяной цикл преобразования химической энергии топлива в механическую энергию вращения ротора турбоагрегата.

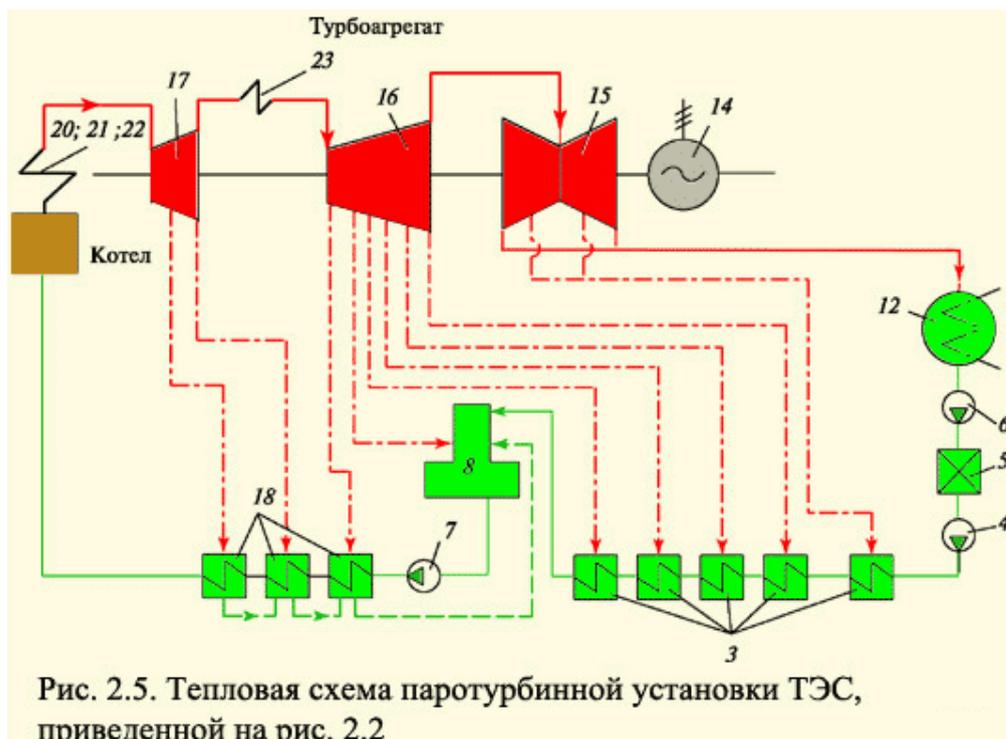
Газообразные продукты сгорания топлива, отдав свою основную теплоту питательной воде, поступают на трубы *экономайзера* 24 и в воздухоподогреватель 25, в которых они охлаждаются до температуры 140—160 °С и направляются с помощью дымососа 27 к дымовой трубе 26. Дымовая труба создает разрежение в топке и газоходах котла; кроме того, она рассеивает вредные продукты сгорания в верхних слоях атмосферы, не допуская их высокой концентрации в нижних слоях.

Если на ТЭС используется твердое топливо, то она снабжается топливоподачей и пылеприготовительной установкой. Прибывающий на ТЭС в специальных вагонах уголь разгружается, дробится до размера кусков 20—25 мм и ленточным транспортером подается в бункер, вмещающий запас угля на несколько часов работы. Из бункера уголь поступает в специальные мельницы, в которых он размалывается до пылевидного состояния. В мельницу непрерывно специальным дутьевым вентилятором подается воздух, нагретый в воздухоподогревателе. Горячий воздух смешивается с угольной пылью и через горелки котла подается в его топку в зону горения.

Пылеугольная ТЭС снабжается специальными электрофильтрами, в которых происходит улавливание сухой летучей зоны. Зола, образующаяся при горении топлива и не унесенная потоком газов, удаляется из донной части топки и транспортируется на золоотвалы.

В скобках на рис. 2.1 приведены показатели, осредненные за годовой период работы пылеугольной ТЭС, состоящей из шести энергоблоков мощностью 300 МВт и четырех энергоблоков мощностью 500 МВт. Видно, что показатели пылеугольной ТЭС существенно хуже (в нашем случае абсолютный КПД пылеугольной ТЭС на 1,6 % ниже газомазутной) вследствие худшей работы котла и больших расходов топлива на собственные нужды, которые перекрыли даже экономию от более глубокого вакуума в конденсаторе.

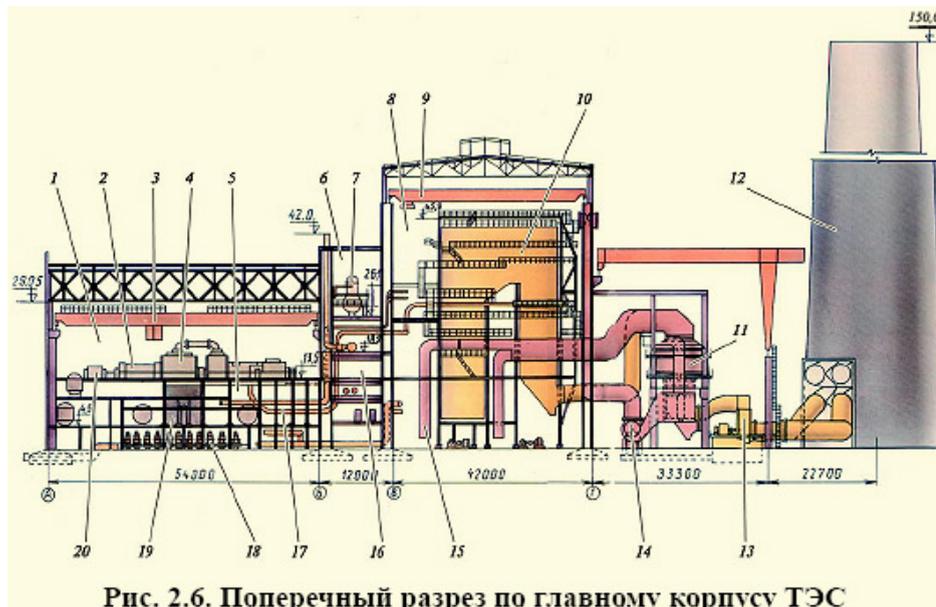
Схематическое изображение оборудования и связей между ним, представленное на рис. 2.2, достаточно наглядно. Но представление всех связей даже для схемы, показанной на рис. 2.2, вызывает немалые трудности. Поэтому, для изображения оборудования электростанции во всей его взаимосвязи по пару, конденсату, питательной воде используют *тепловые схемы* — графическое изображение отдельных элементов и трубопроводов с помощью условных обозначений. Привыкнув к условным обозначениям, легко прочесть даже самую сложную тепловую схему. Пример тепловой схемы рассмотренной ТЭС приведен на рис. 2.5. При этом для более легкой идентификации мы сохранили одинаковые номера для одинакового оборудования.



Страница 11 из 75

## 2.4. Главный корпус ТЭС

Основным строительным сооружением ТЭС является главный корпус, поперечный разрез по которому показан на рис. 2.6. Он состоит из трех отделений: турбинного, деаэрационного и котельного.



*Турбинное отделение* включает в себя рамный фундамент — железобетонное сооружение, состоящее из нижней фундаментной плиты, установленной на грунт, вертикальных колонн и верхней фундаментной плиты, опирающейся на колонны. На верхнюю фундаментную плиту, расположенную в данном случае на высотной отметке 13,5 м, устанавливают цугом паровую турбину, электрогенератор и возбуждатель (эту совокупность называют турбоагрегатом).



Рис. 2.7. Машинный зал ТЭС

Помещение, в котором располагается турбина, называется *машинным залом* (машзалом). Общий вид машзала типичной ТЭС показан на рис. 2.7. Турбоагрегаты, закрытые металлическими кожухами, размещаются поперек машзала, между ними имеются свободные пространства на всю высоту здания от нулевой отметки до кровли для установки оборудования, имеющего большую высоту (например, ПВД). Справа и слева от турбоагрегатов в машзале имеются свободные проходы. Под полом машзала находится *конденсационное помещение*, поскольку в нем на нулевой высотной отметке располагается *конденсатор*, присоединенный своим входным патрубком к выходному патрубку турбины. Как правило, на нулевой отметке или ниже ее размещают также *конденсатные насосы*, *насосы маслоснабжения* и некоторое другое оборудование. Конденсационное помещение содержит также многочисленные этажерки, на которые устанавливают *питательный насос* с его приводом (электродвигатель или небольшая паровая

турбина), *сетевые подогреватели* (для ТЭЦ), вспомогательные устройства для пуска и остановки различного оборудования ТЭС.

Котельное отделение находится в правой части главного корпуса (см. рис. 2.6). Здесь размещаются котлы. За стеной котельного отделения на открытом воздухе располагаются *воздухоподогреватели, дымососы и дымовая труба* (обычно общая для нескольких энергоблоков).

Между турбинным и котельным отделением размещают *деаэрационное отделение*. На деаэрационной этажерке в данном случае высотной отметке 26,1 м размещают *деаэраторы*. Конденсат, подвергаемый деаэрации, и пар для его нагрева (см. рис. 2.2 и 2.5) деаэраторы получают из турбинного отделения. Из деаэраторов питательная вода поступает к питательному насосу и затем в ПВД (а из них — в котлы). В деаэрационном помещении на высотной отметке машзала располагают щиты управления котлами и турбинами со всеми необходимыми приборами и автоматикой. Здесь находятся операторы, управляющие работой ТЭС.

Страница 12 из 75

## **2.5. Знакомство с основным оборудованием ТЭС**

Паровая турбина — самая значимая и самая дорогая часть ТЭС. Неотъемлемой частью конденсационной турбины является конденсатор. Общий вид турбины ЛМЗ мощностью 800 МВт, установленной в машинном зале Угледорской ГРЭС (Украина), показан на рис. 2.8.



**Рис. 2.8. Общий вид турбины мощностью 800 МВт, установленной в машзале ТЭС**

На переднем плане виден *возбудитель*, за ним — *электрогенератор*, а на заднем плане — *паровая турбина*, закрытая металлическим кожухом. Кожух необходим, прежде всего, для обеспечения постоянного температурного режима изоляции турбины, исключающего ее коробление под действием сквозняков в машинном зале. Кроме того,

кожух экранирует машинный зал от шума и обеспечивает необходимый дизайн. Кожух имеет двери, через которые обслуживающий персонал имеет доступ внутрь для периодического осмотра и обслуживания турбины.

На рис. 2.9 показана трехцилиндровая турбина на сборочном стенде без кожуха (каждая турбина в обязательном порядке после изготовления проходит контрольную сборку и опробование на холостых оборотах, разбирается, консервируется, упаковывается и отправляется для монтажа на ТЭС). Турбина выполняется многоцилиндровой (в данном случае трехцилиндровой).

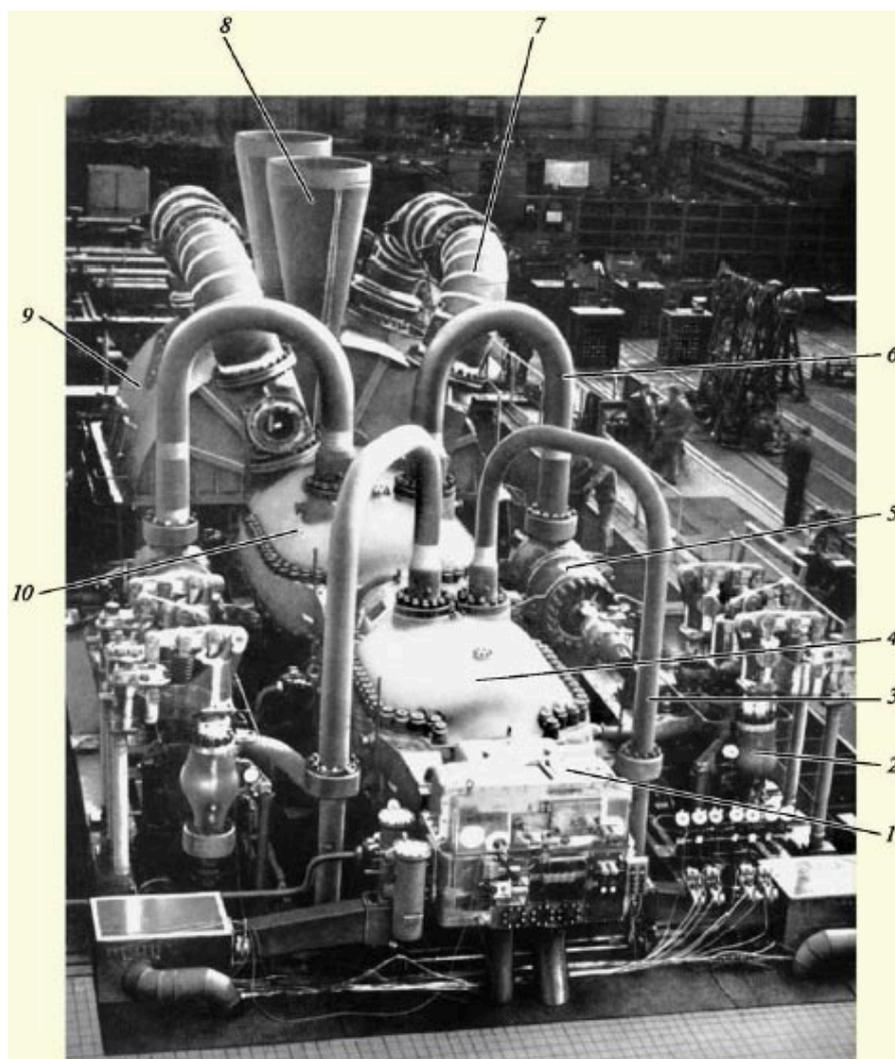


Рис. 2.9. Трехцилиндровая турбина на сборочном стенде турбинного завода

На переднем плане виден ЦВД 4, в который по паропроводам 3 подводится пар высокого давления из котла. Пройдя ЦВД, пар возвращается в котел для *промежуточного перегрева*. Это позволяет уменьшить влажность пара в конце процесса расширения в турбине и уменьшить *эрозию рабочих лопаток* каплями влаги; одновременно промежуточный перегрев позволяет на несколько процентов уменьшить удельный расход топлива.

После промежуточного перегрева пар по четырем паропроводам 6 (на рис. 2.9 видны только два паропровода, подводящие пар в верхнюю

половину цилиндра) поступает в ЦСД 3. Пройдя ЦСД, пар с помощью двух выходных труб подается в две длинные *ресиверные трубы 7*, из которых пар направляется в ЦНД 9. Под ЦНД расположены конденсаторы, принимающие этот пар.

На рис. 2.10, а показан общий вид двухходового конденсатора мощной паровой турбины. Он состоит из стального сварного корпуса 8, по краям которого закреплены трубные доски (видна только передняя трубная доска 14) с отверстиями, в которых закрепляются *конденсаторные трубки*, совокупность которых образует *трубный пучок*. Для того чтобы трубки (а их длина может составлять 10—12 м при диаметре 20—24 мм) не провисали и не вибрировали, параллельно основным трубным доскам устанавливают промежуточные перегородки 12 с точно таким же рисунком отверстий, как и в основных трубных досках 14. Установленные промежуточные трубные доски хорошо видны на рис. 2.10, б. Через одну из трубных досок вводят трубку, протаскивают ее через отверстия всех промежуточных перегородок и вводят в соответствующее отверстие во второй трубной доске. Затем трубка полностью закрепляется в основных (крайних) трубных досках вальцовкой или сваркой.

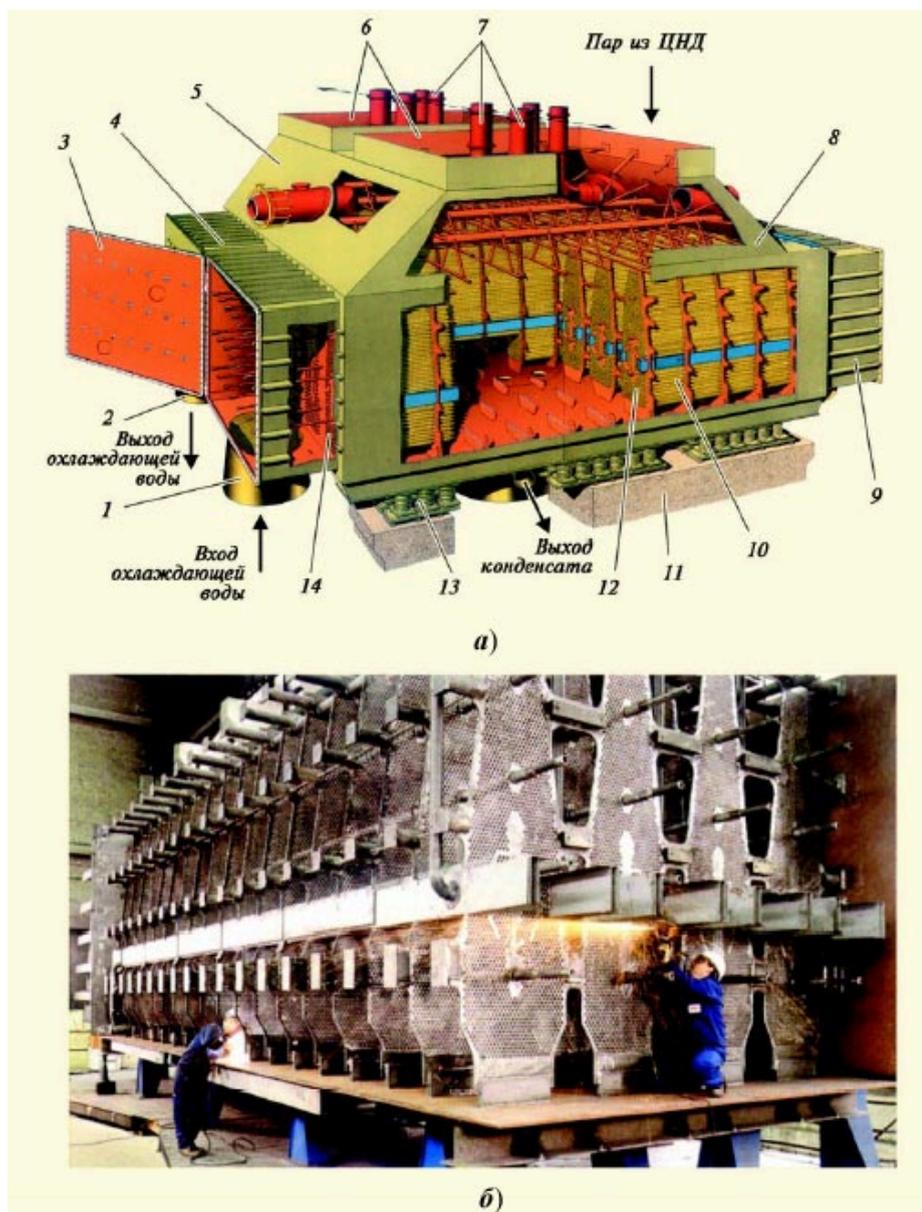


Рис. 2.10. Конденсатор мощной паровой турбины фирмы Siemens

Совокупная внешняя поверхность всех трубок представляет собой поверхность конденсации пара, поступающего сверху из ЦНД. Конденсат собирается на дне конденсатора и постоянно откачивается из него *конденсатными насосами* (см. рис. 2.2).

Для подвода и отвода *охлаждающей воды* служит передняя водяная камера 4, разделенная вертикальной перегородкой. Вода подается снизу в правую часть камеры 4 и через отверстия в трубной доске попадает внутрь охлаждающих трубок и движется внутри них до задней (поворотной) камеры 9. Собранный в ней, вода проходит через вторую часть трубок и поступает во вторую половину передней водяной камеры, откуда направляется в градирню, реку или пруд-охладитель. Пар поступает в конденсатор сверху, встречается с холодной поверхностью трубок и конденсируется на ней. Поскольку конденсация идет при низкой температуре, которой соответствует низкое давление конденсации (см. рис. 1.2), то в конденсаторе образуется глубокое разрежение (3—5 кПа), что в 25—30 раз меньше атмосферного

давления). Конденсатор турбины имеет огромные размеры, увидеть которые легко на рис. 2.10, б.

Страница 13 из 75

## **2.6. Ближайшие и отдаленные перспективы строительства ТЭС**

Для оценки перспектив ТЭС, прежде всего, необходимо осознать их преимущества и недостатки в сравнении с другими источниками электроэнергии.

К числу преимуществ следует отнести следующие:

1. В отличие от ГЭС, *тепловые электростанции можно размещать относительно свободно* с учетом используемого топлива. Газомазутные ТЭС могут быть построены в любом месте, так как транспорт газа и мазута относительно дешев (по сравнению с углем). Пылеугольные ТЭС желательно размещать вблизи источников добычи угля. К настоящему времени «угольная» теплоэнергетика сложилась и имеет выраженный региональный характер.

2. *Удельная стоимость* установленной мощности (стоимость 1 кВт установленной мощности) и *срок строительства ТЭС значительно меньше, чем АЭС и ГЭС.*

3. *Производство электроэнергии на ТЭС, в отличие от ГЭС, не зависит от сезона* и определяется только доставкой топлива.

4. Площади отчуждения хозяйственных земель для ТЭС существенно меньше, чем для АЭС, и, конечно, не идут ни в какое сравнение с ГЭС, влияние которых на экологию может иметь далеко не региональный характер. Примерами могут служить каскады ГЭС на р. Волге и Днепре.

5. *На ТЭС можно сжигать практически любое топливо*, в том числе самые низкосортные угли, забалластированные золой, водой, породой.

6. В отличие от АЭС, *нет никаких проблем с утилизацией ТЭС по завершении срока службы.* Как правило, инфраструктура ТЭС существенно «переживает» основное оборудование (котлы и турбины), установленное на ней, здания, машзал, системы водоснабжения и топливоснабжения и т.д., которые составляют основную часть фондов, еще долго служат. Большинство ТЭС, построенных более 80 лет по плану ГОЭЛРО, до сих пор работают, и будут работать дальше после установки на них новых, более совершенных турбин и котлов.

Наряду с этими достоинствами, ТЭС имеет и ряд недостатков.

1. ТЭС — самые экологически «грязные» источники электроэнергии, особенно те, которые работают на высокосолевых сернистых топливах. Правда, сказать, что АЭС, не имеющие постоянных выбросов в атмосферу, но создающие постоянную угрозу радиоактивного загрязнения и имеющие проблемы хранения и переработки отработавшего ядерного топлива, а также утилизации самой АЭС после окончания срока службы, или ГЭС, затопляющие огромные площади хозяйственных земель и изменяющие региональный климат, являются экологически более «чистыми» можно лишь со значительной долей условности.

2. Традиционные ТЭС имеют сравнительно низкую экономичность (лучшую, чем у АЭС, но значительно худшую, чем у ПГУ).

3. В отличие от ГЭС, ТЭС с трудом участвуют в покрытии переменной части суточного графика электрической нагрузки.

4. ТЭС существенно зависят от поставки топлива, часто привозного. Несмотря на все эти недостатки, *ТЭС являются основными производителями электроэнергии в большинстве стран мира* и останутся таковыми, по крайней мере на ближайшие 50 лет.

Перспективы строительства мощных конденсационных ТЭС тесно связаны с видом используемых органических топлив. Несмотря на большие преимущества жидких топлив (нефти, мазута) как энергоносителей (высокая калорийность, легкость транспортировки) их использование на ТЭС будет все более и более сокращаться не только в связи с ограниченностью запасов, но и в связи с их большой ценностью как сырья для нефтехимической промышленности. Для России немалое значение имеет и экспортная ценность жидких топлив нефти. Поэтому жидкое топливо (мазут) на ТЭС будет использоваться либо как резервное топливо на газомазутных ТЭС, либо как вспомогательное топливо на пылеугольных ТЭС, обеспечивающее устойчивое горение угольной пыли в котле при некоторых режимах.

*Использование природного газа на конденсационных паротурбинных ТЭС нерационально*: для этого следует использовать парогазовые установки утилизационного типа, основой которых являются высокотемпературные ГТУ.

Таким образом, далекая перспектива использования классических паротурбинных ТЭС и в России, и за рубежом, прежде всего, связана с использованием углей, особенно низкосортных. Это, конечно, не означает прекращения эксплуатации газомазутных ТЭС, которые будут постепенно заменяться ПГУ.

Страница 14 из 75

### **3. УСТРОЙСТВО И ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ СОВРЕМЕННОЙ ТЭЦ**

#### **3.1. Снабжение теплом промышленных предприятий и населения крупных и средних городов**

Жизнь человека связана с широким использованием не только электрической, но и тепловой энергии.

В соответствии с санитарными нормами трудовая деятельность человека на предприятиях и его домашний отдых должны протекать в определенных комфортных условиях: все помещения должны отапливаться, вентилироваться, снабжаться горячей водой для бытовых целей; в жилых помещениях температура воздуха должна составлять +18 °С, а в поликлиниках, больницах, детских учреждениях +20 °С, в общественных зданиях +16 °С. Эти комфортные условия могут быть реализованы только при постоянном подводе к объекту отопления (теплоприемнику) вполне определенного количества тепла, которое зависит от температуры наружного воздуха. Для этих целей чаще всего используется горячая вода с температурой у пользователя 80—90 °С.

Для различных технологических процессов промышленных предприятий (например, сушки, окраски, работы паровых молотов) требуется так называемый производственный пар с давлением 1—3 МПа.

Важно сразу усвоить, что тепло, используемое человеком для бытовых нужд, является низкопотенциальным, т.е. ее теплоноситель имеет относительно невысокую температуру и давление, поскольку именно это позволяет организовать высокоэкономичное производство электрической и тепловой энергии на ТЭЦ, о чем, в основном, пойдет речь ниже.

В общем случае снабжение любого объекта тепловой энергией обеспечивается системой, состоящей из трех основных элементов: источника тепла (например, котельной), тепловой сети (например, трубопроводов горячей воды или пара) и теплоприемника (например, батареи водяного отопления, располагаемой в комнате).

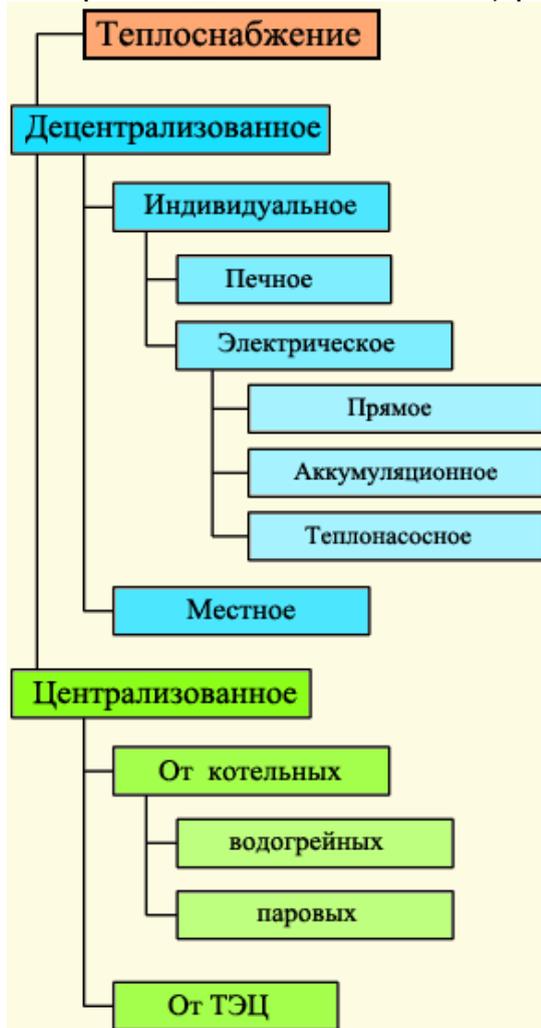


Рис. 3.1. Виды теплоснабжения

Если источник теплоты и теплоприемник практически совмещены, т.е. тепловая сеть либо отсутствует, либо очень коротка, то такую систему теплоснабжения называют децентрализованной (рис. 3.1).

Примером такой системы является печное или электрическое отопление. В свою очередь, децентрализованное теплоснабжение может быть индивидуальным, при котором в каждом помещении используются индивидуальные отопительные приборы (например, электронагреватели), или местным (например, обогрев здания с помощью индивидуальной котельной или теплонасосной установки). Теплопроизводительность таких котельных не превышает 1 Гкал/ч (1,163 МВт).

Мощность тепловых источников индивидуального теплоснабжения невелика и определяется потребностями индивидуумов.

Альтернативой децентрализованному теплоснабжению является централизованное теплоснабжение. Ее характерный

признак — наличие разветвленной тепловой сети, от которой питаются многочисленные абоненты (заводы, фабрики, общественные здания, жилые помещения и т.д.). Для централизованного теплоснабжения используются два вида источников: котельные и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ).

Степень централизации теплоснабжения может быть различной.

В зависимости от числа теплоприемников, питаемых от одного теплоисточника, различают централизованное теплоснабжение групповое (питается группа зданий от групповой котельной установки мощностью 1—10 Гкал/ч), квартальное (от квартальной котельной

теплопроизводительностью 10—50 Гкал/ч), районное (питается район — несколько групп зданий), городское (питается несколько районов города), межгородское (питается несколько городов).

Выбор типа теплоснабжения не однозначен, поскольку он определяется не только техническими и технико-экономическими преимуществами и недостатками того или иного типа. Он также зависит и от финансовых возможностей тех или иных потребителей. Если бы, например, население России имело бы достаточно средств для оплаты электроэнергии для целей отопления, то использование электронагревательных приборов было бы, наверное, самым комфортным и экологичным. Но при этом следует помнить, что ее стоимость будет не меньше, чем стоимость электроэнергии, которая получена на ТЭС из топлива с использованием только 40 % теплоты, заключенной в нем, с учетом потерь в электрических сетях.

Несмотря на отмеченные трудности, можно однако с уверенностью сказать, что для большинства крупных северных городов с населением более 100 тыс. чел. наиболее рациональным является централизованное теплоснабжение на базе ТЭЦ. Оно позволяет не только сэкономить значительное количество топлива, но и существенно сократить вредные выбросы в атмосферу, сэкономить дорогие городские площади.

Для небольших населенных пунктов, особенно тех, которые требуют отопления короткое время в году и в которых не стоят остро вопросы экологии, целесообразно использовать децентрализованные источники теплоты, соответствующие вкусам и финансовым возможностям потребителей.

На рис. 3.2 показана схема **водогрейной котельной**. К сетевому насосу из тепловой сети поступает обратная сетевая вода — вода, использованная для отопления. Сетевой

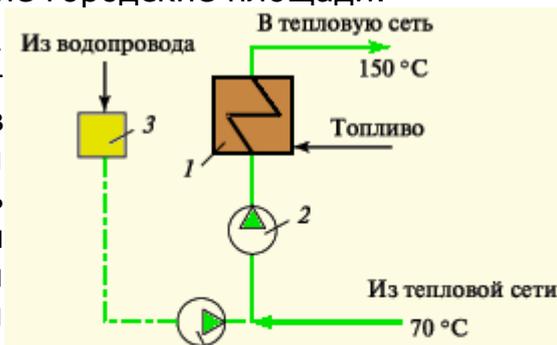


Рис. 3.2. Принципиальная схема водогрейной котельной:

- 1 — водогрейный котёл; 2 — сетевой насос;
- 3 — водоподготовительная установка;
- 4 — подпиточный насос

насос служит для прокачки сетевой воды через водогрейный котел, в котором она нагревается теплом сжигаемого топлива (газа, мазута, каменного или бурого угля). Нагретая вода, называемая прямой сетевой водой, подается в тепловую сеть для использования потребителями (абонентами). Таким образом, осуществляется постоянная циркуляция сетевой воды, нагреваемой в котле и охлаждаемой в теплоприемниках. Для восполнения неизбежной утечки сетевой воды служат водоподготовительная установка и подпиточный насос.

Тепловая мощность (производительность) водогрейных котлов составляет 4—200 Гкал/ч. На рис. 3.3 показан котел КВГМ-50 (котел водогрейный газомазутный теплопроизводительностью 50 Гкал/ч).

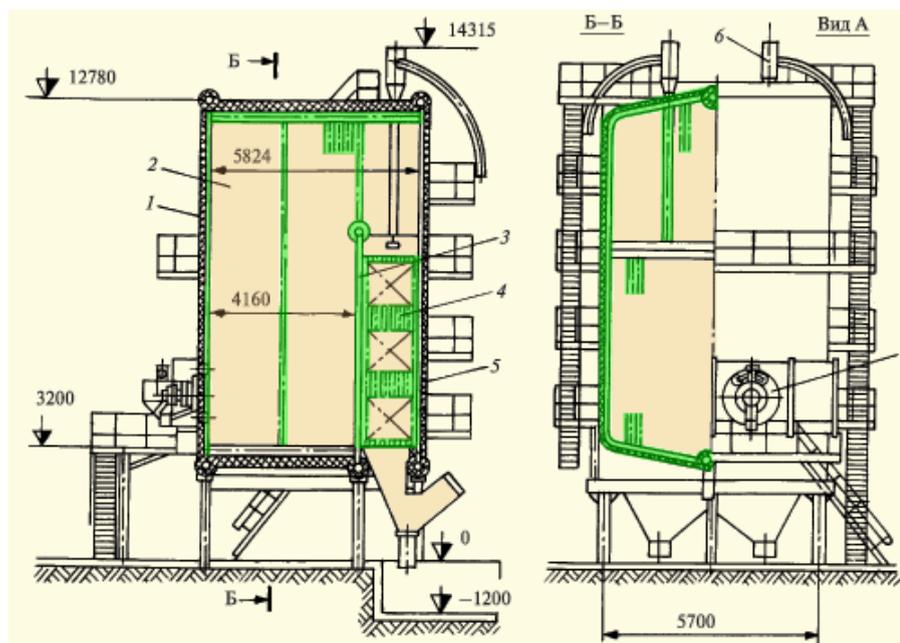


Рис. 3.3. Устройство водогрейного котла КВГМ-50:  
 1 — 3, 5 — экраны соответственно передний, боковой, промежуточный и задний;  
 4 — конвективные пакеты; 6 — дробеочистительная установка; 7 — газомазутная горелка

Он, как и паровой котел, представляет собой П-образную шахту прямоугольного сечения. Первая его часть — топка. Она облицована трубчатыми экранами, внутри которых движется вода, нагреваемая излучением горящего факела топлива. Во второй части размещены конвективные поверхности — трубные пучки, обогреваемые за счет конвективного теплообмена с горячими газами. Как видно из сравнения рис. 2.2 и 3.3, водогрейный котел несравненно проще энергетического и, прежде всего потому, что вода в нем только нагревается, но не претерпевает фазовых превращений.

В крупных городах основным источником централизованного теплоснабжения являются ТЭЦ и районные тепловые станции (РТС) производительностью до 400 Гкал/ч. Обычно здание РТС в плане имеет вид буквы «Н» и состоит из котельной, машзала и строительной перемычки между ними. В котельном зале размещаются водогрейные котлы, в машзале — многочисленные насосы, система подпитки теплосети, в перемычке — пульт управления и бытовые помещения.

Страница 15 из 75

### 3.2. Понятие о теплофикации

Сейчас, когда стало понятно, как организовано снабжение предприятий и населения теплом, целесообразно рассмотреть понятие теплофикации.

Очень часто по аналогии с электрификацией под теплофикацией понимают строительные, монтажные и организационные мероприятия, обеспечивающие тепловому потребителю из централизованного источника теплоты. На самом деле это нечто другое. Теплофикация — это действительно централизованное теплоснабжение потребителей теплом, но не от любого источника, а именно от ТЭЦ. При этом на ТЭЦ это тепло получают при конденсации пара, взятого из паровой турбины после того, когда он прошел часть турбины и выработал электрическую мощность.

### 3.3. Представление о тепловых сетях крупных городов.

Тепловая сеть — это сложное инженерно-строительное сооружение, служащее для транспорта тепла с помощью теплоносителя (воды или пара) от источника (ТЭЦ или котельной) к тепловым потребителям.

От коллекторов прямой сетевой воды ТЭЦ с помощью магистральных теплопроводов горячая вода подается в городской массив. Магистральные теплопроводы имеют ответвления, к которым присоединяется внутриквартальная разводка к центральным тепловым пунктам (ЦТП). В ЦТП находится теплообменное оборудование с регуляторами, обеспечивающее снабжение квартир и помещений горячей водой.

Тепловые магистрали соседних ТЭЦ и котельных для повышения надежности теплоснабжения соединяют перемычками с запорной арматурой, которые позволяют обеспечить теплоснабжение при авариях и ревизиях отдельных участков тепловых сетей и источников теплоснабжения. Таким образом, тепловая сеть города — это самый сложный комплекс теплопроводов, источников тепла и его потребителей.



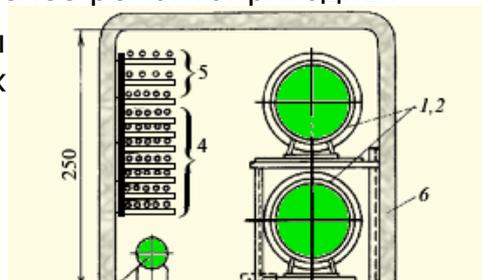
Рис. 3.4. Укладка бесканального теплопровода

Теплопроводы могут быть подземными и надземными. Надземные теплопроводы обычно прокладывают по территориям промышленных предприятий и промышленных зон, не подлежащих застройке, при пересечении большого числа железнодорожных путей, т.е. везде, где либо не вполне эстетический вид теплопроводов не играет большой роли, либо затрудняется доступ к ревизии и ремонту теплопроводов. Надземные теплопроводы долговечнее и лучше приспособлены к ремонтам.

В жилых районах из эстетических соображений используется подземная прокладка теплопроводов, которая бывает бесканальной и канальной.

При бесканальной прокладке (рис. 3.4) участки теплопровода укладывают на специальные опоры непосредственно на дне вырытых грунтовых каналов, сваривают между собой стыки, защищают их от воздействия агрессивной среды и засыпают грунтом. Бесканальная прокладка — самая дешевая, однако теплопроводы испытывают внешнюю нагрузку от грунта (заглубление теплопровода должно быть 0,7 м), более подвержены воздействию агрессивной среды (грунта) и менее ремонтпригодны.

При канальной прокладке теплопроводы помещаются в каналы из сборных



железобетонных элементов, изготовленных на заводе. При такой прокладке теплопровод разгружается от гидростатического действия грунта, находится в более комфортных условиях, более доступен для ремонта.

По возможности доступа к теплопроводам каналы делятся на проходные, полупроходные и непроходные. В проходных каналах (рис. 3.5) кроме трубопроводов подающей и обратной сетевой воды, размещают водопроводные трубы питьевой воды, силовые кабели и т.д. Это наиболее дорогие каналы, но и наиболее надежные, так как позволяют организовать постоянный легкий доступ для ревизий и ремонта, без нарушения дорожных покрытий и мостовых. Такие каналы оборудуются освещением и естественной вентиляцией.

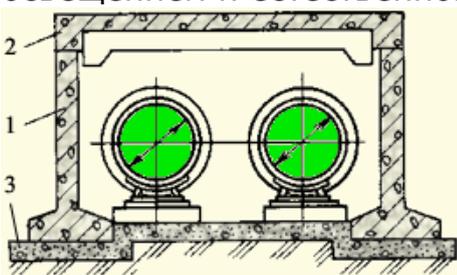


Рис. 3.6. Непроходной канал:  
1 — стеновой блок; 2 — блок перекрытия;  
3 — бетонная подготовка

Непроходные каналы (рис. 3.6) позволяют разместить в себе только подающий и обратный теплопроводы, для доступа к которым необходимо срывать слой грунта и снимать верхнюю часть канала. В непроходных каналах и бесканально прокладывается большая часть теплопроводов.

Полупроходные каналы (рис. 3.7) сооружают в тех случаях, когда к теплопроводам необходим постоянный, но редкий доступ. Полупроходные каналы имеют высоту не менее 1400 мм, что позволяет человеку передвигаться в нем в полусогнутом состоянии, выполняя осмотр и мелкий ремонт тепловой изоляции. Монтаж трубопровода в полупроходных каналах показан на рис. 3.8.

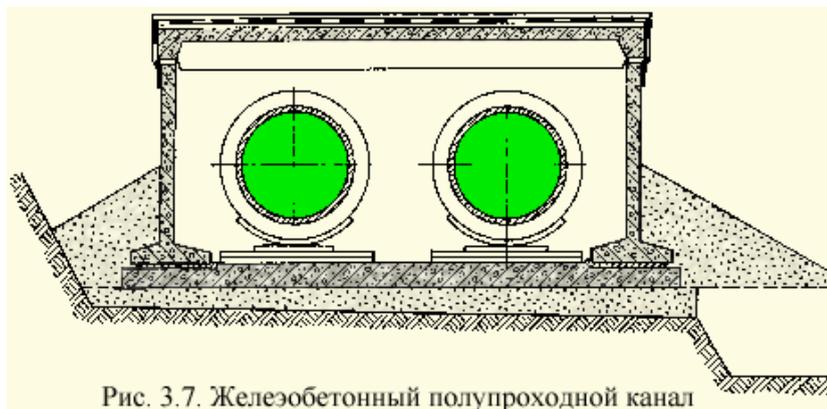


Рис. 3.7. Железобетонный полупроходной канал



Наибольшую опасность для теплопроводов представляет коррозия внешней поверхности, происходящая вследствие воздействия кислорода, поступающего из грунта или атмосферы вместе с влагой; дополнительным катализатором являются диоксид углерода, сульфаты и хлориды, всегда имеющиеся в достаточном количестве в окружающей среде. Для уменьшения коррозии теплопроводы покрывают многослойной изоляцией, обеспечивающей низкое водопоглощение,

малую воздухопроводность и хорошую теплоизоляцию.

Наиболее полно этим требованием удовлетворяет конструкция, состоящая из двух труб — стальной (теплопровод) и полиэтиленовой, между которыми размещается ячеистая полимерная структура пенополиуретана. Последний имеет теплопроводность втрое ниже, чем обычные теплоизолирующие материалы.

Страница 17 из 75

### 3.4. Раздельная и комбинированная выработка электроэнергии и тепла. Термодинамическое преимущество комбинированной выработки

Если для некоторого потребителя, например города требуется в некоторый момент количество электроэнергии  $N_э$  (в единицу времени) и количество тепла  $Q_т$ , то технически проще всего получить их раздельно. Для этого можно построить конденсационную ПТУ (рис. 3.9, а) электрической мощностью  $N_э$  с глубоким вакуумом, создаваемым конденсатором, который охлаждается водой.

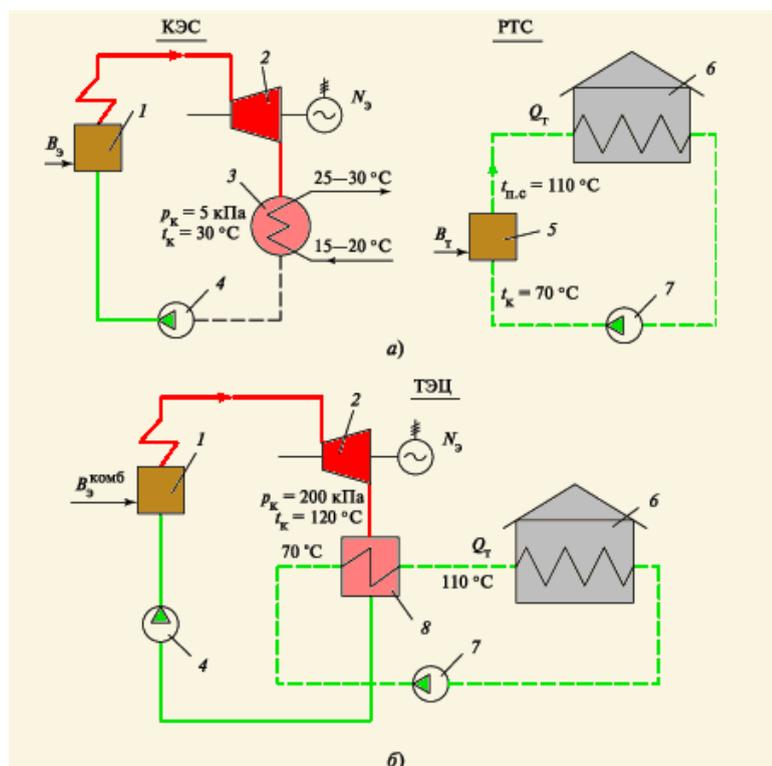


Рис. 3.9. Схемы раздельной (а) и комбинированной (б) выработки тепла и электроэнергии:

1 — энергетический котёл; 2 — паровая турбина; 3 — конденсатор;  
4 — питательный насос; 5 — водогрейный котёл; 6 — потребитель тепла;  
7 — сетевой насос; 8 — сетевой подогреватель

При ее температуре  $t_{\text{охл.в}} = 15-20 \text{ }^\circ\text{C}$  можно получить давление в конденсаторе  $p_k = 0,04-0,06 \text{ ат}$  (3—4 кПа), а температура конденсирующегося пара будет составлять в соответствии с рис. 1.2  $t_k = 30-35 \text{ }^\circ\text{C}$ . Кроме того, для производства тепла  $Q_т$  можно построить РТС,

в водогрейном котле которой циркулирующая сетевая вода будет нагреваться, например, от 70 до 110 °С. При отдельном производстве  $Q_T$  тепла и  $N_э$  электроэнергии общая затрата тепла, которая будет получена из топлива, составит

$$Q_{\text{разд}} = Q_T + N_э / (\eta_k \eta_{\text{ПТУ}})$$

где  $\eta_k$  — КПД котла, составляющий 90—94 % (см. рис. 1.1);  $\eta_{\text{ПТУ}}$  — КПД конденсационной ПТУ, равный примерно 45 %.

Ту же задачу производства электроэнергии и тепла можно решить по-другому (рис. 3.9, б). Вместо конденсатора на КЭС можно установить сетевой подогреватель, от которого получать количество теплоты  $Q_T$ . Конечно, поскольку нагретая сетевая вода должна иметь, скажем, 110 °С, то давление в сетевом подогревателе (и за паровой турбиной) должно быть не 0,05 ат (как в конденсаторе турбины КЭС), а на уровне 1,2 ат (см. рис. 1.2). При этом давлении образующийся из конденсирующего пара конденсат будет иметь температуру примерно 120 °С, что и обеспечит нагрев сетевой воды до 110 °С.

Таким образом, в одной энергетической установке вырабатывается одновременно электрическая энергия и тепло в требуемых количествах. Поэтому такое производство тепла и электроэнергии называют комбинированным. Термины «комбинированное производство» и «теплофикация» — синонимы. Изображенная на рис. 3.9, б установка является не чем иным как простейшей ТЭЦ с турбиной с противодавлением (так как давление за ней, как правило, выше атмосферного). Расход тепла при комбинированной выработке при тех же  $N_э$  и  $Q_T$  составит:

$$Q_{\text{комб}} = Q_T + N_э / \eta_k$$

В этой формуле, получаемой из (3.1) при  $\eta_{\text{ПТУ}} = 1$ , учтено, что тепло, выходящее с паром из турбины, не отдается бесполезно охлаждающей воде в конденсаторе, а полностью отдается в сетевом подогревателе тепловому потребителю. При этом не сжигается дополнительное топливо в водогрейном котле.

Разность количеств тепла, затраченного на получение электрической мощности  $N_э$  и тепла  $Q_T$  при отдельной и комбинированной их выработке

$$\Delta Q = Q_{\text{разд}} - Q_{\text{комб}} = \left( \frac{1}{\eta_{\text{ПТУ}}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \chi Q_T$$

где  $\chi = N_э / Q_T$  — очень важная характеристика, называемая выработкой электроэнергии на тепловом потреблении.

Так как  $\Delta B = \Delta B_T Q_{\text{сг}}$  где  $\Delta B_T$  — экономия топлива, а  $Q_{\text{сг}}$  — его теплота сгорания, то экономия топлива при комбинированной выработке тепла и электроэнергии по сравнению с отдельной составит

$$\Delta B_T = \frac{1}{Q_{\text{сг}}} \left( \frac{1}{\eta_{\text{ПТУ}}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \chi Q_T$$

Так как  $\eta_{\text{ПТУ}} < 1$ , то всегда  $\Delta B_T > 0$ , т.е. при теплофикации всегда возникает экономия топлива. Физическая причина экономии топлива

очевидна: теплота конденсации пара, покидающего паровую турбину, отдается не охлаждающей воде конденсатора, а тепловому потребителю. Из (3.4) видно, что чем хуже конденсационная паротурбинная установка, т.е. меньше  $h_{ПТУ}$ , тем эффективнее теплофикация, так как большее количество тепла, передававшееся охлаждающей воде при отдельной выработке, теперь передается сетевой воде.

Экономия  $DB_T$  зависит от соотношения электрической и тепловой мощности  $s = N_э/Q_T$ . Чем больше  $N_э$  при фиксированной  $Q_T$ , тем большая конденсационная мощность замещается экономичной теплофикационной.

Приведенная на рис. 3.9, б простейшая теплофикационная ПТУ позволяет легко понять преимущество комбинированной выработки. Однако она имеет существенный недостаток: с ее помощью нельзя произвольно изменять соотношение между электрической  $N_э$  и тепловой мощностью  $Q_T$ . Изменение любой из них приводит к автоматическому изменению другой и не всегда в соответствии с требованиями потребителей. Чаще всего ПТУ такого типа используют там, где требуется изменение по определенному графику только одного параметра, обычно тепловой нагрузки  $Q_T$ , а второй параметр — мощность, будет такой, «какой получится».

Для того, чтобы исключить этот недостаток, теплофикационную турбину выполняют с регулируемым отбором пара нужных параметров и с конденсацией пара в конце процесса расширения (рис. 3.10).

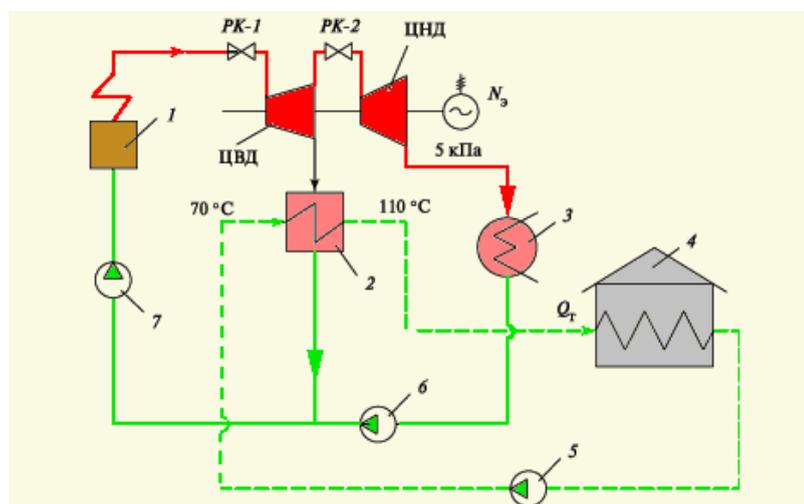


Рис. 3.10. Схема отопительной ТЭЦ с теплофикационной турбиной:  
 1 — энергетический котёл; 2 — сетевой подогреватель; 3 — конденсатор;  
 4 — потребитель тепла; 5 — сетевой насос; 6 — конденсатный насос;  
 7 — питательный насос

С помощью регулирующих клапанов  $PK-1$  и  $PK-2$  соответственно перед ЦВД и ЦНД можно в широких пределах изменять независимо электрическую мощность и отпуск тепла. Если клапан  $PK-2$  закрыть полностью и направить весь поступивший в турбину пар в сетевой подогреватель, то турбина будет работать как турбина с противодавлением и выгода от теплофикации будет максимальной. Так обычно работают теплофикационные турбины зимой, когда требуется много тепла. Если, наоборот, открыть полностью  $PK-2$  и закрыть проток сетевой воды через сетевой подогреватель, турбина будет работать как

конденсационная с максимальной потерей тепла в конденсаторе. Так обычно работают теплофикационные турбины летом.

Ясно, что экономичность работы турбоустановки с теплофикационной турбиной зависит от соотношения расходов пара в сетевой подогреватель и конденсатор: чем оно больше, тем больше экономия топлива.

Таким образом, теплофикация всегда приводит к экономии топлива, которая в масштабах всей России оценивается примерно в 15 %. Однако при этом следует помнить, что пар, идущий в сетевой подогреватель, вырабатывается энергетическим, а не простым водогрейным котлом. Для транспортировки пара нужны паропроводы большего диаметра на высокие, иногда сверхкритические параметры пара. Теплофикационная турбина и ее эксплуатация существенно сложнее, чем конденсационная. В конденсационном режиме теплофикационная турбина работает менее экономично, чем конденсационная.

Это приводит к тому, что экономически целесообразным оказывается иметь в системе электро- и централизованного теплоснабжения и ТЭЦ, и котельные, и конденсационные электростанции. При этом надо иметь в виду, что часть структуры этих систем складывается исторически, с предварительным вводом котельных, которые в дальнейшем играют роль резервных источников тепла. В качестве примера приведем структуру электро- и теплоснабжения Москвы (рис. 3.11).

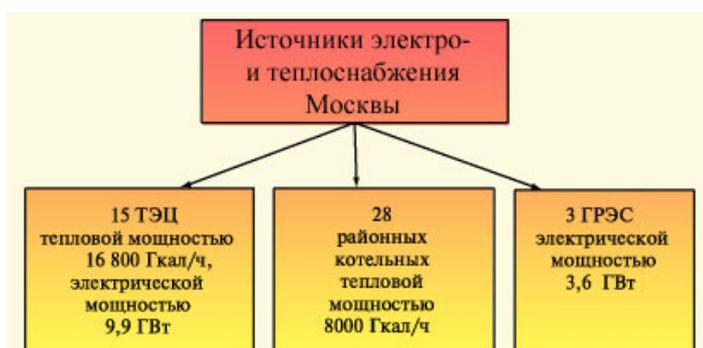


Рис. 3.11. Структура источников электрической и тепловой энергии Москвы

Страница 18 из 75

### 3.5. Распределение экономии топлива от теплофикации на выработанные электроэнергию и тепло. Показатели качества работы ТЭЦ

Отметим еще одну важную, по существу, финансовую проблему, возникающую для ТЭЦ. ТЭЦ продает потребителям два вида энергии различной энергетической ценности: тепловую и электрическую, причем их потребители в общем случае — разные. Объективно существующая экономия топлива при комбинированной выработке электроэнергии и тепла должна быть разделена и учтена в себестоимости и цене на эти два вида энергии. Однако сделать это технически невозможно: и тепло, и электроэнергия вырабатываются общими котлом, турбиной и другим оборудованием ТЭЦ; далее, с одной стороны, без отпуска тепла из отборов турбины нет экономии топлива, с другой стороны она отсутствует и без выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Проблеме как разделить объективно существующую экономию топлива между электроэнергией и теплом, посвящены десятки (если не сотни) работ и единственным их окончательным результатом стало понимание того, что этого сделать нельзя.

Начиная с плана ГОЭЛРО и вплоть до 1995 г., при распределении экономии от теплофикации использовался так называемый «физический» метод», по которому вся экономия топлива относилась на электроэнергию. При этом получалось, что расход условного топлива на 1 кВт·ч на ТЭЦ составлял 230—250 г/(кВт·ч), а на ГРЭС — 320—350 г/(кВт·ч). Это не результат более экономичной работы ТЭЦ, а способа распределения выгоды от теплофикации. В 1995 г. на ТЭЦ России была введена новая инструкция для ТЭЦ по распределению экономии топлива от теплофикации. Последствия ввода нового способа представлены на рис. 3.12. Кривая 1 показывает, как уменьшался удельный расход условного топлива на производство электроэнергии в целом сначала для СССР, а потом — для России, причем учитывалась электроэнергия, вырабатываемая и ГРЭС, и ТЭЦ в соответствии с «физическим» методом.

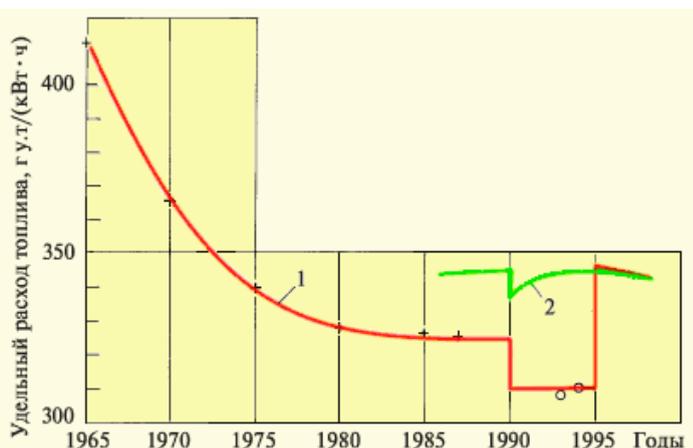


Рис. 3.12. Влияние метода распределения экономии топлива при комбинированной выработке тепла и электроэнергии на расчётные показатели экономичности:  
 1 — удельный расход топлива в целом по стране; 2 — то же для энергоблоков мощностью 300 МВт

Видно, что в период 1985—1990 гг. удельный расход условного топлива стабилизировался на уровне 325—327 г/(кВт·ч). В момент распада СССР показатели по выработке электроэнергии резко улучшились [до 310 г/(кВт·ч)] главным образом за счет исключения в основном конденсационных мощностей на Украине, в Прибалтике и Белоруссии. Эти показатели существовали вплоть до 1995 г., когда была введена новая инструкция, и в соответствии с ней удельный расход условного топлива в целом по России скачком возрос до 347 г/(кВт·ч). Конечно, это результат переноса части экономии топлива от теплофикации с электроэнергии на тепло (заметим, что в России почти половина электроэнергии вырабатывается ТЭЦ). То, что это так, видно из кривой 2, отражающей изменение удельного тепла для конденсационных энергоблоков мощностью 300 МВт. Этих энергоблоков инструкция по распределению выгоды от теплофикации, естественно, не коснулась и после улучшения показателей экономичности в 1990 г. (главным образом, за счет исключения из энергосистемы России пылеугольных

энергоблоков Украины) наблюдается тенденция к ухудшению экономичности, главным образом за счет старения оборудования.

Условность разделения выгоды от теплофикации между электроэнергией и теплом необходимо также учитывать при сравнении интегральных показателей экономичности различных стран. Если, например, средний удельный расход условного топлива на ТЭС Японии составляет [310—315 г/(кВт·ч)], а в России 345—350 г/(кВт·ч), и разница между ними 35 г/(кВт·ч), то в действительности она еще больше, так как в Японии практически отсутствует теплофикация, а в России примерно половина электроэнергии производится на ТЭЦ.

Теперь перейдем к показателям, характеризующим экономичность работы ТЭЦ. Когда в лекции 2 рассматривали экономичность конденсационной ТЭС, мы выяснили, что для этой цели используется один показатель — коэффициент полезного действия нетто (это, по существу, коэффициент полезного использования топлива) или эквивалентный ему удельный расход условного топлива. Необходимость только в одном показателе экономичности для конденсационной ТЭС связана с тем, что ТЭС отпускает только один вид энергии — электроэнергию.

ТЭЦ отпускает два вида энергии — электрическую и тепловую. Поэтому для оценки качества работы ТЭЦ необходимо иметь также два показателя.

Первым показателем является коэффициент полезного использования тепла топлива. Если у конденсационных ТЭС России он не превышает 40 %, то для ТЭЦ он может достигать 85 % (а 15 % составляют потери с уходящими газами энергетических и водогрейных котлов, с конденсацией той части пара, которая проходит в конденсатор, собственные нужды).

Вторым показателем является выработка электроэнергии на тепловом потреблении  $s = N_{\text{э}}/Q_{\text{т}}$ . Ясно, что если, например, две ТЭЦ отпускают одинаковое количество тепла  $Q_{\text{т}}$  и имеют одинаковый коэффициент использования топлива, то из них лучше та, которая отпускает больше электроэнергии.

Эти два показателя полностью характеризуют экономичность работы ТЭЦ.

На практике и в отчетной документации ТЭЦ используют два других эквивалентных упомянутым выше показателям: привычный нам удельный расход условного топлива на производство электроэнергии  $b_{\text{э}}$  в г/(кВт·ч) и удельный расход условного топлива на производство 1 Гкал тепла  $b_{\text{т}}$  в кг/Гкал. Для ТЭЦ  $b_{\text{т}} = 150—170$  кг/Гкал. Эти величины подсчитываются в соответствии с нормативными документами по распределению затраченного топлива на производство электроэнергии и тепла.

Страница 19 из 75

### **3.6. Устройство ТЭЦ и технологический процесс получения горячей сетевой воды на ТЭЦ**

На рис. 3.13 показана упрощенная технологическая схема производства электроэнергии и тепла на ТЭЦ

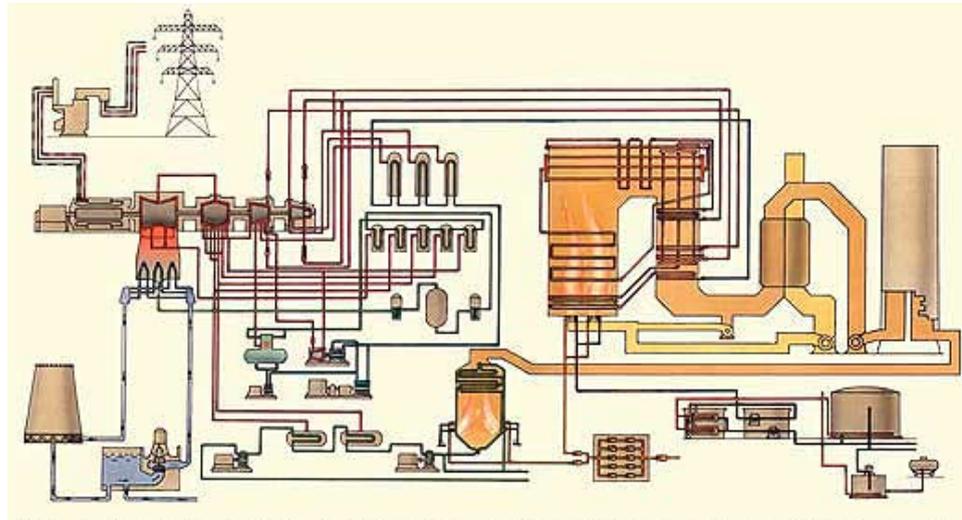


Рис. 3.13. Технологическая схема производства электроэнергии и тепла на ТЭЦ

Технология производства электроэнергии на конденсационной ТЭС и ТЭЦ практически не отличаются, поэтому в этой части рис. 2.2 и 3.13 совпадают. Мало того, когда ТЭЦ не отпускает тепла (например, летом или сразу же после ввода в эксплуатацию, когда тепловые сети еще не готовы), она работает просто как конденсационная ТЭС.

Главное отличие ТЭЦ от ТЭС состоит в наличии на ТЭЦ водонагревательной (теплофикационной) сетевой установки. Остывшая в теплоприемниках тепловой сети обратная сетевая вода поступает к сетевым насосам I подъема *СН-I* (рис. 3.13). Насосы повышают давление сетевой воды, исключая ее закипание при нагреве в сетевых подогревателях и обеспечивая ее прокачку через сетевые подогреватели. Из сетевого насоса *СН-I* сетевая вода последовательно проходит через трубную систему сетевых подогревателей *СП-1* и *СП-2*. Нагрев сетевой воды в них осуществляется теплотой конденсации пара, отбираемого из двух отборов паровой турбины. Отбор пара осуществляется при таких давлениях, чтобы температура его конденсации в сетевом подогревателе была достаточной для нагрева сетевой воды (см. рис. 1.2).

Нагретая в *СП-1* и *СП-2* сетевая вода поступает к сетевым насосам II подъема, которые подают ее в пиковый водогрейный котел ПВК и обеспечивают ее прокачку через всю или часть (до теплонасосной станции) тепловой сети. Для нагрева сетевой воды в *ПВК* в него от *ГРП* подается газ, а от дутьевого вентилятора — воздух. Нагретая до требуемой температуры сетевая вода (прямая) подается в магистраль прямой сетевой воды и из него — тепловым потребителям.

Второе существенное отличие турбоустановки отопительной ТЭЦ от ТЭС состоит в использовании не конденсационной, а теплофикационной паровой турбины — турбины, позволяющей выполнять большие регулируемые отборы пара на сетевые подогреватели, регулируя их давление (т.е. нагрев сетевой воды и ее расход).

Страница 20 из 75

## **УСТРОЙСТВО ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ МОЩНОЙ ТЭЦ**

### **4.1. Схема водоподогревательной установки ТЭЦ**

Одной из главных задач ТЭЦ является нагрев требуемого количества обратной сетевой воды  $W_{c.в}$  с температурой  $t_{o.c}$  до температуры прямой сетевой воды  $t_{п.с}$ . Таким образом, режим работы ТЭЦ по отпуску тепла с сетевой водой диктуется потребителем тепла — тепловой сетью — и должен в неукоснительном порядке выполняться ТЭЦ.

Нагрев сетевой воды на ТЭЦ до одной и той же температуры  $t_{п.с}$  можно осуществить разными способами.

Самый простой, но и самый неэкономичный способ — это нагрев воды с помощью редуциционно-охладительных установок (РОУ). Обратная сетевая вода поступает к РОУ, питаемой от паропровода свежего пара. Часть свежего пара, поступающего к каждой паровой турбине, редуцируется и направляется в сетевой подогреватель (СП), где, конденсируясь, передает теплоту конденсации сетевой воде. По существу, в этом случае на ТЭЦ параллельно с паровой конденсационной турбиной как бы установлена котельная с дорогостоящим энергетическим паровым котлом на высокие параметры пара, иногда сверхкритического давления, с дорогостоящей РОУ, арматурой и теплообменником. Поэтому такой способ нагрева сетевой воды должен использоваться только в случае крайней необходимости, например, при выводе из работы паровой турбины и необходимости выработки тепла.

Другим способом является использование теплоты конденсации пара низкого давления, отбираемого из турбины после того, как он прошел большую ее часть и выработал механическую энергию. Однако и при этом необходимо отбирать пар достаточно высокого давления, особенно для получения необходимой температуры прямой сетевой воды. Поэтому в большинстве случаев для нагрева сетевой воды на ТЭЦ используются водоподогревательные установки, принципиальная тепловая схема которой в условных обозначениях показана на рис. 4.1. В состав водоподогревательной установки входят:

- сетевые подогреватели;
- система насосов, обеспечивающая циркуляцию сетевой воды через водоподогревательную установку и теплосеть (или ее часть);
- паропроводы отопительных отборов, снабжающие сетевые подогреватели паром из турбины;
- система эвакуации конденсата греющего пара из сетевых подогревателей;
- система удаления неконденсирующихся газов из сетевых подогревателей, препятствующих хорошей передаче теплоты от конденсирующегося пара к сетевой воде.

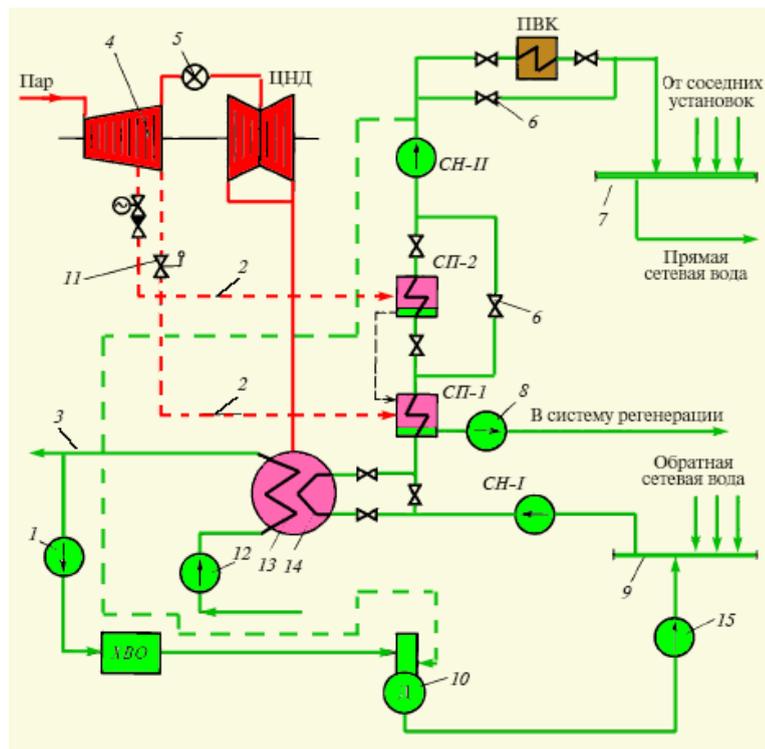


Рис. 4.1. Принципиальная схема теплофикационной установки и ее включение в общую схему подогрева сетевой воды на ТЭЦ

На современных ТЭЦ для нагрева сетевой воды обычно используются два сетевых подогревателя, через которые нагреваемая сетевая вода проходит последовательно. Сначала она поступает в «нижний» подогреватель *СП-1*, в который поступает пар «ниже по течению» в турбине, т.е. при меньшем давлении, а затем в «верхний» сетевой подогреватель *СП-2*, в который поступает пар с большим давлением. При работе двух сетевых подогревателей реализуется *двухступенчатый нагрев сетевой воды*, который более экономичен, чем одноступенчатый (т.е. с использованием только одного сетевого подогревателя — верхнего).

Обратная сетевая вода из магистральных трубопроводов различных районов города подается в один или несколько станционных коллекторов 9 обратной сетевой воды. Из этого коллектора питаются все водонагревательные установки ТЭЦ, каждая из которых работает от своей турбины. В конечном счете, все водонагревательные установки работают на один или несколько напорных коллекторов 7 прямой сетевой воды, откуда она разводится на отопление районов города.

Сетевая вода из магистрали обратной сетевой воды ТЭЦ сетевыми насосами *СН-I* первого подъема подается к нижнему сетевому подогревателю *СП-1*, который питается паром из выходного патрубка ЦВД (это нижний теплофикационный отбор). В некоторых режимах сетевую воду можно предварительно подогреть в так называемом *встроенном пучке 14* конденсатора.

Конденсатор теплофикационной турбины отличается от конденсатора турбины конденсационной тем, что в нем выделено определенное количество охлаждающих трубок с отдельным подводом и отводом охлаждающей (или нагреваемой) воды. В зимний период, когда требуется большое количество тепла, регулирующей клапан 5 перед

ЦНД турбины закрывают почти полностью, для того чтобы почти весь поступающий в турбину пар направить в сетевые подогреватели. Однако для того, чтобы рабочие лопатки ЦНД не разогрелись до недопустимой температуры от трения о неподвижную плотную паровую среду, через ЦНД пропускают небольшое количество пара. Во встроенный пучок подают небольшое количество сетевой или *подпиточной воды теплосети*, а в трубки основного трубного пучка *13* циркуляционная охлаждающая вода не подается. Конденсирующийся на трубках встроенного пучка пар передает свое тепло конденсации сетевой воде. Конденсатор в таком режиме работает как подогреватель сетевой воды.

Продолжим рассмотрение схемы, показанной на рис. 4.1. После *СП-1*, если температура сетевой воды соответствует требованию температурного графика тепловой сети, то она через байпасные линии (через задвижку *б*) сетевыми насосами *СН-II* второго подъема направляется в напорную магистраль *7* прямой сетевой воды ТЭЦ. Если нагрев воды недостаточен, то сетевая вода подается в *СП-2*, обогреваемый паром с большим давлением и соответственно с более высокой температурой конденсации. В большинстве случаев сетевая вода, пройдя через оба подогревателя, нагреется до 100—110 °С. Поэтому при необходимости иметь еще более высокую температуру сетевой воды, например, в очень холодное время, ее после нагрева в двух подогревателях направляют в *ПВК*. В нем сжигается дополнительное топливо, и вода нагревается до 140—200 °С в соответствии с потребностями конкретного теплового графика.

Паропроводы *2* отопительных *отборов* подают пар из турбины в подогреватели. Главное требование к ним — малое гидравлическое сопротивление. Поэтому их выполняют большим числом (обычно 1—4), большого диаметра (вплоть до 1300 мм), минимальной протяженности (сетевые подогреватели размещают прямо под турбиной) и с минимальным количеством арматуры.

Конденсат греющего пара *СП-2* (см. штриховую линию на рис. 4.1) по каскадной схеме сбрасывается в *СП-1*, а из него с помощью сливного насоса *8* он закачивается в систему регенерации.

К сожалению, в тепловых сетях теряется определенное количество сетевой воды. Поэтому на ТЭЦ устанавливается специальная *подпиточная установка теплосети* (рис. 4.1). Сырая вода из сливного водовода *3* конденсатора группой параллельных насосов *7* подается к химводоочистке *ХВО*, а из нее — в специальный вакуумный (или атмосферный) деаэратор *10*. Греющей средой в деаэраторе является сетевая вода, нагретая в *СП-1* и *СП-2*. Поскольку давление сетевой воды составляет 0,8 МПа, а температура — 60—100 °С, то при ее подаче в деаэратор, находящийся под вакуумом, она вскипает. Образующийся пар нагревает химически очищенную воду до температуры насыщения, при которой выделяются растворенные газы. Затем очищенная и деаэрированная вода подпиточными насосами *15* подается в коллектор *9* обратной сетевой воды ТЭЦ, к которому параллельно подсоединяются подпиточные установки, описанные выше.

## 4.2. График тепловой нагрузки теплосети и работа водоподготовительной установки на ТЭЦ

Работа водонагревательных установок ТЭЦ осуществляется в соответствии с графиком потребности в тепле отапливаемого района (рис. 4.2, а). Чем ниже температура наружного воздуха, тем больше разность температур внутри помещений и снаружи и тем больше тепла уходит в окружающую среду. При проектировании ТЭЦ максимально возможную потребность в тепле  $Q_T^{\text{макс}}$  оценивают не по фактически возможной минимальной температуре воздуха в конкретном регионе, а по некоторой условной так называемой *минимальной расчетной температуре наружного воздуха*  $t_{н.в}^p$ , которая выше, чем фактически возможная в конкретном районе. Возможный дефицит в тепле сглаживается кратковременностью фактических очень низких температур воздуха и аккумулярующей способностью зданий. Минимальная расчетная температура  $t_{н.в}^p$  определяется климатическими условиями и составляет, например, для Москвы — 25 °С, для г. Томска — 40 °С.

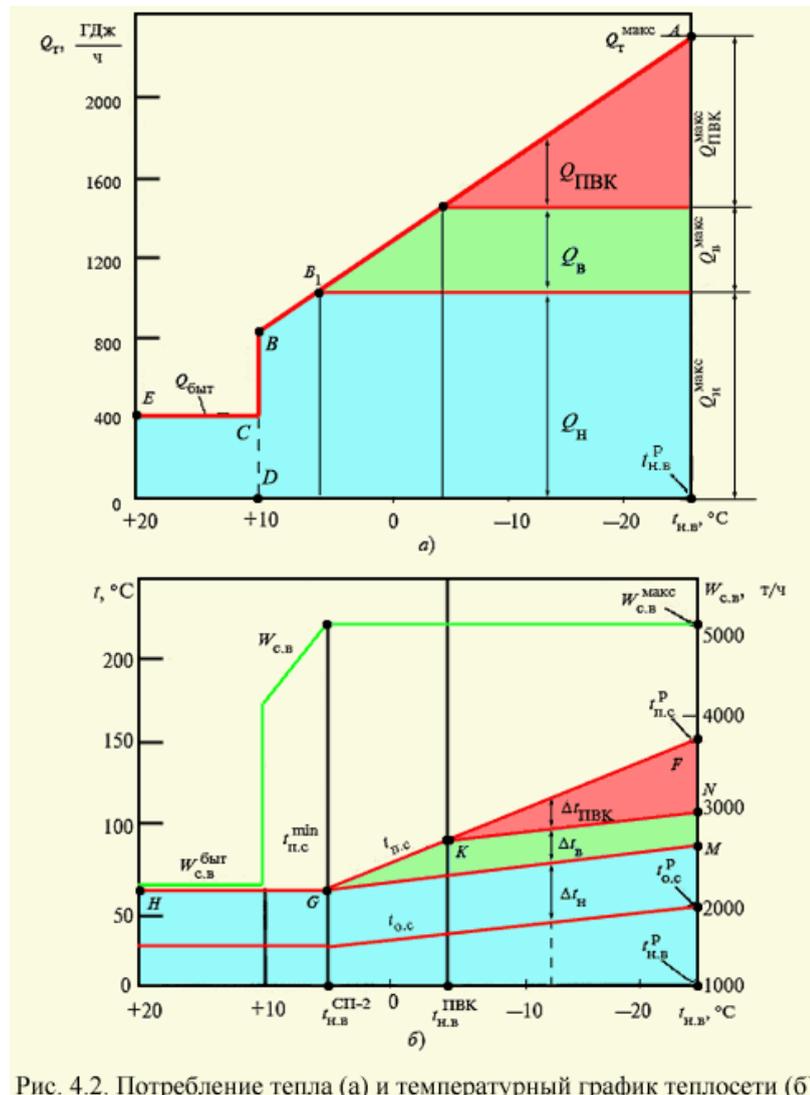


Рис. 4.2. Потребление тепла (а) и температурный график теплосети (б)

По мере повышения  $t_{н.в.}$  разность температур в помещении и в окружающей среде и потребность в тепле уменьшаются (линия АВ на рис. 4.2, а). При  $t_{н.в.} > +20$  °С уже требуется не обогрев зданий, а

кондиционирование помещений. Однако на практике отопление жилых и общественных зданий отключают при снижении  $t_{н.в}$  до некоторого меньшего значения (обычно плюс 8—10 °С) и сохранении ее в течение 3 суток. В этот момент (точка  $B$  на рис. 4.2,  $a$ ) отопительная нагрузка уменьшается до нуля (отрезок  $BD$ ). Однако бытовая тепловая нагрузка (горячее водоснабжение)  $Q_{быт}$  — круглогодична, поэтому реальная потребность в тепле уменьшается до значения  $Q_{быт}$  и сохраняется примерно постоянной при любой температуре наружного воздуха (отрезок  $CE$ ).

Таким образом, при имеющейся структуре конкретного района, обслуживаемого конкретной ТЭЦ, температура наружного воздуха  $t_{н.в}$  определяет то количество тепла, которое ТЭЦ должна отпустить с сетевой водой:

$$Q_T = cW_{с.в.}(t_{п.с} - t_{о.с})$$

где  $c = 4,19$  кДж/(кг · К) — теплоемкость сетевой воды;  $W_{с.в.}$  — ее расход. Максимальный отпуск тепла ТЭЦ

$$\Delta Q = Q_{разд} - Q_{комб} = \left( \frac{1}{\eta_{ПГУ}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \chi Q_T$$

где  $W_{с.в.}^{МАКС}$  — расход сетевой воды при максимальном отпуске тепла;  $t_{п.с}^P$  и  $t_{о.с}^P$  — так называемые расчетные температуры прямой и обратной сетевой воды соответствующие максимальному отпуску тепла (см. рис. 4.2,  $b$ ).

Как видно из соотношения (4.2), одно и тоже количество тепла  $W_T^{МАКС}$  может быть получено при различных соотношениях  $W_{с.в.}^{МАКС}$ ,  $t_{п.с}^P$  и  $t_{о.с}^P$ . При увеличении  $t_{п.с}^P$  сокращаются расход сетевой воды  $W_{с.в.}^{МАКС}$  и расход электроэнергии на ее перекачку по трубопроводам теплосети, сокращаются диаметры трубопроводов и, следовательно, капитальные вложения в теплосеть. Однако для увеличения  $t_{п.с}^P$  требуется большее давление пара, отбираемого из турбины, что приводит к уменьшению вырабатываемой ею электрической мощности. Поэтому имеется оптимальное значение расчетной температуры  $t_{п.с}^P$  прямой сетевой воды, которая зависит от региона и, например, для Москвы, как показывают расчеты, находится на уровне  $t_{п.с}^P = 150$  °С (см рис. 4.2,  $b$ ).

Расчетная температура обратной сетевой воды  $t_{о.с}^P$  также не может быть произвольной и выбирается в пределах 50—70 °С. Если, например,  $t_{п.с}^P = 150$  °С, а  $t_{о.с}^P = 70$  °С, то говорят, что ТЭЦ работает по *температурному графику теплосети 150—70 °С*, нагревая воду на 80 °С.

Выбранные значения  $t_{п.с}^P$  и  $t_{о.с}^P$  однозначно определяют [см. соотношение (4.2)] тот расход сетевой воды  $W_{с.в.}^{МАКС}$ , который необходимо подать в тепловую сеть для отпуска теплоты  $W_T^{МАКС}$ :

$$W_{с.в.}^{МАКС} = \frac{Q_T^{МАКС}}{c(t_{п.с}^P - t_{о.с}^P)}$$

При снижении тепловой нагрузки с увеличением  $t_{н.в}$  (рис. 4.2,  $a$ ) расход сетевой воды  $W_{с.в.}^{МАКС}$  держат неизменным. Поэтому нагрев воды в водонагревательной установке ТЭЦ

$$\Delta t_{c.в} = t_{п.с} - t_{o.с} = \frac{Q_T}{cW_{c.в}}$$

уменьшается вместе с уменьшением  $Q_T$ . Следовательно, зависимости  $t_{п.с}(t_{н.в})$  и  $t_{o.с}(t_{н.в})$  — нисходящие прямые, и они должны пересечься в той точке на оси абсцисс, в которой температура  $t_{п.с}$  и  $t_{o.с}$  одинаковы и равны температуре в помещениях, т.е. при  $t_{н.в} = 18 - 20$  °С. Однако  $t_{п.с}$  не может опускаться до столь низких значений, так как она используется не только для отопления, но и для бытовых нужд. Вода для бытовых нужд должна иметь температуру 60—65 °С. Ее получают нагревом водопроводной воды в водо-водяных теплообменниках, используя в качестве греющей среды прямую сетевую воду. Поэтому минимальное значение  $t_{п.с}^{мин}$  (см. рис. 4.2, а) должно составлять 70 — 75 °С, а график температуры прямой сетевой воды  $t_{п.с}(t_{н.в})$  приобретает вид ломаной  $FGH$  с горизонтальным участком  $GH$ . Аналогичный вид имеет и график  $t_{o.с}(t_{н.в})$ .

Резюмируем наши долгие рассуждения, необходимые для понимания того, какие задачи по подогреву сетевой воды стоят перед ТЭЦ и как они решаются.

Летом отапливать помещения нет необходимости. Однако необходимость в горячей воде остается. Поэтому ТЭЦ отпускает небольшое количество воды (в нашем примере на рис. 4.2, а — 2200 т/ч) с температурой 60 °С. Нагрев этой воды осуществляется только в нижнем сетевом подогревателе  $СП-1$  (см. рис. 4.1). Прямая сетевая вода с температурой 70 — 65 °С поступает в теплообменники тепловых узлов, расположенных во дворах домов. В этих теплообменниках горячая сетевая вода нагревает обычную водопроводную воду и с температурой 30 °С возвращается на ТЭЦ. Нагретая водопроводная вода используется в бытовых целях и сливается в канализацию.

С приближением осени температура наружного воздуха уменьшается, в помещениях становится холоднее, и поэтому при температуре +10 °С (см. рис. 4.2, а) включается отопление зданий. При этом температуры  $t_{п.с}$  и  $t_{o.с}$  оставляют неизменными, а расход сетевой воды резко увеличивают, так как ее необходимо использовать для нагрева воды, циркулирующей в радиаторах отопления наших домов. Этот процесс изображается отрезком  $CB$  на рис. 4.2, а.

При дальнейшем снижении температуры наружного воздуха теплосъем со зданий увеличивается, потребность в тепле растет (отрезок  $BB_1$ , поэтому расход сетевой воды повышают до максимального значения (в нашем случае  $W_{c.в.}^{макс} = 5400$  т/ч).

Дальнейшее повышение теплопроизводительности водоподогревательной установки при снижении  $t_{н.в}$  и поддержание требуемого температурного графика сети по линии  $GK$  в соответствии с (4.1) возможно только увеличением  $t_{п.с}$ , т.е. повышением давления в подогревателе  $СП-1$  или дополнительным подключением верхнего  $СП-2$ . Рациональнее оказывает второе: при температуре  $t_{н.в}^{СП-2}$  подключается  $СП-2$ . Давление в нем выше, чем в  $СП-1$  и поэтому выходящая из него сетевая вода будет иметь большую температуру.

При температуре  $t_{н.в}^{ПВК} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$  подключают ПВК и, увеличивая его тепловую нагрузку, повышают температуру прямой сетевой воды вплоть до  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Линия  $GM$  на рис. 4.2, б показывает, как изменяется температура сетевой воды за нижним сетевым подогревателем при подводе к ней постоянного количества тепла  $Q_n$  (см. рис. 4.2, а). Аналогичным образом по линии  $KN$  изменяется температура за верхним сетевым подогревателем.

При расчетной температуре  $t_{н.в}^P$  в тепловую сеть отпускается максимальное количество тепла  $W_T^{\text{МАКС}}$ , полученное в нижнем сетевом подогревателе  $W_n^{\text{МАКС}}$ , верхнем сетевом подогревателе  $W_e^{\text{МАКС}}$  и в ПВК  $W_{ПВК}^{\text{МАКС}}$ :

$$Q_T^{\text{МАКС}} = Q_n^{\text{МАКС}} + Q_e^{\text{МАКС}} + Q_{ПВК}^{\text{МАКС}}$$

Тепло  $Q_{отб}^{\text{МАКС}} = Q_n^{\text{МАКС}} + Q_e^{\text{МАКС}}$  отпускается с паром из отборов, который выработал электроэнергию. Это «теплофикационное» тепло. Тепло  $Q_{ПВК}^{\text{МАКС}}$  получено в водогрейном котле за счет сжигания дополнительного топлива. Отношение

$$\alpha_{ТЭЦ} = Q_{отб}^{\text{МАКС}} / Q_T^{\text{МАКС}}$$

называется коэффициентом теплофикации ТЭЦ.

Страница 22 из 75

### 4.3. Устройство сетевого подогревателя

Назначение сетевого подогревателя состоит в нагреве заданного количества сетевой воды до заданной температуры. Принцип его работы ничем не отличается от принципа работы поверхностного конденсатора. Разница состоит, прежде всего, в том, что в конденсаторе холодный теплоноситель (циркуляционная вода) служит для конденсации пара, покидающего турбину, и создания низкого давления на выходе из турбины, а в подогревателе осуществляется нагрев сетевой воды до заданной температуры за счет тепла конденсации пара при давлении, которое обеспечивает необходимую температуру конденсации. Другое существенное отличие сетевого подогревателя от конденсатора состоит в условиях работы: параметрах нагреваемой среды и греющего пара. В конденсаторе циркуляционная вода нагревается на  $10\text{--}15 \text{ }^\circ\text{C}$  и составляет на выходе из него в самом неблагоприятном случае  $40\text{--}50 \text{ }^\circ\text{C}$ . После подогревателей температура составляет  $100\text{--}110 \text{ }^\circ\text{C}$ , а после дополнительного нагрева в ПВК —  $140\text{--}150 \text{ }^\circ\text{C}$ . Для того чтобы сетевая вода не закипела, ее давление с учетом необходимого запаса должно быть не менее 8 ат (0,8 МПа). Давление циркуляционной воды в конденсаторе существенно ниже и определяется только необходимостью преодолеть гидравлическое сопротивление конденсатора и (при установке градирни) поднять ее до сопел разбрызгивающего устройства градирни и обеспечить ее распыл. Давление поступающего в конденсатор пара не превышает  $10\text{--}12 \text{ кПа}$ , в то время как для обеспечения нагрева сетевой воды требуется температура конденсации, соответствующая давлению 2,5—3 ат (250—300 кПа). Таким образом, по параметрам теплоносителей сетевые подогреватели работают в существенно более сложных условиях, чем конденсаторы. Зато

объемные расходы теплоносителей, поступающих в подогреватели, существенно меньше и, как результат, их габариты значительно меньше, чем конденсаторов (хотя в абсолютных цифрах — это громадные аппараты).

Теплофикационная турбина с одним сетевым подогревателем представляет собой как бы две турбины с двумя конденсаторами: конденсационный поток пара проходит всю турбину и поступает в конденсатор, а теплофикационный — только через часть турбины и поступает в сетевой подогреватель, который играет роль конденсатора. Отсюда следует роль сетевого подогревателя: она зависит от соотношения значений конденсационного и теплофикационного потоков пара и от работоспособности теплофикационного потока. Поскольку работоспособность теплофикационного потока существенно меньше, чем конденсационного, так как давление за первым больше, то даже небольшое изменение давления в камере отбора турбины приводит к существенному изменению работоспособности пара, мощности и экономичности теплофикационного потока. Особенно велико влияние давления в отборе при работе в чисто теплофикационном режиме, когда теплофикационная турбина работает как турбина с противодавлением.

На турбинах современных ТЭЦ обычно используют ступенчатый подогрев сетевой воды в нескольких сетевых подогревателях, обычно в двух. В такой турбине протекает как бы три потока пара: два теплофикационных и один конденсационный.

Для теплофикационных установок ТЭЦ выпускают сетевые подогреватели двух типов: вертикальные (ПСВ) и горизонтальные (ПСГ). *Вертикальные сетевые подогреватели* выпускаются Саратовским заводом энергетического машиностроения, имеют поверхность теплообмена вплоть до 500 м<sup>2</sup>. Ими комплектуются теплофикационные установки некоторых турбин ЛМЗ.

Для теплофикационных установок мощных турбин используются ПСГ, поверхности теплообмена которых достигают 5000 м<sup>2</sup>. Они выпускаются турбинными заводами.

Типичная конструкция ПСВ показана на рис. 4.3. Он представляет собой вертикальный цилиндрический сосуд, в котором смонтирована трубная система, омываемая снаружи греющим паром; внутри трубной системы движется сетевая вода. Подогреватель состоит из двух основных элементов: цилиндрического корпуса с днищем и вставляемой в него трубной системы. Трубная система скомпонована из прямых трубок, завальцованных в трубные доски так же, как это делается в конденсаторах. Верхняя трубная доска одновременно является фланцем крепления всей системы к корпусу подогревателя. К трубным доскам шпильками прикреплены водяные камеры: верхняя и нижняя.

Подвод и отвод сетевой воды осуществляется через верхнюю водяную камеру. Нижняя водяная камера является поворотной. Соответствующей установкой перегородок в водяных камерах подогреватель выполняют двух- или четырехходовым по сетевой воде. Нижняя трубная доска имеет диаметр меньший, чем корпус подогревателя, и поэтому вся трубная система вместе с нижней водяной мерой свободно расширяется относительно корпуса подогревателя из-за различных температур и

коэффициентов температурного расширения материалов трубок и корпуса.

На трубные доски действует перепад давлений сетевой воды и греющего пара, достигающий 1 МПа. Поэтому с учетом большой площади они подвержены огромным усилиям, для восприятия которых устанавливаются анкерные связи, скрепляющие трубную доску и крышку водяной камеры. Между трубными досками также устанавливают анкерные связи в виде трубок, назначение которых состоит в организации движения пара в межтрубном пространстве пучка. К этим анкерным связям электросваркой крепятся промежуточные трубные доски, представляющие собой сегменты площадью чуть больше половины круга. Промежуточные трубные доски обеспечивают обтекание паром всей поверхности трубок и предотвращают их опасные колебания. К анкерным связям крепят также паротбойный щиток, расположенный со стороны входа пара. Он препятствует эрозии трубок каплями влаги, поступающей вместе с паром, и способствует равномерной раздаче пара по всему периметру трубного пучка.

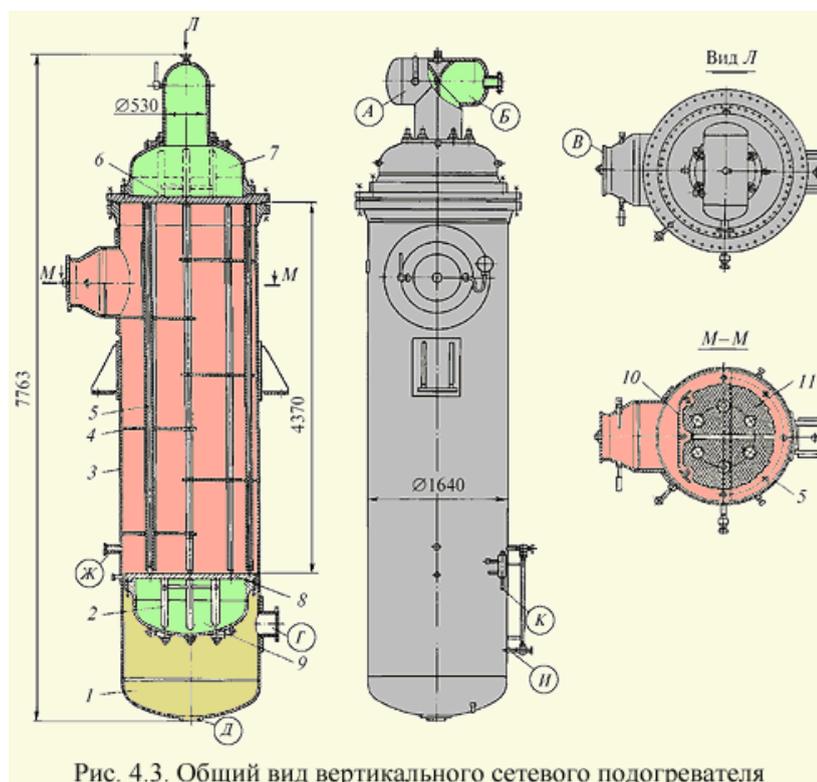


Рис. 4.3. Общий вид вертикального сетевого подогревателя

Пар, поступающий в подогреватель через входной патрубок (на рис. 4.3 входной паровой патрубок и патрубки для входа и выхода сетевой воды изображены с транспортными заглушками, которые отрезаются при монтаже на ТЭЦ), движется, конденсируясь, зигзагами по направлению к зоне отсоса паровоздушной смеси. Образующийся конденсат стекает в конденсатосборник, откуда он направляется или в подогреватель с меньшим давлением, или в систему регенерации турбины.

В качестве примера конструкции горизонтального сетевого подогревателя (ПСГ) рассмотрим четырехходовой подогреватель ПСГ-1300-3-8-1 для турбины Т-50-12,8 ТМЗ.

На рис. 4.4 показан ПСГ в условном положении, повернутым

относительно горизонтальных опор на  $67^{\circ}30'$ , позволяющем понять конструкцию ПСГ в общих чертах. Он состоит из стального цилиндрического корпуса, к основаниям которого приварены трубные доски, закрытые водяными камерами. Для компенсации взаимных температурных расширений трубок, завальцованных в трубные доски, и корпуса установлен линзовый компенсатор.

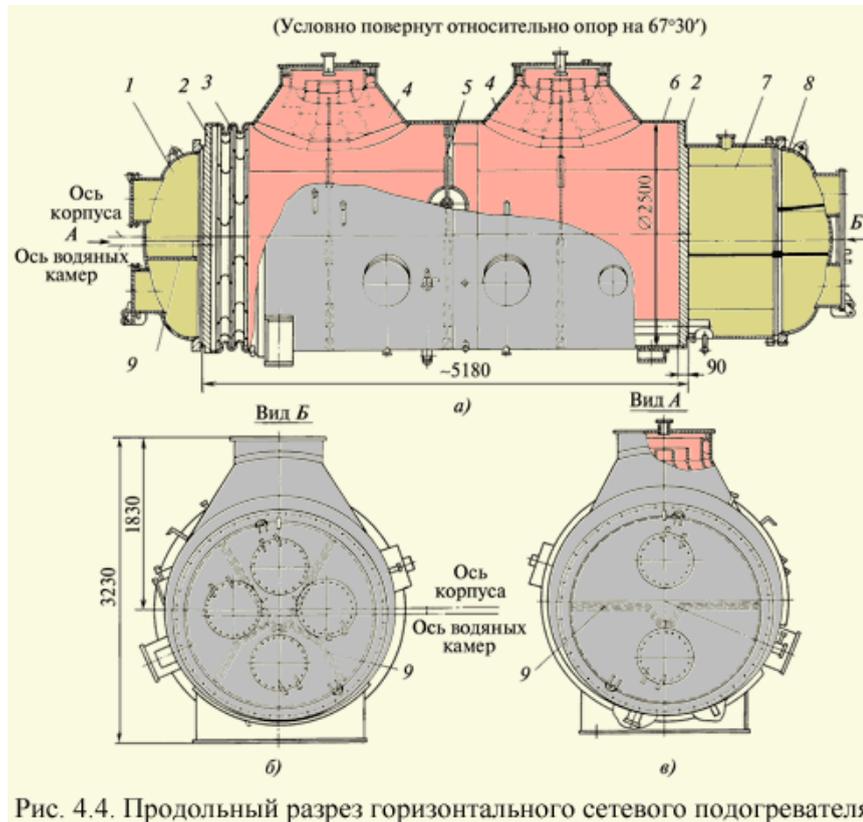


Рис. 4.4. Продольный разрез горизонтального сетевого подогревателя

Пар в ПСГ поступает через два патрубка (транспортные заглушки, показанные на патрубках на рис. 4.4, при монтаже срезаются и к патрубкам привариваются паропроводы, идущие от турбины). В патрубках установлены специальные концентрические воронки, обеспечивающие равномерную раздачу пара по длине трубного пучка. Для исключения вибрации трубок установлены три промежуточные трубные доски. На рис. 4.4 на видах Б и А штриховыми линиями показаны перегородки в трубных досках, обеспечивающие четырехходовую схему движения сетевой воды.

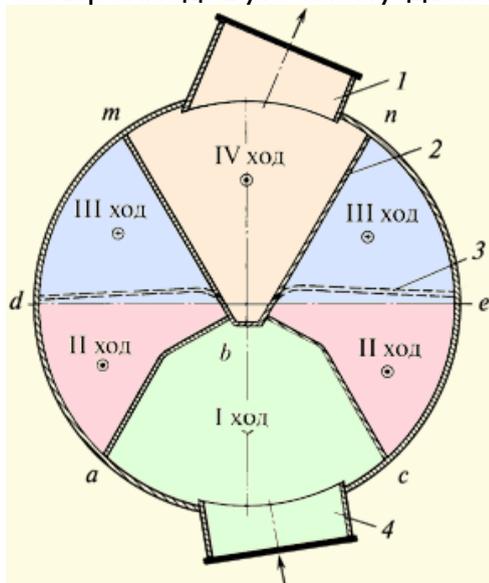


Рис. 4.5. Схема движения воды в четырехходовом горизонтальном сете-

На рис. 4.5 показаны отдельно перегородки в водяных камерах, позволяющие понять схему движения сетевой воды. Знаком плюс обозначено направление движения от нас, а точкой — к нам. Сетевая вода поступает в сектор  $abc$  и совершает I ход, двигаясь к задней водяной камере. Горизонтальная перегородка  $dbe$  заставляя воду повернуть на  $180^{\circ}$  и двумя потоками через секторы трубок  $abd$  и  $cbe$  совершить II ход. Развернувшись на  $180^{\circ}$ , сетевая вода двумя потоками совершает III ход по

трубкам, расположенным в секторах *dbm* и *nbe*. Эти потоки сливаются в задней камере и, совершая IV ход, поступают в сектор *mbn*. И из нее нагретая сетевая вода направляется или в следующий подогреватель, или в ПВК, или в тепловую сеть.

На рис. 4.6 показан ПСГ в рабочем положении, когда по условию компоновки под турбиной оси пароподводящих патрубков располагают наклонно.

Трубный пучок имеет радиальную компоновку. Поступающий пар встречает сопротивление в виде трубного пучка и поэтому обтекает его и движется радиально к центру. Затем пар, в котором вследствие конденсации пара увеличивается концентрация воздуха, поступает на трубки так называемого *воздухоохладителя*, куда, как видно из рис. 4.6, поступает сетевая вода самой низкой температуры. Это способствует более полной конденсации пара из паровоздушной смеси. Пройдя воздухоохладитель, паровоздушная смесь направляется либо в ПСГ с меньшим давлением, либо в специальный охладитель выпара, где утилизируется его тепло конденсации.

Трубный пучок ПСГ радиальными продольными листами разделяется на отдельные секции. Листы, во-первых, направляют пар к центру на вход в пучок воздухоохладителя, во-вторых, перехватывают образовавшиеся капли и струи конденсата и направляют их к конденсатосборнику.

Водяные камеры имеют лазы, закрытые люками. Их число соответствует числу камер, образованных разделительными перегородками. Лазы позволяют определить поврежденные трубки, через которые относительно грязная сетевая вода попадает в пароконденсатный тракт турбоустановки с серьезными последствиями и для надежности, и для экономичности. Поэтому поврежденные трубки заглушают пробками, что уменьшает поверхность конденсации и экономичность работы турбоустановки. При достаточно большом количестве заглушенных трубок их заменяют на новые.

Подогреватель имеет две опоры. Опора, расположенная у передней водяной камере, является неподвижной. Подогреватель расширяется от нее в сторону задней водяной камеры.

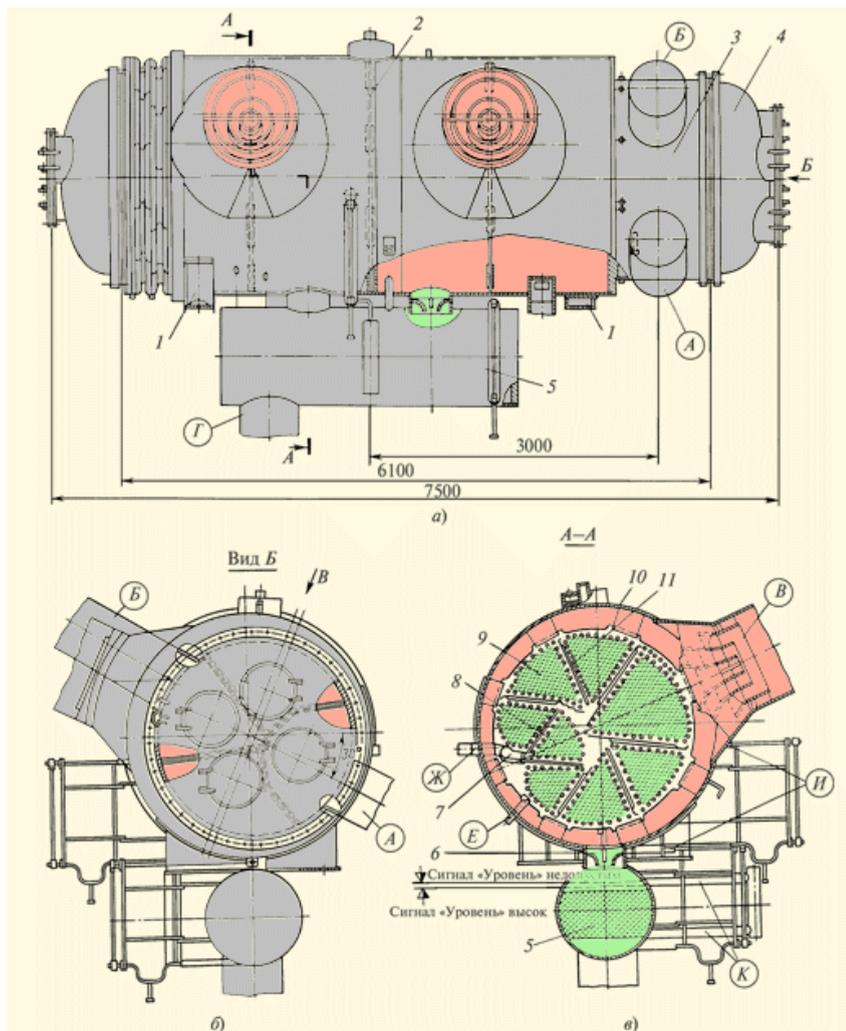


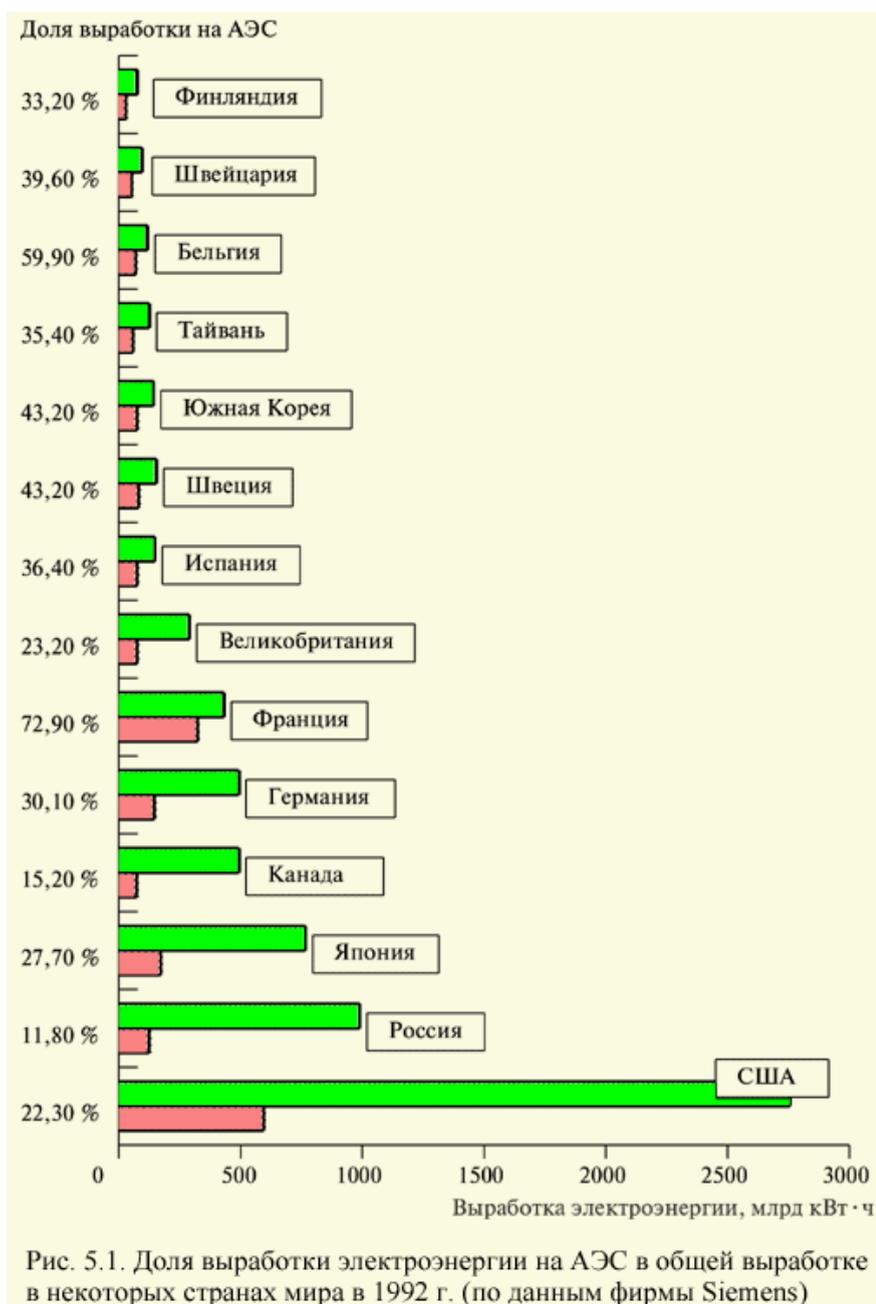
Рис. 4.6. Общий вид подогревателя ПСГ-1300-3-8-1 в рабочем положении

Страница 23 из 75

## УСТРОЙСТВО И ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ АЭС РАЗЛИЧНОГО ТИПА

### 5.1. Место атомной энергетики в мире, России и в ее европейской части

История атомной энергетики охватывает период менее полувека, и к настоящему времени доля выработки электроэнергии на АЭС во многих странах достигала достаточно больших значений. В настоящее время в мире работает 436 АЭС. Установленная мощность АЭС в США составляет 90 млн кВт, в России — более 22 млн кВт.



На рис. 5.1 показаны гистограммы абсолютной суммарной выработки электроэнергии, а также доли выработки на АЭС для различных стран мира. Хотя эти данные относятся к 1992 г., они отражают с достаточной точностью положение и в настоящее время. Определенные отклонения могут быть только для небольших стран, где ввод даже одного энергоблока на АЭС мощностью 1 млн кВт может существенно изменить ситуацию.

Главенствующее положение по доле выработки электроэнергии на АЭС занимает Франция, а по абсолютному производству электроэнергии на АЭС она уступает лишь США.

Россия вырабатывала на АЭС в 1992 г. около 12 % электроэнергии, сейчас эта цифра достигла примерно 15 %. Почти все АЭС России сконцентрированы в европейской части, где имеется серьезный дефицит органического топлива. И если оценить долю выработки АЭС для европейской части России, то она достигает примерно 30 %. Еще большее значение АЭС имеют в некоторых регионах: в Северо-Западном

регионе России они обеспечивают 40 % энергопотребления, а в Центрально-Черноземном — более 60 %.

В настоящее время в России работает 10 АЭС, структура установленной мощности которых приведена в табл. 5.1.

Таблица 5.1

**Структура АЭС России**

АЭС	Суммарная мощность, МВт	Структура установленной мощности	Тип реактора
Балаковская	4000	4 энергоблока по 1000 МВт	ВВЭР-1000
Нововоронежская	1880	2 энергоблока по 440 МВт 1 энергоблок 1000 МВт	ВВЭР-440 ВВЭР-1000
Кольская	1760	4 энергоблока по 440 МВт	ВВЭР-440
Ростовская	1000	1 энергоблок 1000 МВт	ВВЭР-1000
Калининская	2000	2 энергоблока по 1000 МВт	ВВЭР-1000
Ленинградская	4000	4 энергоблока по 1000 МВт	РБМК-1000
Смоленская	3000	3 энергоблока по 1000 МВт	РБМК-1000
Курская	4000	4 энергоблока по 1000 МВт	РБМК-1000
Билибинская	48	4 энергоблока по 12 МВт	ЭГП-6
Белоярская	600	1 энергоблок 600 МВт	БН-600

Страница 24 из 75

## 5.2. Ресурсы, потребляемые АЭС, ее продукция и отходы производства

Главное отличие АЭС от ТЭС состоит в использовании *ядерного горючего* вместо органического топлива. Ядерное горючее получают из *природного урана*, который добывают либо в шахтах (Франция, Нигер, ЮАР), либо в открытых карьерах (Австралия, Намибия), либо способом подземного выщелачивания (США, Канада, Россия). Природный уран — это смесь в основном неделающегося изотопа урана  $^{238}\text{U}$  (более 99 %) и делящегося изотопа  $^{235}\text{U}$  (0,71 %), который соответственно и представляет собой ядерное горючее. Для работы реакторов АЭС требуется обогащение урана. Для этого природный уран (рис. 5.2) направляется на обогатительный завод, после переработки на котором 90 % природного обедненного урана направляется на хранение, а 10 % приобретают обогащение до нескольких процентов (3,3—4,4 % для энергетических реакторов).

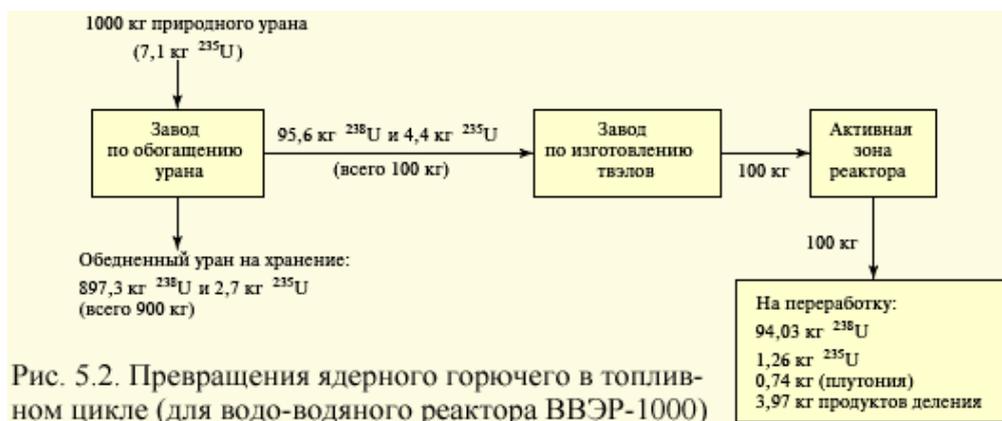


Рис. 5.2. Превращения ядерного горючего в топливном цикле (для водо-водяного реактора ВВЭР-1000)

Обогащенный уран (точнее — диоксид урана) направляется на завод, изготавливающий твэлы — *тепловыделяющие элементы*. Из диоксида урана изготавливают цилиндрические таблетки диаметром около 9 мм и высотой 15—30 мм. Эти таблетки помещают в герметичные тонкостенные циркониевые трубки длиной почти в 4 м. Это и есть твэлы. Твэлы собирают в *тепловыделяющие сборки* (ТВС) по несколько сотен штук, которые удобно помещать и извлекать из активной зоны реактора.

Все дальнейшие процессы «горения» — расщепления ядер  $^{235}\text{U}$  с образованием осколков деления, радиоактивных газов, распуханием таблеток и т.д. происходят внутри трубки твэла, герметичность которой должна быть гарантирована.

После постепенного расщепления  $^{235}\text{U}$  и уменьшения его концентрации до 1,26 % (см. рис. 5.2), когда мощность реактора существенно уменьшается, ТВС извлекают из реактора, некоторое время хранят в бассейне выдержки, а затем направляют на радиохимический завод для переработки.

Таким образом, в отличие от ТЭС, где топливо сжигается полностью (по крайней мере, к этому стремятся), на АЭС добиться 100 % расщепления ядерного горючего невозможно. Отсюда — невозможность оценивать КПД АЭС с помощью удельного расхода условного топлива. Здесь же подчеркнем, что АЭС не использует воздух для окисления топлива, отсутствуют какие-либо выбросы золы, оксидов серы, азота, углерода и так далее, характерных для ТЭС. Мало того, даже радиоактивный фон вблизи АЭС меньше, чем у ТЭС (этот фон создается элементами, содержащимися в золе). Результатом деления ядер расщепляющихся элементов в ядерном реакторе является выделение огромного количества тепла, которое используется для получения пара.

Таким образом, *ядерный реактор* АЭС — это аналог парового котла в ПТУ ТЭС. Сама ПТУ АЭС принципиально не отличается от ПТУ ТЭС: она также содержит паровую турбину, конденсатор, систему регенерации, питательный насос, конденсатоочистку. Так же, как и ТЭС, АЭС потребляет громадное количество воды для охлаждения конденсаторов. Полезным продуктом работы АЭС служит электроэнергия Э. Для оценки эффективности АЭС, точнее энергоблока АЭС, служит его КПД нетто

$$\eta_{\text{нетто}} = \frac{\mathcal{E}}{Q_{\text{реак}}}$$

где  $\mathcal{E}$  — выработанная за выбранный период электроэнергия;  $Q_{\text{реак}}$  — тепло, выделившееся в реакторе за этот период.

Подсчитанный таким образом КПД АЭС составляет всего 30—32 %, но сравнивать его с КПД ТЭС, составляющим 37—40%, строго говоря, не вполне правомочно.

Подобно тому, как ТЭС имеет отходы в виде золы и других выбросов, АЭС также имеет отходы, однако они особого вида. Это в первую очередь отработавшее ядерное топливо, а также другие радиоактивные остатки. Эти отходы утилизируют: сначала их выдерживают в специальных бассейнах для уменьшения радиоактивности, а потом направляют на переработку на радиохимические заводы, где из них извлекают ценные компоненты, в том числе и несгоревшее в реакторе топливо.

Подведем итог: АЭС — это энергетическое предприятие, вырабатывающее электроэнергию из энергии, выделяющейся при радиоактивном распаде элементов, содержащихся в твэлах.

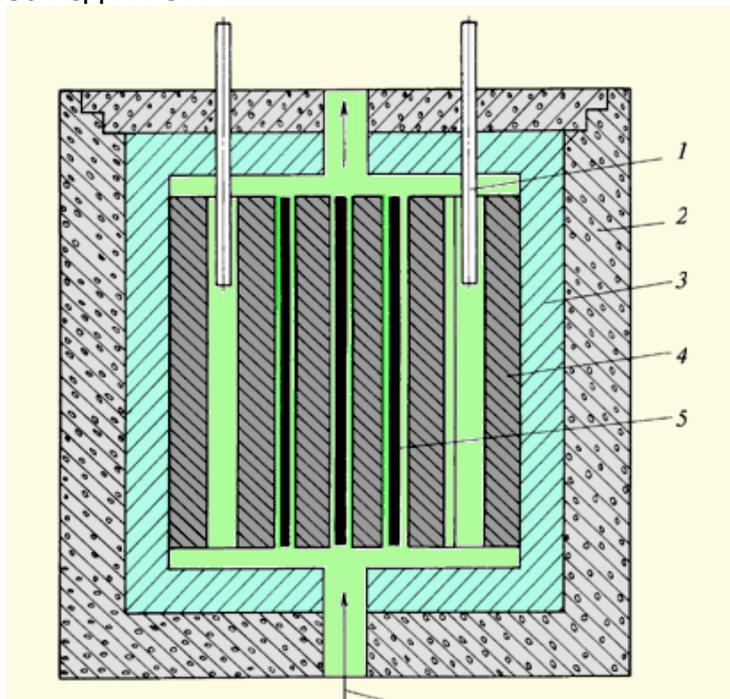
Страница 25 из 75

### 5.3. Представление о ядерных реакторах различного типа

**Принципиальная схема ядерного реактора** на так называемых тепловых (медленных) нейтронах показана на рис. 5.3. Перед тем, как перейти к описанию его работы, напомним, что расщепление ядра делящегося элемента происходит вследствие попадания в него нейтрона. При этом возникают движущиеся с большой скоростью осколки деления (ядра других элементов) и 2—3 новых нейтрона. Последние способны вызывать деление новых ядер и характер дальнейшего процесса будет зависеть от характера изменения баланса нейтронов. Если из образующихся после каждого акта расщепления ядра 2—3 нейтронов, 1—2 нейтрона будут «погибать» (т.е. не вызывать акта следующего деления), то оставшийся и расщепивший следующее ядро 1 нейтрон будет постоянно «поддерживать» их существование. Если, например, в некоторый начальный момент существовало 100 нейтронов, то при описанных выше условиях этот уровень нейтронов будет поддерживаться постоянным, и реакция деления будет носить стационарный характер. Если число нейтронов будет увеличиваться, то произойдет тепловой взрыв, если уменьшаться, то реакция прекратится (или перейдет на меньший уровень тепловыделения). Чем выше стационарный уровень числа существующих нейтронов, тем больше мощность реактора.

Образующиеся в результате деления нейтроны могут быть *быстрыми* (т.е. иметь большую скорость) и *медленными* (тепловыми). Вероятность захвата медленного нейтрона ядром и его последующего расщепления больше, чем быстрого нейтрона. Поэтому твэлы окружают *замедлителем* (обычно это вода, графитовая кладка и другие материалы). Быстрые нейтроны замедляются, и поэтому рассматриваемые ниже энергетические реакторы относятся к реакторам на медленных (тепловых) нейтронах.

Для уменьшения утечки нейтронов из реактора его снабжают *отражателем*. Обычно он делается из таких же материалов как и замедлитель.



Изменяют мощность реактора с помощью стержней системы регулирования и защиты (СУЗ), выполненных из материалов хорошо поглощающих нейтроны. При опускании стержней (см. рис. 5.3) поглощение нейтронов увеличивается, общее число нейтронов уменьшается, и мощность реактора также уменьшается вплоть до полной остановки.

Реактор окружается *биологической защитой* — кладкой из тяжелого бетона, предохраняющей персонал от воздействия медленных и быстрых нейтронов и ионизирующего излучения.

Количество стационарно существующих нейтронов определяет число образующихся осколков деления ядер, которые разлетаются в разные стороны с огромной скоростью. Торможение осколков приводит к разогреву топлива и стенок твэлов. Для снятия этого тепла в реактор (см. рис. 5.3) подается *теплоноситель*, нагрев которого и представляет цель работы ядерного реактора. В наиболее распространенных типах ядерных реакторов в качестве теплоносителя используют обычную воду, естественно, высокого качества.

Практически вся мировая атомная энергетика базируется на **корпусных реакторах**. Как следует из самого названия, их главной особенностью является использование для размещения активной зоны толстостенного цилиндрического корпуса.

В свою очередь корпусные реакторы выполняют с водой под давлением (в английской транскрипции PWR — pressed water reactor, в русской ВВЭР — *водо-водяной энергетический реактор*), и кипящие (BWR — boiling water reactor). В водо-водяном реакторе циркулирует только вода под высоким давлением. В *кипящем реакторе* в его корпусе над поверхностью жидкости образуется насыщенный водяной пар, который направляется в паровую турбину. В России реакторы кипящего типа не строят. В корпусных реакторах и теплоносителем, и замедлителем является вода.

Альтернативой корпусным реакторам являются *канальные реакторы*, которые строили только в Советском Союзе под названием РБМК — реактор большой мощности канальный. Такой реактор представляет собой графитовую кладку с многочисленными каналами, в каждый из которых вставляется как бы небольшой кипящий реактор малого диаметра. Замедлителем в таком реакторе служит графит, а теплоносителем — вода.

На рис. 5.4, а показан продольный разрез реактора ВВЭР-1000, на рис. 5.4, б — его внешний вид, а в табл. 5.2 представлены основные характеристики реакторов ВВЭР-1000 и ВВЭР-440.

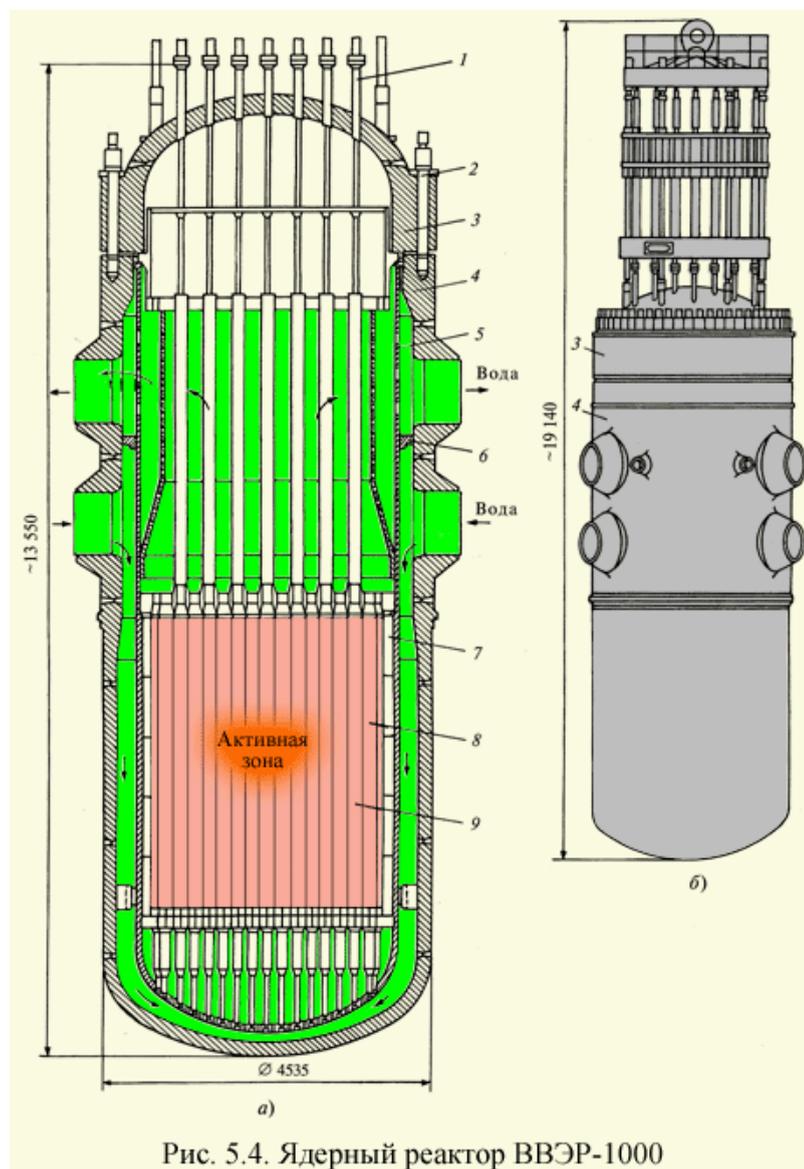


Рис. 5.4. Ядерный реактор ВВЭР-1000

Таблица 5.2

## Основные характеристики реакторов ВВЭР

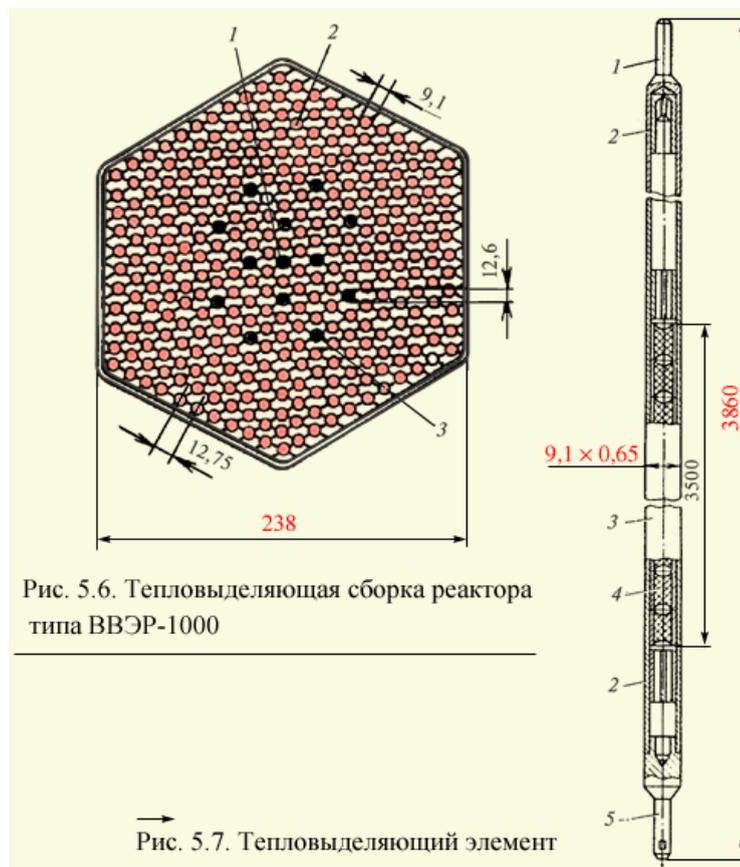
Показатель	Энергетический реактор	
	ВВЭР-1000	ВВЭР-440
Тепловая мощность, МВт	3000	1375
Энергетическая мощность энергоблока, МВт	1000	440
КПД энергоблока, %	33	31,5
Давление теплоносителя в первом корпусе, МПа	15,7	12,26
Температура воды на входе, °С	239	269
Средний подогрев воды в реакторе, °С	33,5	31
Расход воды через реактор, м <sup>3</sup> /ч	76000	39000
Количество циркуляционных петель, шт.	4	6
Загрузка топлива, т	66	42
Обогащение топлива, %	4,4	3,3
<b>Корпус реактора (без крышки):</b>		
Максимальный диаметр (с патрубками), мм	5280	4350
Внутренний диаметр, мм	4070	3560
Высота, мм	10850	11800
Масса, т	304	208,8

На рис. 5.5 показан корпус реактора ВВЭР-440 во время изготовления на заводе.



Рис. 5.5. Корпус ядерного реактора ВВЭР-1000

Корпус реактора состоит из цилиндрического сосуда (см. рис. 5.4) и крышки 3, притягиваемой к сосуду многочисленными шпильками 2 со специальными колпачковыми гайками. В сосуде подвешивается шахта 5, представляющая собой тонкостенный сосуд с уплотнением 6 и системой отверстий, обеспечивающих направленное движение теплоносителя. Теплоноситель (вода) с давлением 15,7 МПа и температурой 289 °С поступает по четырем штуцерам в кольцевое пространство между корпусом и шахтой и движется вниз между ними. На этой стадии вода выполняет функцию отражателя нейтронов. Дно шахты 5 имеет многочисленные отверстия, через которые вода попадает внутрь шахты, где располагается *активная зона*, состоящая из отдельных шестигранных ТВС (рис. 5.6), каждый из которых содержит 312 твэлов (рис. 5.7).



Поступивший через перфорированное дно шахты теплоноситель движется вверх, омывает твэлы, разогретые процессом деления ядерного горючего, нагревается и с температурой 322,5 °С через перфорации в верхней части шахты и четыре выходных отверстия направляется в четыре парогенератора.

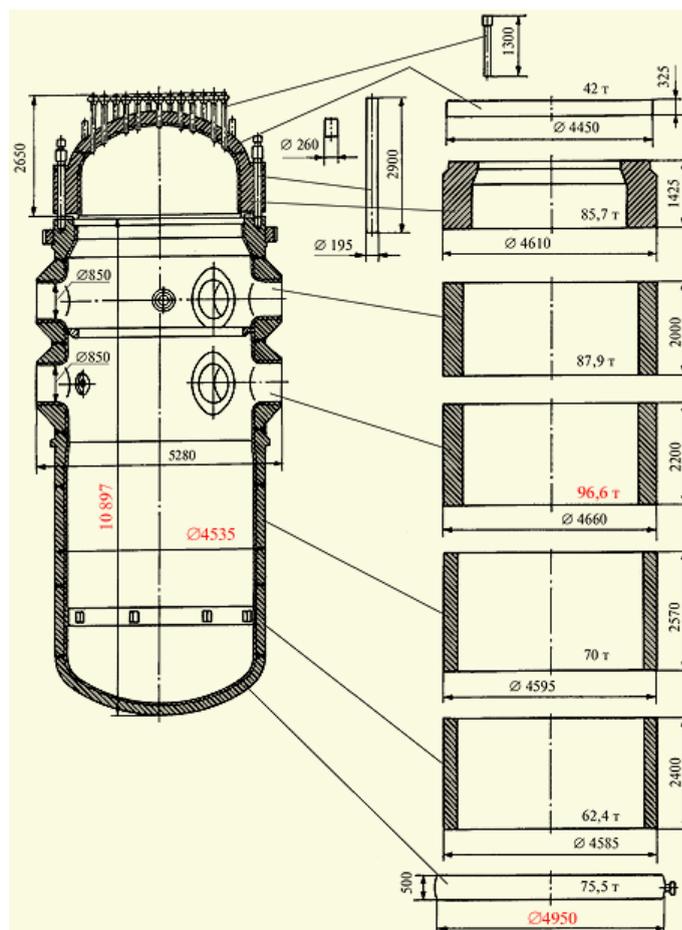


Рис. 5.8. Элементы для изготовления корпуса реактора ВВЭР-1000 с указанием размеров и масс

Корпус реактора представляет собой уникальную конструкцию, сваренную из отдельных обечаек (рис. 5.8), изготавливаемых ковкой. Масса обечаек достигает почти 100 т. Они выполняются двухстенными. Наружная часть — из термостойкой высокопрочной стали, а внутренняя плакируется слоем аустенитной нержавеющей стали толщиной 10—20 мм. Масса корпуса без крышки превышает 300 т, а крышки и шпилек достигает 100 т.

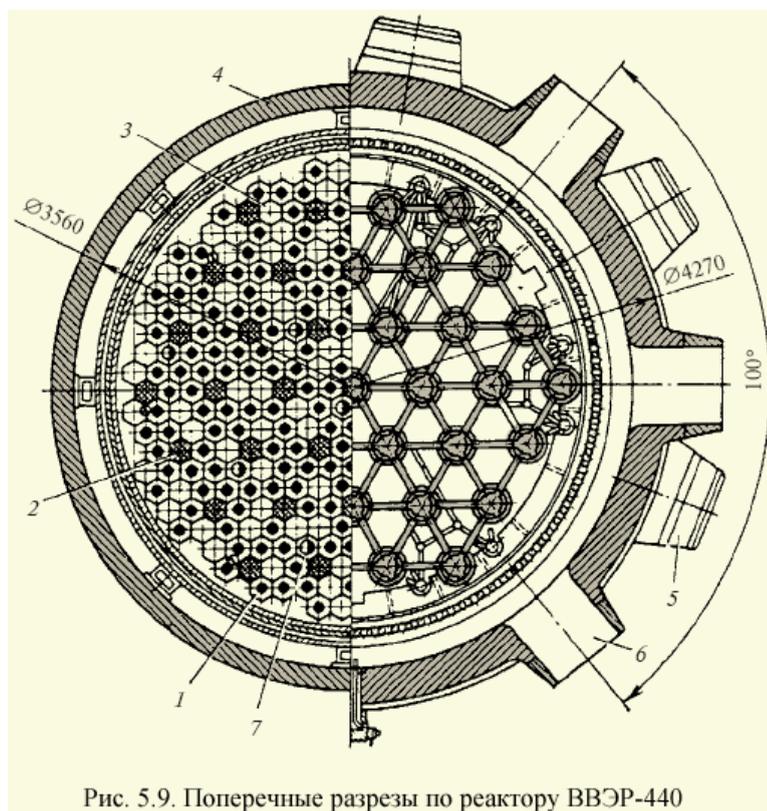


Рис. 5.9. Поперечные разрезы по реактору ВВЭР-440

На рис. 5.9 показаны поперечные разрезы по активной зоне и по приводам СУЗ реактора ВВЭР-440, имеющего конструкцию, аналогичную реактору ВВЭР-1000. Сам реактор вместе с биологической защитой показан на рис. 5.10. Его технические данные приведены в табл. 5.2.

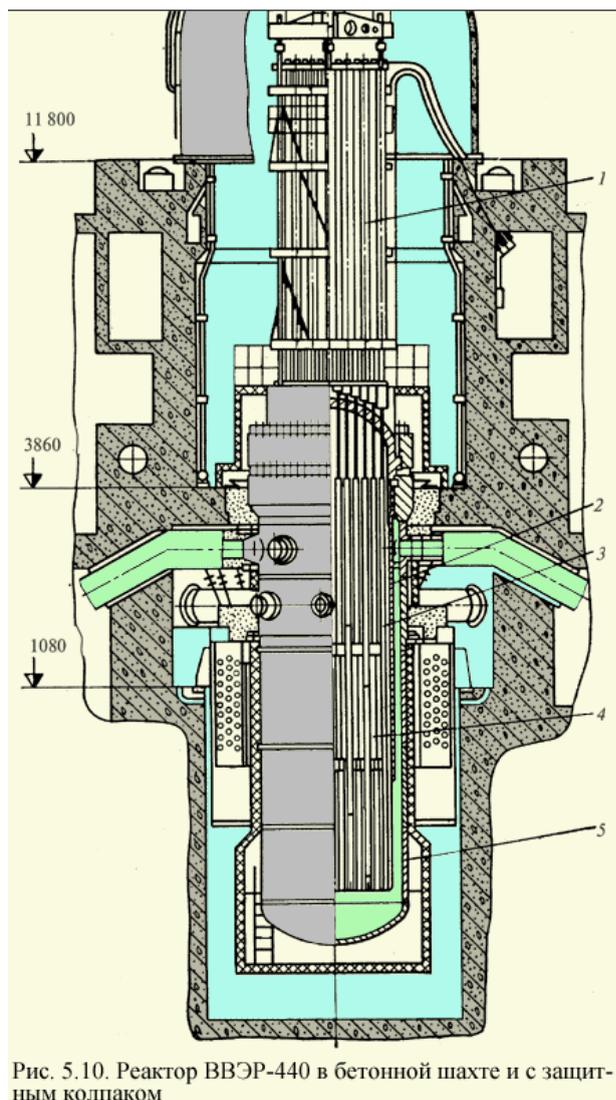


Рис. 5.10. Реактор ВВЭР-440 в бетонной шахте и с защитным колпаком

**Реактор канального типа РБМК-1000** показан на рис. 5.11, а его технические данные следующие:

Мощность энергоблока электрическая, МВт	1000
Мощность реактора тепловая, МВт	3200
КПД, %	31,3
Высота активной зоны, м	7
Диаметр активной зоны, м	1,8
Число каналов	1693
Загрузка топлива	192
Обогащение топлива, %	2
Диаметр твэла, мм	13,6

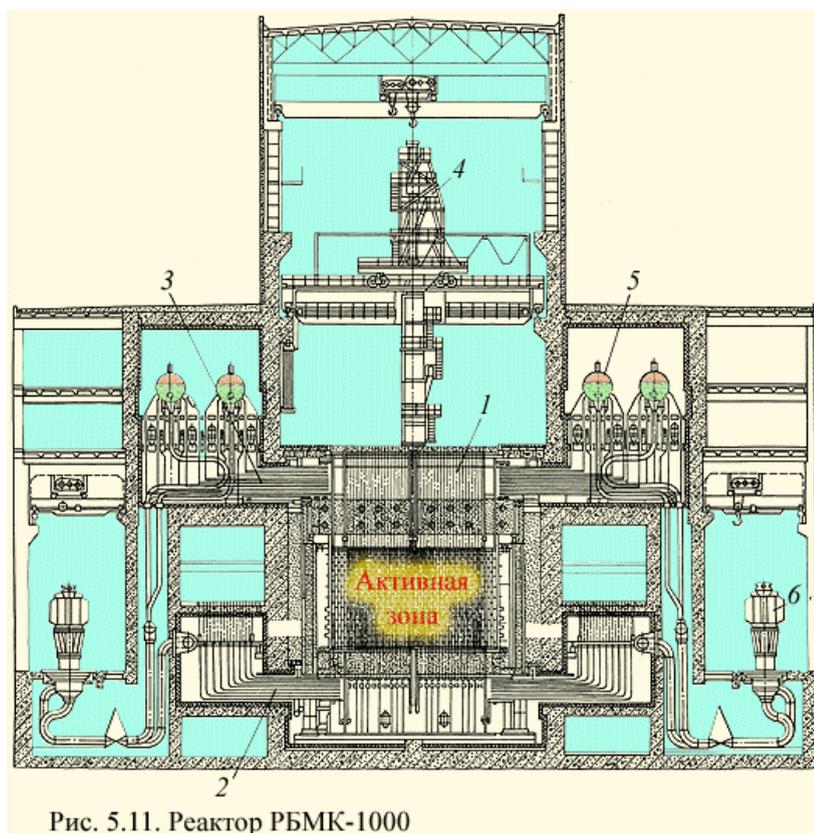


Рис. 5.11. Реактор РБМК-1000

Он состоит из собственно реактора 1, барабанов-сепараторов 3, главных циркуляционных насосов 6 и водяных и пароводяных коммуникаций.

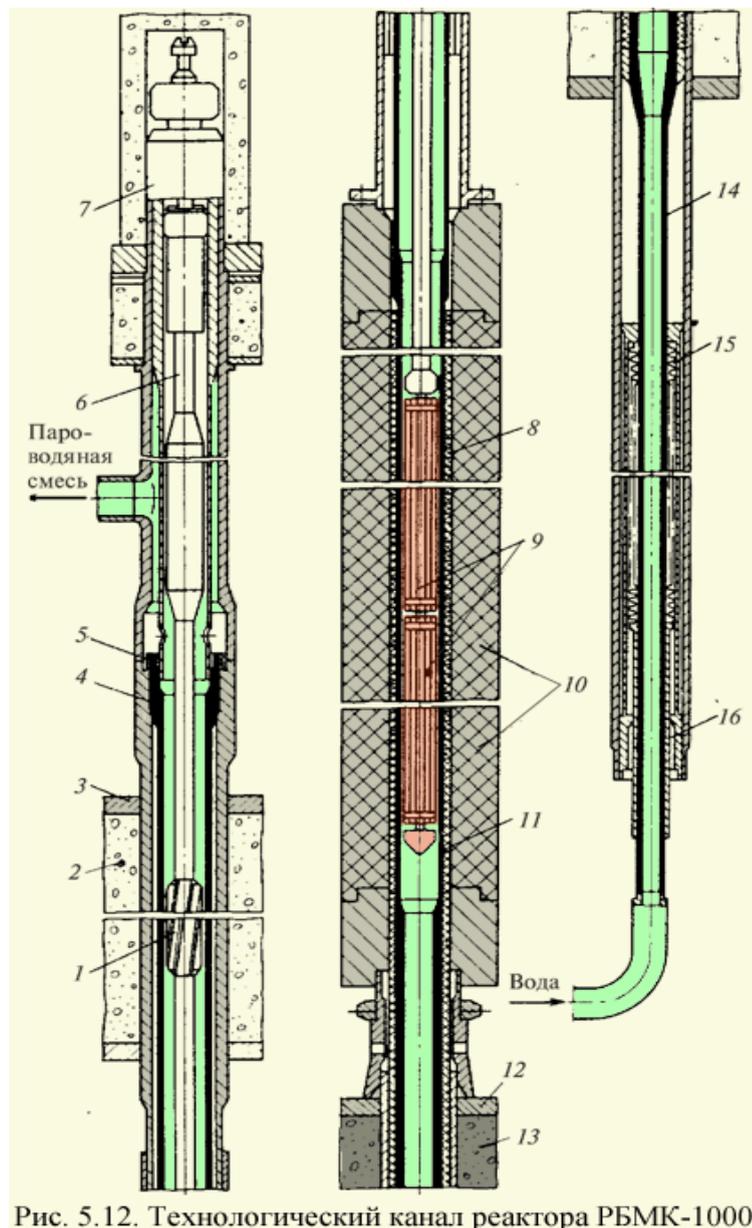


Рис. 5.12. Технологический канал реактора РБМК-1000

Активная зона реактора представляет собой графитовую кладку 10 (рис. 5.12) из блоков сечением 250x250 мм. В центре каждого блока выполнено вертикальное отверстие (канал), в которое помещается парогенерирующее устройство. Совокупность парогенерирующего устройства, кладки и элементов их установки называют *технологическим каналом*. Он включает в себя трубу, состоящую из центральной (циркониевой) части 11, расположенной в области графитовой кладки 10, и двух концевых частей 4 и 14, выполненных из нержавеющей стали. Внутри центральной части трубы подвешивается ТВС, состоящая из двух последовательно расположенных пучков (рис. 5.13). Каждый пучок состоит из 18 стержневых твэлов наружным диаметром 13,6 мм, толщиной стенки 0,9 мм и длиной 3,5 м.

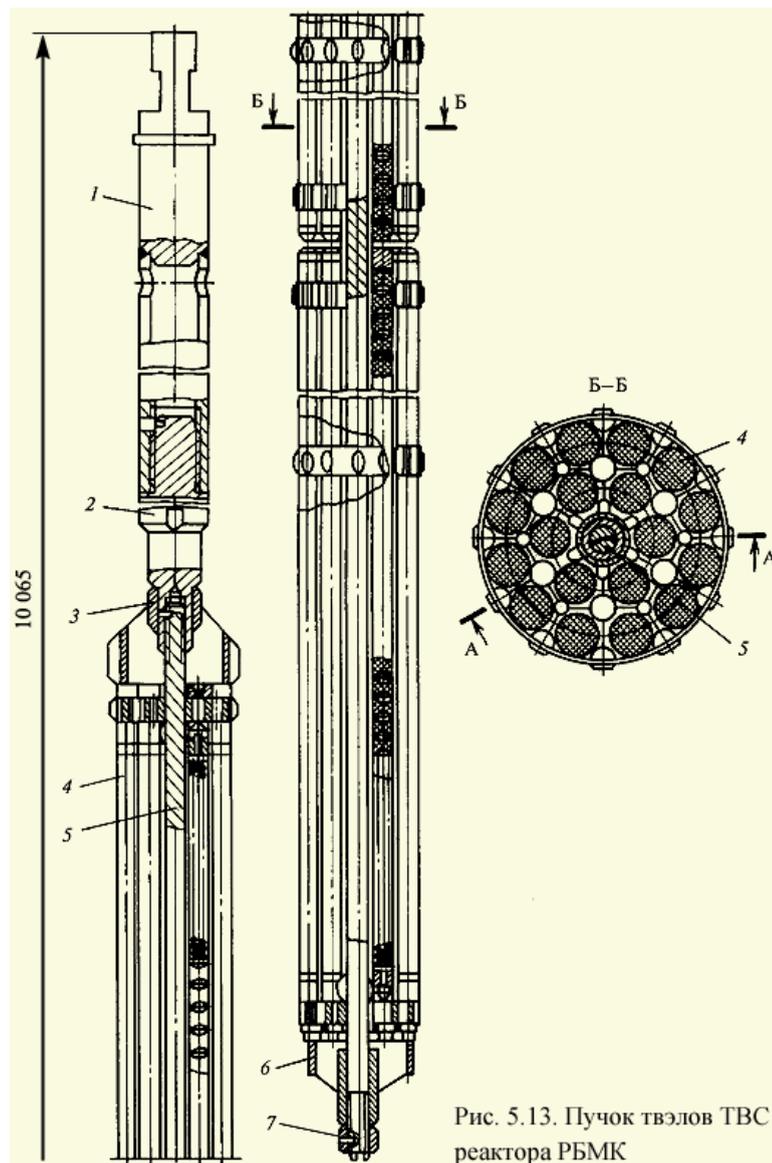


Рис. 5.13. Пучок твэлов ТВС реактора РБМК

В нижнюю концевую часть трубы 14 каждого канала поступает вода от главного циркуляционного насоса (ГЦН) (см. рис. 5.11) и движется вверх, омывая пучки 9 ТВС (см. рис. 5.12). При этом вода нагревается до состояния кипения, частично испаряется и с массовым паросодержанием примерно 15 % направляется в барабан-сепаратор 5 (см. рис. 5.11). Здесь вода и пар разделяются: пар направляется в паровую турбину, а вода с помощью ГЦН снова возвращается в технологические каналы. *Активная зона* (графитовая кладка) окружается стальным герметичным кожухом и заполняется смесью гелия и азота при небольшом избыточном давлении.

Страница 26 из 75

#### 5.4. Сравнение реакторов типов ВВЭР и РБМК

В России работает 14 водо-водяных реакторов типа ВВЭР общей мощностью 10640 МВт и 11 канальных графитовых реакторов типа РБМК общей мощностью 11000 МВт (см. табл. 5.1). За рубежом реакторов канального типа, аналогичным РБМК, не строят.

Главное преимущество реакторов типа ВВЭР перед РБМК состоит в их большей безопасности. Это определяется тремя причинами:

- реактор ВВЭР принципиально не имеет так называемых положительных обратных связей, т.е. в случае потери теплоносителя и потери охлаждения активной зоны цепная реакция горения ядерного топлива затухает, а не разгоняется, как в РБМК;
- активная зона ВВЭР не содержит горючего вещества (графита), которого в активной зоне РБМК содержится около 2 тыс. т;
- реактор ВВЭР имеет защитную оболочку, не допускающую выхода радиоактивности за пределы АЭС даже при разрушении корпуса реактора; выполнить единый защитный колпак для РБМК невозможно из-за большой разветвленности труб реакторного контура.

Самое главное преимущество ВВЭР — большая безопасность, значение которого полностью осознали, к сожалению, лишь после Чернобыльской катастрофы, хотя это было известно давно. И то, что в энергетике России энергоблоки РБМК получили тем не менее широкое распространение, объясняется тем, что до ввода в конце 70-х годов завода «Атоммаш», производящего реакторы типа ВВЭР, СССР мог производить только по одному корпусу реактора в год (на Ижорском заводе). Сейчас Россия производит только усовершенствованные высоконадежные реакторы типа ВВЭР. Завод «Атоммаш» может изготавливать от 4 до 8 реакторов в год.

Однако в защиту РБМК необходимо сказать еще несколько слов.

Корпус ВВЭР имеет гигантские размеры, а изготовление его весьма трудоемко. Его размеры ограничены достижением предельного состояния прочности, так как механические напряжения, разрывающие корпус, пропорциональны его диаметру и внутреннему давлению в нем (при этом необходимо учитывать охрупчивание металла под действием нейтронного облучения). Кроме того, габариты корпуса ВВЭР ограничены требованиями железнодорожной перевозки. Все это приводит к тому, что для ВВЭР имеется некоторая предельная мощность, обусловленная размерами корпуса. Например, максимальная мощность ВВЭР в США достигла 1300 МВт и длина его корпуса составляет 13,42 м при диаметре 5,6 м. Для РБМК таких проблем нет, так как его мощность может быть увеличена простым наращиванием числа параллельных технологических каналов в графитовой кладке (при этом, конечно, усложняется система раздачи и сбора пара из технологических каналов). Повышение единичной мощности реакторов очень важно, так как стоимость строительства АЭС весьма высока и превышает 1100 долл/кВт. Повышение единичной мощности всегда приводит к снижению стоимости 1 кВт установленной мощности, так как при этом укрупняются такие элементы как ГЦН, парогенераторы (или барабаны-сепараторы), паровая турбина со всем ее сложным хозяйством, удешевляется удельная стоимость системы автоматики, водоснабжения и т.д. Уже очень давно на Игналинской АЭС (Литва) работает реактор типа РБМК мощностью 1500 МВт (эл).

Важным преимуществом реактора типа РБМК является возможность непрерывной перегрузки топлива (замены ТВС) перегрузочной машиной (см. рис. 5.11), с помощью которой ежедневно заменяют 3—4 ТВС. Реактор типа ВВЭР необходимо останавливать ежегодно (со снятием

верхнего блока и крышки — см. рис. 5.4) для того, чтобы извлечь 1/3 топлива из центральной части активной зоны, где выгорание идет быстрее. Затем 1/3 топлива перемещают из средней части активной зоны в центральную часть и из периферийной — в среднюю; в освобожденной периферийной части активной зоны устанавливаются ТВС со свежими твэлами. Правда, перегрузку топлива, совмещают с планово-предупредительными ремонтами (ППР) длительностью 20—40 сут другого оборудования энергоблока. Но в любом случае необходимость ежегодной перезагрузки топлива (сейчас постепенно решается вопрос о продлении топливной компании до 18 мес) приводит к снижению коэффициента использования установленной мощности (КИУМ).

Страница 27 из 75

### 5.5. Технологические схемы производства электроэнергии на АЭС с реакторами типов ВВЭР и РБМК

Реакторы типа ВВЭР используют для строительства **двухконтурных АЭС**. Как следует из названия, такая АЭС (рис. 5.14) состоит из двух контуров. Первый контур расположен в *реакторном отделении*. Он включает реактор типа ВВЭР, через который с помощью *ГЦН* прокачивается вода под давлением 15,7 МПа (160 ат). На входе в реактор вода имеет температуру 289 °С, на выходе — 322 °С. При давлении в 160 ат вода может закипеть, как видно из рис. 1.2, только при температуре 346 °С и, таким образом, в первом контуре двухконтурной АЭС всегда циркулирует только вода без образования пара.

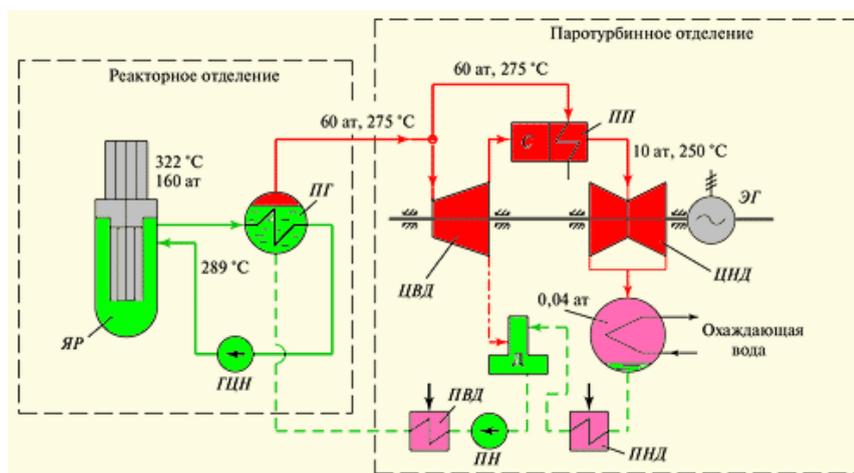


Рис. 5.14. Схема двухконтурной АЭС с водо-водяным реактором типа ВВЭР (приведенные цифры относятся к ВВЭР-1000)

Из ядерного реактора вода с температурой 322 °С поступает в *парогенератор*. Парогенератор — это горизонтальный цилиндрический сосуд (барaban), частично заполненный питательной водой второго контура; над водой имеется паровое пространство. В воду погружены многочисленные трубы парогенератора *ПГ*, в которые поступает вода из ядерного реактора. Можно сказать, что парогенератор — это кипятильник, выпаривающий воду при повышенном давлении. С помощью питательного насоса *ПН* и соответствующего выбора турбины в парогенераторе создается давление существенно меньшее, чем в первом контуре (для реактора ВВЭР-1000 и турбины мощностью 1000 МВт это

давление свежего пара  $p_0 = 60$  ат). Поэтому уже при нагреве до  $275$  °С в соответствии с рис. 1.2 вода в парогенераторе закипает вследствие нагрева ее теплоносителем, имеющим температуру  $322$  °С. Таким образом, в парогенераторе, являющимся связывающим звеном первого и второго контура (но расположенном в реакторном отделении), генерируется сухой насыщенный пар с давлением  $p_0 = 60$  ат и температурой  $t_0 = 275$  °С (свежий пар). Если говорить строго, то этот пар — влажный, однако его *влажность* мала ( $0,5$  %). И сейчас мы отмечаем первую особенность АЭС — низкие начальные параметры и влажный пар на входе в турбину.

Этот пар направляется в *ЦВД* паровой турбины. Здесь он расширяется до давления примерно  $1$  МПа ( $10$  ат). Выбор этого давления обусловлен тем, что уже при этом давлении влажность пара достигает  $10$ — $12$  %, и капли влаги, движущиеся с большой скоростью, приводят к интенсивной эрозии и разрывам деталей проточной части паровой турбины.

Поэтому из *ЦВД* пар направляется в сепаратор-пароперегреватель (СПП). В сепараторе С от пара отделяется влага, и он поступает в пароперегреватель, где его параметры доводятся до значений  $10$  ат,  $250$  °С. Таким образом, пар на выходе из СПП является перегретым, и эти параметры выбраны такими, чтобы получить допустимую влажность в конце турбины, где угроза эрозии еще большая, чем за *ЦВД*. Пар с указанными параметрами поступает в *ЦНД* (в энергоблоке  $1000$  МВт три одинаковых *ЦНД*, на рис. 5.14 показан только один). Расширившись в *ЦНД*, пар поступает в конденсатор, а из него в конденсатно-питательный тракт, аналогичный показанному на рис. 2.5 тракту обычной ТЭС.

Важно отметить, что во втором контуре циркулирует нерадиоактивная среда, что существенно упрощает эксплуатацию и повышает безопасность АЭС.

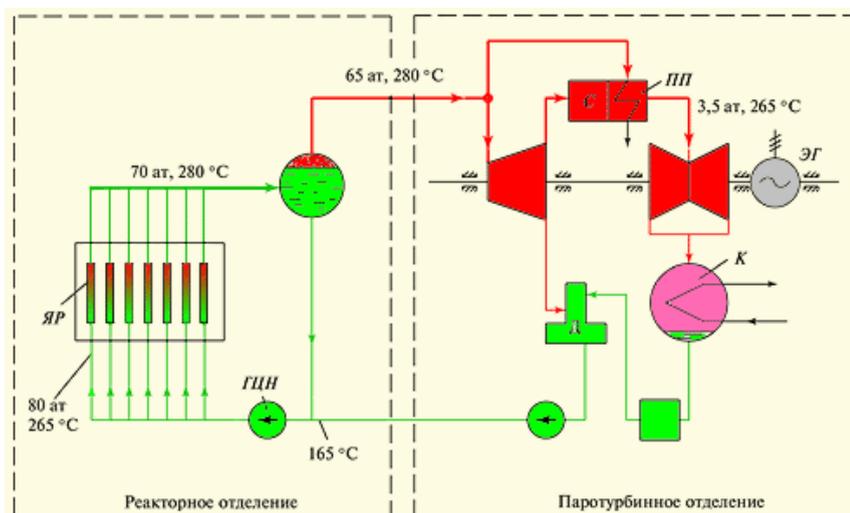


Рис. 5.15. Схема одноконтурной АЭС с каналным реактором РБМК (приведенные цифры относятся к РБМК-1000)

На рис. 5.15 показана схема **одноконтурных АЭС**, построенных в России с реакторами РБМК-1000 на трех АЭС (см. табл. 5.1). *Одноконтурной* она называется потому, что и через реактор, и через паротурбинную установку циркулирует одно и то же рабочее тело. Питательная вода с помощью ГЦН с параметрами  $80$  ат и  $265$  °С из

раздаточного коллектора подводится к многочисленным (в РБМК-1000 их 1693) параллельным технологическим каналам, размещенным в активной зоне реактора. На выходе из каналов пароводяная смесь с паро-содержанием 14—17 % собирается в коллекторе и подается в барабан-сепаратор (у РБМК-1000 их четыре). Барабан-сепаратор служит для разделения пара и воды. Образующийся пар с параметрами 6,4 МПа (65 ат) и 280 °С направляется прямо в паровую турбину (реактор РБМК-1000 в номинальном режиме питает две одинаковые паровые турбины мощностью по 500 МВт каждая).

Пар, получаемый в реакторе и в сепараторе, является радиоактивным вследствие наличия растворенных в нем радиоактивных газов, причем именно паропроводы свежего пара обладают наибольшим радиоактивным излучением. Поэтому их прокладывают в специальных бетонных коридорах, служащих биологической защитой. По этой же причине пар к турбине подводится снизу, под отметкой ее обслуживания (пола машинного зала).

Пар, расширившийся в ЦВД до давления 0,35 МПа (3,5 ат), направляется в СПП (на каждой турбине энергоблока с реактором РБМК-1000 их четыре), а из них — в ЦНД (на каждой турбине их также четыре) и в конденсаторы. Конденсатно-питательный тракт такой же, как у обычной ТЭС (см. рис. 2.5). Однако многие его элементы требуют биологической защиты от радиоактивности. Это относится к конденсатоочистке и водяным емкостям конденсатора, где могут накапливаться радиоактивные продукты коррозии, подогревателям регенеративной системы, питаемым радиоактивным паром из турбины, сборникам сепарата СПП. Одним словом, и устройство, и эксплуатация одноконтурных АЭС, особенно в части машинного зала, существенно сложнее, чем двухконтурных.

Конденсат, пройдя систему регенеративного подогрева воды, приобретает температуру 165 °С, смешивается с водой, идущей из барабана-сепаратора (280 °С) и поступает к ГЦН, обеспечивающим питание ядерного реактора.

Страница 28 из 75

## **5.6. Преимущества и недостатки АЭС по сравнению с ТЭС**

*Главным преимуществом АЭС перед любыми другими электростанциями является их практическая независимость от источников топлива, т.е. удаленности от месторождений урана и радиохимических заводов. Энергетический эквивалент ядерного топлива в миллионы раз больше, чем органического топлива, и поэтому, в отличие, скажем, от угля, расходы на его перевозку ничтожны. Это особенно важно для европейской части России, где доставка угля из Кузбасса и Сибири слишком дорога. Кроме того, замена выработки электроэнергии на газомазутных (фактически — газовых) ТЭС производством электроэнергии на АЭС — важный способ поддержания экспортных поставок газа в Европу.*

Это преимущество трансформируется в другое: для большинства стран, в том числе и России, производство электроэнергии на АЭС не дороже, чем на газомазутных и тем более пылеугольных ТЭС. Достаточно сказать, что сейчас тарифы на закупку электроэнергии АЭС электрическими сетями

на 40—50 % ниже, чем для ГРЭС различного типа. Особенно заметно преимущество АЭС в части стоимости производимой электроэнергии стало заметно в начале 70-х годов, когда разразился энергетический кризис и цены на нефть на мировом рынке возросли в несколько раз. Падение цен на нефть, конечно, автоматически снижает конкурентоспособность АЭС.

Затраты на строительство АЭС находятся примерно на таком же уровне, как и на строительство пылеугольных ТЭС или несколько выше.

Наконец, огромным преимуществом АЭС является ее относительная экологическая чистота. Из табл. 5.3 видно, сколь огромны выбросы вредных веществ ТЭС, работающих на различных органических топливах.

Таблица 5.3

Годовые выбросы от ТЭС мощностью 1000 МВт, т

Вид выбросов	Тип ТЭС		
	Пылеугольная	Мазутная	Газовая
Сернистые газы	138 000	98000	13
Оксиды азота	20900	21800	12200
Оксид углерода	500	9	—
Углеводороды	210	680	—
Альдегиды	50	120	30
Золовая пыль	4500	730	450
Суммарные выбросы	164 800	121 300	12700

Подобные выбросы на АЭС просто отсутствуют. Если ТЭС мощностью 1000 МВт потребляет в год 8 млн т кислорода для окисления топлива, то АЭС не потребляет кислорода вообще.

Главный недостаток АЭС — тяжелые последствия аварий в реакторном отделении с его разгерметизацией и выбросом радиоактивных веществ в атмосферу с заражением громадных пространств. Это не требует особых пояснений — достаточно вспомнить аварию на Чернобыльской АЭС. Для исключения таких аварий АЭС оборудуется сложнейшими системами безопасности с многократными запасами и резервированием, обеспечивающими даже в случае так называемой *максимальной проектной аварии* (местный полный поперечный разрыв трубопровода циркуляционного контура в реакторном отделении) исключение расплавления активной зоны и ее расхолаживание.

Для обеспечения радиационной безопасности АЭС оборудуют специальной приточно-вытяжной системой вентиляции, сложность которой не идет ни в какое сравнение с вентиляционной системой ТЭС. Если для последней основной задачей является поддержание только санитарно-технических норм, то вентиляционная система АЭС, кроме решения названной задачи должна решать проблему радиационной безопасности. Для этого АЭС оборудуется системой определенного направленного движения воздуха из зон с малым радиоактивным загрязнением в так называемые необслуживаемые помещения с высоким

уровнем радиации (вплоть до создания в таких помещениях разрежения). В конечном счете все вентиляционные потоки поступают к дезактивационным фильтрам и затем к вентиляционной трубе высотой не менее 100 м.

Серьезной проблемой для АЭС является их ликвидация после выработки ресурса, которая по оценкам может составлять до 20 % стоимости их строительства.

Отметим также некоторые эксплуатационные особенности АЭС.

АЭС в силу ряда технических причин не могут работать в маневренных режимах, т.е. участвовать в покрытии переменной части графика электрической нагрузки. Конечно, из-за высокой стоимости АЭС должны работать с максимальной нагрузкой, но при их высокой доле в установленной мощности отдельных объединенных энергосистем и при больших неравномерностях графика суточной и недельной нагрузки возникает необходимость быстрых нагружений и разгрузений АЭС, которые для них крайне нежелательны.

Как видно из рис. 5.14 и 5.15, параметры энергоблоков АЭС существенно ниже, чем ТЭС: температура пара перед турбиной почти в 2 раза, а давление более чем в 3 раза меньше. Это означает, что работоспособность 1 кг пара, протекающего через турбину АЭС, оказывается примерно вдвое меньше, чем через турбину ТЭС. Вместе с тем, большие капитальные затраты требуют большой единичной мощности энергоблоков АЭС. Отсюда — огромные расходы пара через турбоагрегаты АЭС по сравнению с турбоагрегатами ТЭС и соответственно огромные расходы охлаждающей воды. Тем не менее, при всех «недостатках» генерация электроэнергии на АЭС развивается.

Страница 29 из 75

### **5.7. Текущее положение и перспективы строительства АЭС в России и за рубежом**

Отмеченные выше преимущества АЭС и отсутствие серьезных аварий в первые 20 лет их развития обусловили бурное строительство АЭС в период 1970—1980 гг.

В 1979 г. на АЭС «Три Майл Айленд» (США) произошла серьезная авария с расплавлением активной зоны реактора. Защитная оболочка реактора не допустила значительных выходов радиоактивности за его пределы, но впервые заставила энергетиков задуматься о необходимости самого пристального внимания к безопасности АЭС. Принятые меры по увеличению безопасности АЭС привели к заметному удорожанию их электроэнергии, а одновременно наложившееся падение цен на нефть на мировом рынке вызвало временный переизбыток энергетических мощностей, приведшее к сокращению заказов на строительство. Так, в период 1979—1984 гг. было аннулировано около 70 заказов на ядерные реакторы.

Еще более серьезный удар развитию атомной энергетики нанесла авария на Чернобыльской АЭС в 1986 г. и ее катастрофические последствия. В ряде стран был принят мораторий на строительство новых АЭС, но в таких странах как Франция, Япония (до последнего времени) атомная энергетика продолжает развиваться. В 1999 г. вошли в строй четыре АЭС

(во Франции, Индии, Корее и Словакии). Начато строительство семи новых АЭС (по две в Японии, на Тайване, в Корее и одна в КНР). В ближайшие годы в мире планируется ввести 38 новых АЭС.

Судьбы российской и мировой атомной энергетики в определенной степени схожи (рис. 5.16). В 1970—1980гг. было введено 7 млн кВт новых мощностей на АЭС и в последующее десятилетие планировалось ввести в эксплуатацию в б. СССР еще 28 млн кВт, однако в силу причин, отмеченных выше, введено было в 2 раза меньше. В период 1990—2000 гг. заканчивалось строительство нескольких энергоблоков ранее построенных АЭС.

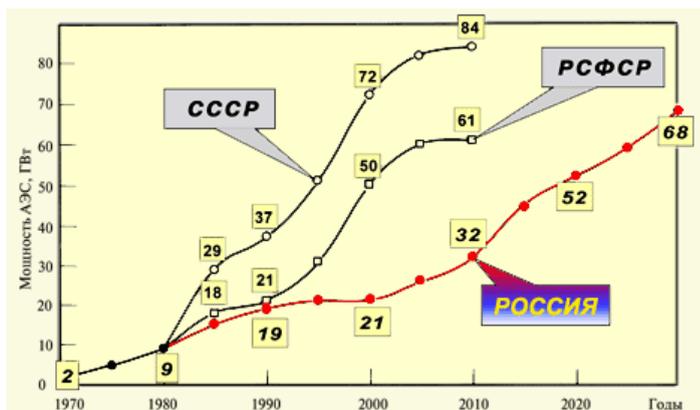


Рис. 5.16. Государственное планирование развития атомной энергетики по данным Минатома России



Рис. 5.17. Потенциал развития атомной энергетики России до 2020 г. по данным Минатома России (в выносках — планируемые к строительству энергоблоки АЭС)

В 2001 г. после долгого перерыва (с 1993 г., когда на Балаковской АЭС был введен в эксплуатацию четвертый энергоблок мощностью 1 млн кВт) запущен в работу первый энергоблок Ростовской АЭС. В дальнейшем планируется ежегодно в ближайшие 5 лет вводить по одному энергоблоку мощностью 1 млн кВт.

Оценка потенциала строительства АЭС в России вплоть до 2020 г. по данным Минатома представлена на рис. 5.17. Она предполагает строительство АЭС на 38 ранее заложенных площадках, а также сооружение новых АЭС в самых различных районах России.

## УСТРОЙСТВО СОВРЕМЕННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

### 6.1. Устройство паровой турбины

Типичная паровая турбина показана на рис. 6.1. Для того чтобы увидеть внутреннее устройство турбины, при ее изображении «вырезана» передняя верхняя четверть. Точно также показана лишь задняя часть кожуха 2. Турбина состоит из трех цилиндров (ЦВД, ЦСД и ЦНД), нижние половины корпусов которых обозначены соответственно 39, 24 и 18. Каждый из цилиндров состоит из статора, главным элементом которого являются неподвижный корпус, и вращающегося ротора. Отдельные роторы цилиндров (ротор ЦВД 47, ротор ЦСД 5 и ротор ЦНД 11) жестко соединяются муфтами 31 и 21. К полумуфте 12 присоединяется полумуфта ротора электрогенератора (не показан), а к нему — ротор возбuditеля. Цепочка из собранных отдельных роторов цилиндров, генератора и возбuditеля называется валопроводом. Его длина при большом числе цилиндров (а самое большое их число в современных турбинах — 5) может достигать 80 м.

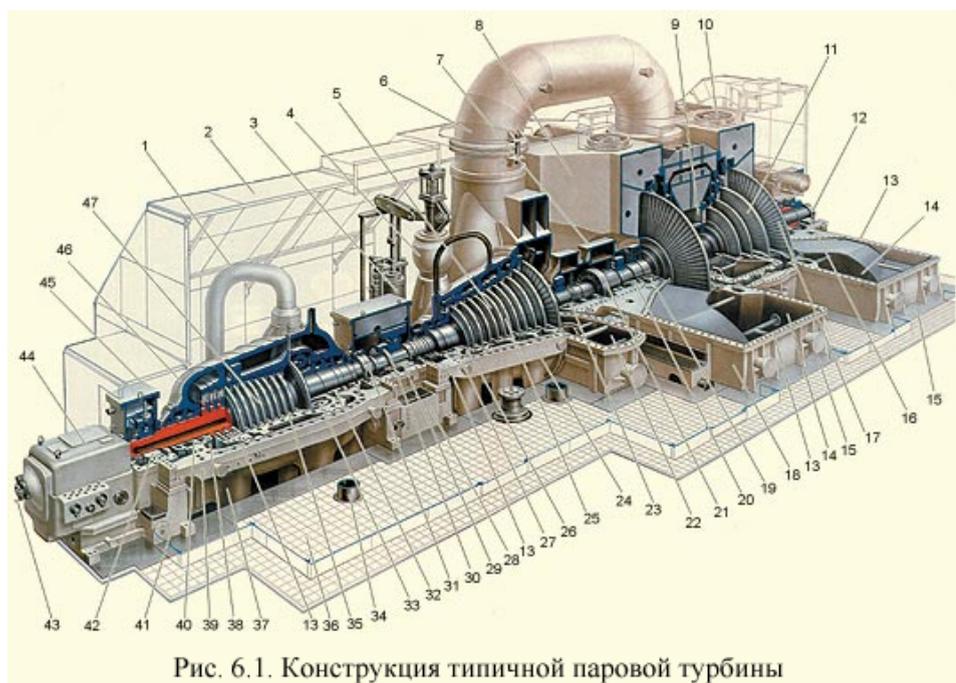


Рис. 6.1. Конструкция типичной паровой турбины

Валопровод вращается во вкладышах 42, 29, 23, 20 и т.д. опорных подшипников скольжения на тонкой масляной пленке и не касается металлической части вкладышей подшипников. Как правило, каждый из роторов размещают на двух опорных подшипниках. Иногда между роторами ЦВД и ЦСД устанавливают только один общий для них опорный подшипник (см. позицию 29 на рис. 6.1). Расширяющийся в турбине пар заставляет вращаться каждый из роторов, возникающие на них мощности складываются и достигают на полумуфте 12 максимального значения.

К каждому из роторов приложено осевое усилие. Они суммируются, и их результирующая осевая сила передается с гребня 30 на упорные сегменты, установленные в корпусе упорного подшипника.

Каждый из роторов помещают в корпус цилиндра (см., например, поз. 24). При больших давлениях (а в современных турбинах оно может достигать 30 МПа » 300 ат) корпус цилиндра (обычно ЦВД) выполняют

двухстенным (из внутреннего 35 и внешнего 46 корпусов). Это уменьшает разность давлений на каждый из корпусов, позволяет сделать его стенки более тонкими, облегчает затяжку фланцевых соединений и позволяет турбине при необходимости быстро изменять свою мощность. Все корпуса в обязательном порядке имеют горизонтальные разъемы 13, необходимые для установки роторов внутри цилиндров при монтаже, а также для легкого доступа внутрь цилиндров при ревизиях и ремонтах. При монтаже турбины все плоскости разъемов нижних половин корпусов устанавливаются специальным образом (для простоты можно считать, что все плоскости разъема совмещают в одной горизонтальной плоскости). При последующем монтаже ось валопровода помещают в эту плоскость разъема, что обеспечивает центровку — ось валопровода будет точно совпадать с осью кольцевых расточек корпусов. Этим будут исключены задевания ротора о статор, которые могут привести к тяжелой аварии.

Пар внутри турбины имеет высокую температуру, а ротор вращается во вкладышах на масляной пленке, температура масла которой как по соображениям пожаробезопасности, так и необходимости иметь определенные смазочные свойства, не должна превышать 100 °С (а температура подаваемого и отводимого масла должна быть еще ниже). Поэтому вкладыши подшипников выносят из корпусов цилиндров и размещают их в специальных строениях — *опорах* (см. поз. 45, 28, 7 на рис. 6.1). Таким образом, вращающиеся концы каждого из роторов соответствующего цилиндра необходимо вывести из невращающегося статора, причем так, чтобы с одной стороны исключить какие-либо (даже малейшие) задевания ротора о статор, а с другой — не допустить значительную утечку пара из цилиндра в зазор между ротором и статором, так как это снижает мощность и экономичность турбины. Поэтому каждый из цилиндров снабжают *концевыми уплотнениями* (см. поз. 40, 32, 19) специальной конструкции.

Турбина устанавливается в главном корпусе ТЭС на верхней фундаментной плите 36 (см. рис. 2.6). В плите выполняются прямоугольные окна по числу цилиндров, в которых размещаются нижние части корпусов цилиндров, а также осуществляется вывод трубопроводов, питающих регенеративные подогреватели, паропроводы свежего и вторично перегретого пара, переходный патрубок к конденсатору.

Как отмечалось в лекции 2, после изготовления турбина проходит контрольную сборку и опробование на заводе-изготовителе. После этого ее разбирают на более-менее крупные блоки, доводят до хорошего товарного вида, консервируют, упаковывают в деревянные ящики и отправляют для монтажа на ТЭС.

Монтаж турбины осуществляют в следующем порядке. Сначала устанавливают нижнюю половину ЦНД 18 опорным поясом 15, расположенным по периметру обоих выходных патрубков ЦНД. ЦНД имеет собственные вваренные в них опоры ротора. Затем на перемычке между окнами под ЦВД и ЦСД и слева от окна под ЦВД размещают нижние половины корпусов опор соответственно 28 и 41. После этого на опоры подвешивают нижние половины корпусов наружных цилиндров 39

и 24, в них помещают статорные элементы и осуществляют центровку всех цилиндров турбины.

В опоры ротора вставляются нижние половины опорных вкладышей 42, 29, 23, 20 и 16, и на них опускают отдельные роторы. Их строго прицентровывают друг к другу и соединяют с помощью муфт 31 и 21.

Затем в верхние половины корпусов помещают необходимые внутренние статорные элементы и турбину закрывают. Для этого в отверстия на горизонтальные разъемы корпусов ввинчивают шпильки и опускают верхние половины (крышки — см., например, поз. 46 на рис. 6.1), после чего с помощью шпилек и специальных приспособлений верхние и нижние половины корпусов плотно стягиваются по фланцевым разъемам.

Аналогичным образом закрываются опоры роторов. После изоляции турбины, ограждения кожухом и многочисленных проверок ее доводят для состояния, пригодного к несению нагрузки.

При работе турбины пар из котла (см. рис. 2.2) по одному или нескольким паропроводам (это зависит от мощности турбины) поступает сначала к главной паровой задвижке, затем к стопорному (одному или нескольким) и, наконец, к регулирующим клапанам (чаще всего — 4). От регулирующих клапанов (на рис. 6.1 не показаны) пар по перепускным трубам 1 (на рис. 6.1 их четыре: две из них присоединены к крышке 46 внешнего корпуса ЦВД, а две других подводят пар в нижние половины корпуса) подается в паровпускную камеру 33 внутреннего корпуса ЦВД. Из этой полости пар попадает в *проточную часть* турбины и, расширяясь, движется к выходной камере ЦВД 38. В этой камере в нижней половине корпуса ЦВД имеются два выходных патрубка 37. К ним приварены паропроводы, направляющие пар в котел для промежуточного перегрева.

Вторично перегретый пар по трубопроводам поступает через стопорный клапан (не показан на рис. 6.1) к регулирующим клапанам 4, а из них — в паровпускную полость ЦСД 26. Далее пар расширяется в проточной части ЦСД и поступает в его выходной патрубок 22, а из него — в две перепускные трубы 6 (иногда их называют ресиверными), которые подают пар в паровпускную камеру ЦНД 9. В отличие от однопоточных ЦВД и ЦСД, ЦНД почти всегда выполняют двухпоточными: попав в камеру 9, пар расходится на два одинаковых потока и, пройдя их, поступает в выходные патрубки ЦНД 14. Из них пар направляется вниз в конденсатор. Перед передней опорой 41 располагается блок регулирования и управления турбиной 44. Его механизм управления 43 позволяет пускать, нагружать, разгружать и останавливать турбину.

Страница 31 из 75

## **6.2. Проточная часть и принцип действия турбины**

После того, как нами получено общее представление о турбине, рассмотрим ее «сердце» — *проточную часть*, которая является самой сложной и самой дорогой частью турбины. Сложность ее создания определяется не только высокими технологическими требованиями к изготовлению, материалам, монтажу, но, главным образом, чрезвычайной наукоемкостью: нельзя создать даже посредственную турбину, не обладая хорошими знаниями в таких областях науки, как механика, гидрогазодинамика, теория автоматического регулирования,

механика разрушения, не говоря уже о специальных дисциплинах. Не удивительно поэтому, что число стран, выпускающих мощные паровые турбины по разработанной ими технической документации, не превышает десяти.

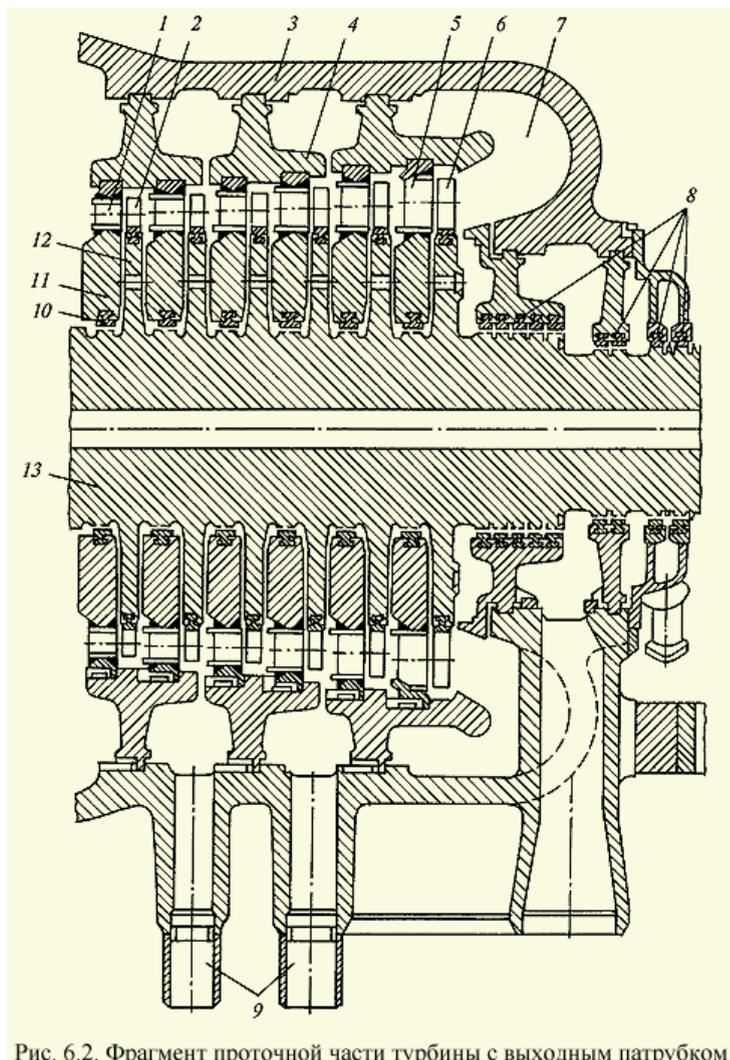


Рис. 6.2. Фрагмент проточной части турбины с выходным патрубком

На рис. 6.2 показан фрагмент проточной части паровой турбины и охватывающих ее деталей. Собственно проточная часть состоит из чередующихся кольцевых сопловых решеток 1 и рабочих решеток 2. Совокупность одной сопловой и одной рабочей решетки называют ступенью турбины. Это название происходит из того, что потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую энергию вращения ротора порциями (ступенями).

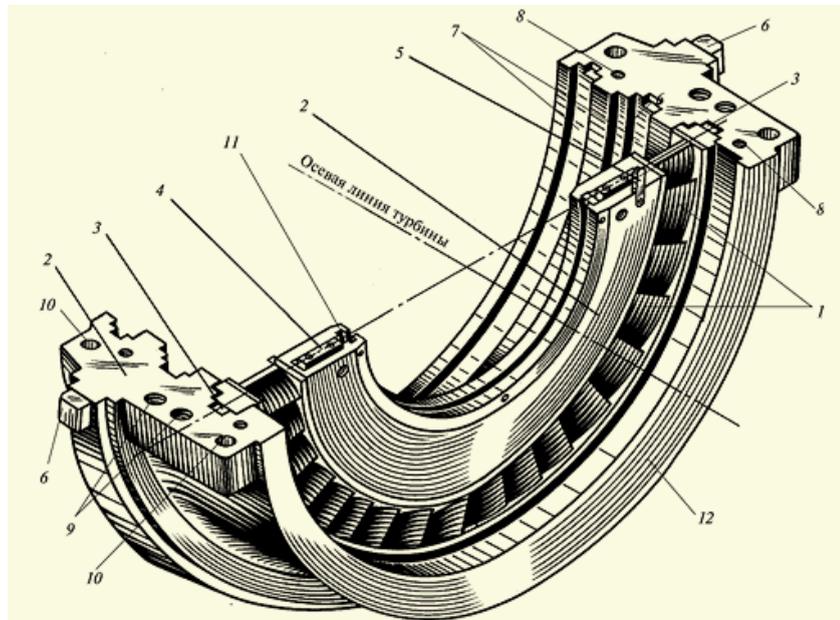


Рис. 6.3. Диафрагма, помещенная в обойму (пар протекает слева направо)

Сопловая решетка состоит (рис. 6.3) из одинаковых *сопловых лопаток 1*, установленных по окружности на равном расстоянии друг от друга (шагом). Сопловые лопатки имеют вполне определенный профиль в сечении, и поэтому между сопловыми лопатками образуется вполне определенный сопловый канал (сопло) для прохода пара. Сопловые лопатки закреплены в диафрагме 2 (см. также поз. 11 на рис. 6.2), имеющей горизонтальный разъем, необходимый для установки ротора при монтаже (см. § 6.1). Диафрагма — это кольцевая перегородка, которая подвешивается двумя лапками 3 на уровне горизонтального разреза в кольцевой расточке обоймы. Обойма охватывает несколько диафрагм (две, три и более) — отсюда и ее название. В свою очередь обойма 12 лапками 6 (см. рис. 6.2) подвешивается в корпусе 3 (см. рис. 6.2) турбины. Кольцевое пространство между обоймами часто используется для камеры отбора пара на регенеративные подогреватели (см. патрубки 9 на рис. 6.2).

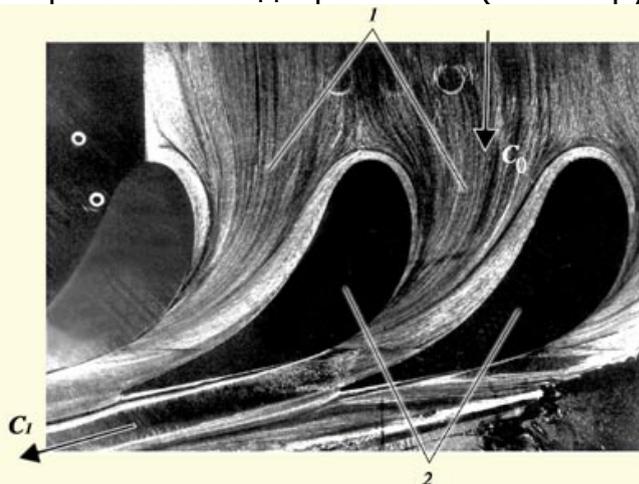


Рис. 6.4. Сопловые каналы и визуализированное течение потока в них

Таким образом, неподвижные в пространстве корпус 3 турбины, обоймы 4 и диафрагмы 11 (см. рис. 6.2) обеспечивают неподвижность сопловых каналов сопловой решетки. Сами каналы, благодаря особой форме сопловых лопаток и их установке в решетках, выполняются суживающими (рис. 6.4):

площадь для прохода пара на выходе из сопловой решетки выполняют в несколько раз меньше, чем на входе. Далее, если иметь в виду, что объем пара за сопловой решеткой больше, чем на входе, так как

давление за ней меньше, то ясно, что скорость пара на выходе из решетки будет в несколько раз больше, чем на входе. Действительно, если на входе в сопловую решетку скорость пара 50—100 м/с, то на выходе из нее — 300—400 м/с и более.

Далее, поток пара не только приобретает большую скорость, но и изменяет свое направление: выходные части сопловых лопаток (профилей) заставляют пар развернуться и двигаться в направлении не вдоль оси турбины (скорость  $c_0$ ), а поперек (говорят, что поток пара приобретает закрутку — окружное направление). Таким образом, из сопловых каналов выходит мощная закрученная кольцевая струя пара, ширина которой равна высоте сопловых лопаток. Часть потенциальной энергии пара преобразована сопловыми каналами в кинетическую энергию кольцевой струи пара,

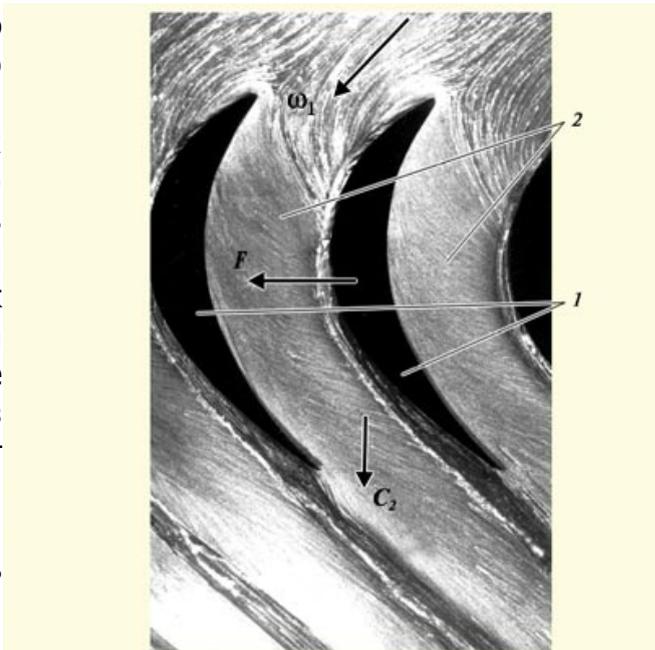


Рис. 6.5. Каналы рабочей решетки и визуализированное течение потока в них

движущейся с огромной скоростью (обычно — это скорость несколько меньше скорости звука, но в некоторых ступенях — и больше ее). Заметим для сравнения, что пассажирский самолет, летящий со скоростью 720 км/с, имеет скорость 200 м/с.

Теперь необходимо решить следующую задачу: заставить созданную кольцевую струю пара вращать вал 13 турбины (см. рис. 6.2). С этой целью ее направляют на кольцевую решетку профилей, образованную рабочими лопатками 2. Для этого, прежде всего рабочей решетке дают возможность вращаться: ее закрепляют на диске 12 ротора, который соединен с валом 13 и уложен во вкладыши опорных подшипников. Поэтому, если на рабочую лопатку будет действовать окружная сила, имеющая плечо относительно оси вращения, то ротор начинает вращаться. Эту силу создают с помощью специальной решетки профилей (рис. 6.5), создающей рабочие каналы вполне определенной формы (примерно постоянного сечения). Пар, протекающий через каналы рабочей решетки, изменяет свое направление, и это главная причина появления окружной силы  $F$ , действующей на каждую рабочую лопатку. Скорость пара в рабочей решетке уменьшается, так как вследствие окружной податливости рабочих лопаток поток пара как бы вязнет внутри канала. В результате из рабочей решетки пар выходит со скоростью  $c_2$  примерно равной скорости  $c_0$  на входе в сопловую решетку. Но поскольку давление и температура пара за ступень меньше, чем перед ней из-за того, что в конденсаторе принудительно поддерживается низкое давление, и оно постепенно повышается к паровпускной части турбины), то часть кинетической энергии потока пара, идущего через ступень, преобразуется в механическую

(вращательную) энергию ротора, которая, в конечном счете, передается ротору электрогенератора.

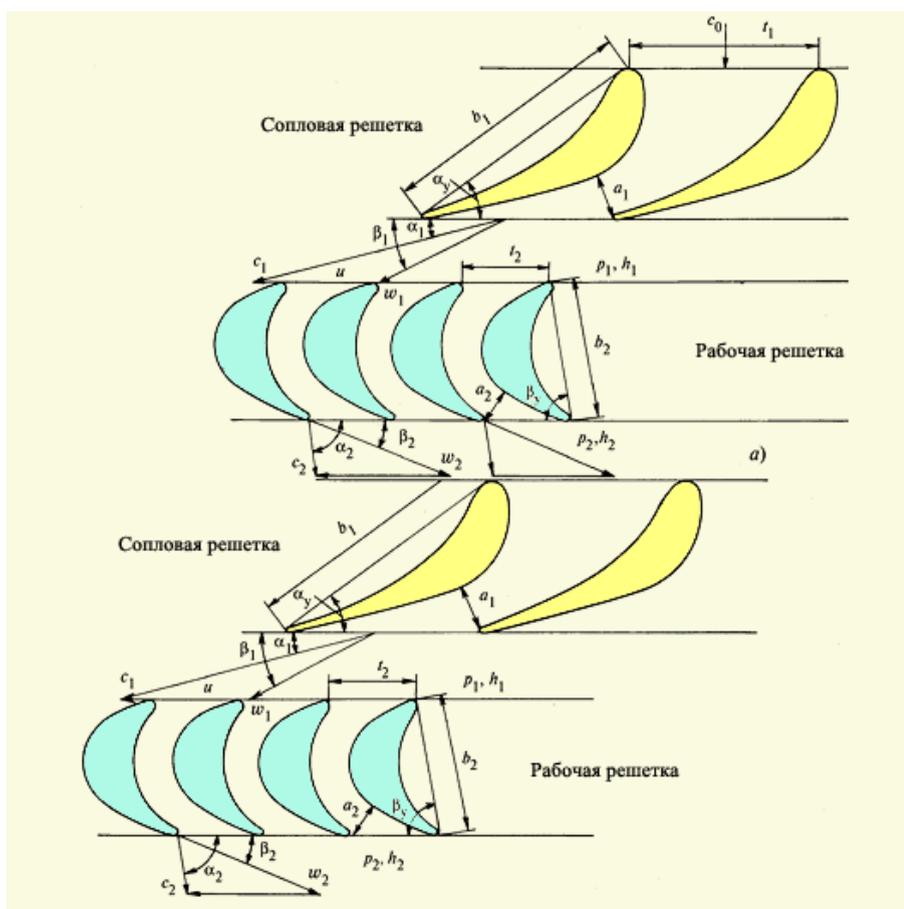


Рис. 6.6. Течение пара в последовательно расположенных решетках турбины

На рис. 6.6 показаны профили двух соседних ступеней, позволяющих увидеть, как протекает пар в проточной части и как они расположены по отношению друг к другу. Пар входит в каналы сопловой решетки первой ступени со скоростью  $c_0$ , а выходит со скоростью  $c_1$  под углом  $\alpha_1$  который составляет  $10\text{--}15^\circ$ , т.е. почти в окружном направлении. Однако поскольку рабочие лопатки пробегают мимо сопловой справа налево со скоростью  $u$ , то на рабочие лопатки пар будет поступать со скоростью  $w_1 < c_1$  и под углом  $b_1 > \alpha_1$ . Профиль рабочей лопатки первой ступени устанавливается под таким углом  $b_1$ , чтобы вектор скорости  $w_1$  «встретил» ее переднюю часть безударно, и пар плавно вошел в каналы рабочей решетки. Поскольку, как указывалось выше, их сечение примерно постоянно, то угол выхода  $b_2 \gg b_1$ , а скорость выхода пара в относительном движении  $w_2 \gg w_1$ . Но так как, рабочие лопатки имеют скорость  $u$ , то скорость выхода пара относительно корпуса будет равна  $c_2 \gg c_0$ . Далее процесс повторяется в проточной части второй ступени и так до тех пор, пока пар не попадет в конденсатор.

Страница 32 из 75

### 6.3. Конструкция основных узлов и деталей паровых турбин

На рис. 6.7 показана турбина со снятой крышкой. Хорошо видна нижняя половина средней опоры и два корпуса турбины (нижняя половина), подвешенные к опоре. На рис. 6.7 изображена процедура центровки соседних роторов по полумуфтам, необходимая для исключения

вибрации. Рядом с полумуфтой видны шейки валов 5 и 7 под опорные вкладыши опор, нижние половины которых размещены в опоре.



Рис. 6.7. Нижняя половина статора турбины с уложенным в подшипниках ротором

Последняя ступень имеет самые длинные рабочие лопатки 2, прошитые связующей проволокой, повышающей их вибрационную надежность. На концевой части ротора хорошо видны кольцевые выступы 8 на валу, служащие для организации концевого уплотнения. Само уплотнение представлено на рис. 6.8.

В обойме 7, имеющей такую же конструкцию, как и обойма диафрагм (см. рис. 6.2 и 6.3) выполнена кольцевая расточка 1, в которую вставляются сегменты уплотнений 3 (по три сегмента в каждую половину обоймы). Сегменты имеют тонкие (до 0,3 мм) кольцевые гребни, устанавливаемые по отношению к валу с очень малым зазором (0,5—0,6 мм). Совокупность кольцевых щелей между гребнями 4 и кольцевыми выступами 6 и кольцевых камер между ними называется *лабиринтовым уплотнением*. Высокое гидравлическое сопротивление, которым оно обладает, обеспечивает малую утечку пара помимо проточной части турбины.

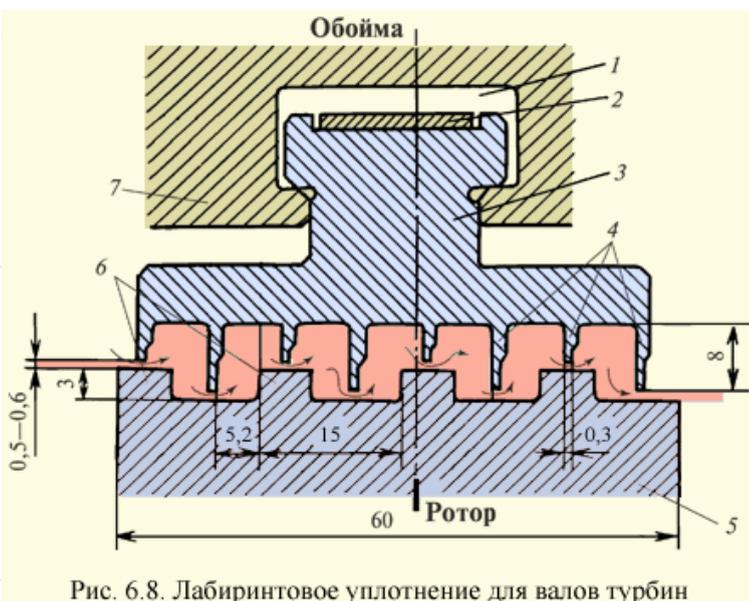


Рис. 6.8. Лабиринтовое уплотнение для валов турбин

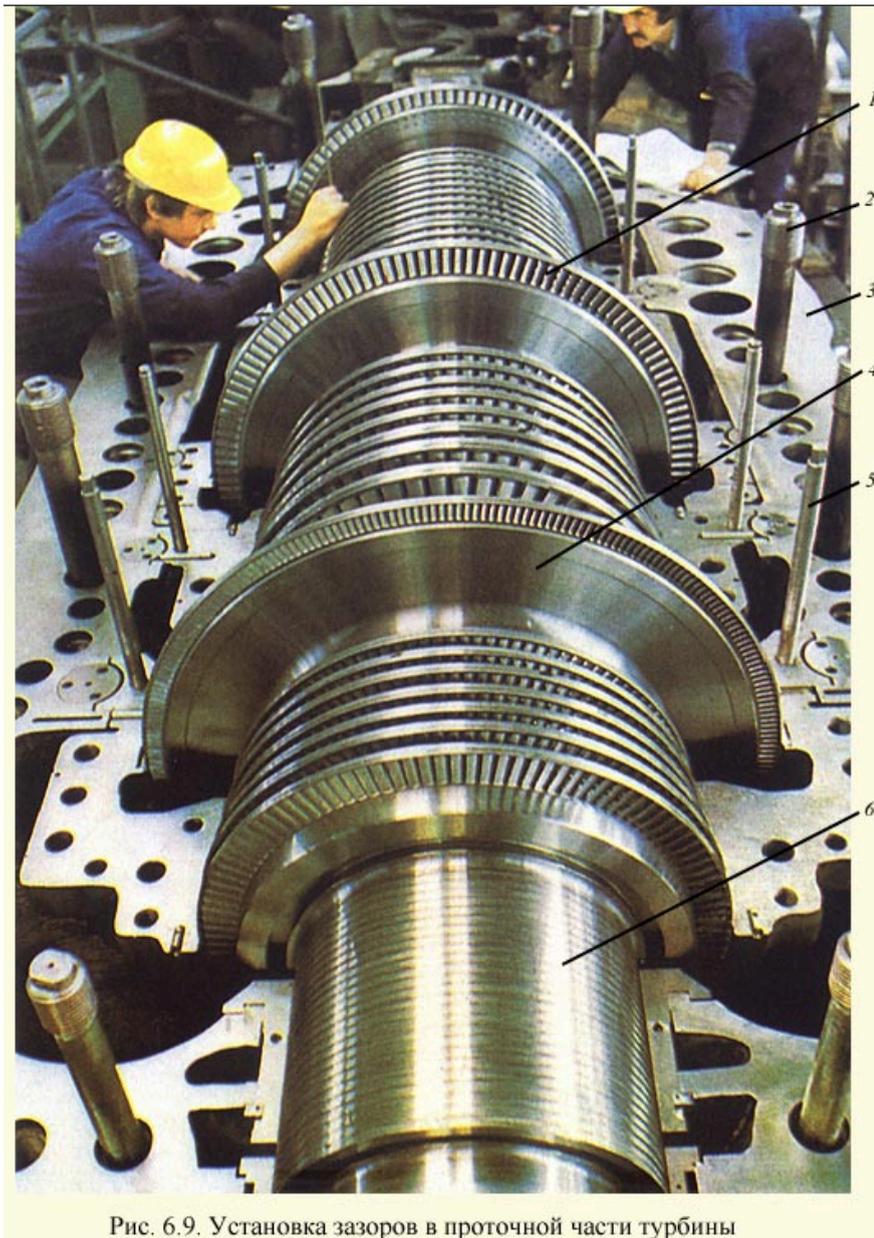


Рис. 6.9. Установка зазоров в проточной части турбины

На рис. 6.9 хорошо видны горизонтальный разъем цилиндра, направляющие колонки 5, по которым будет опускаться верхняя половина корпуса и несколько ввинченных шпилек 2 для скрепления горизонтального фланцевого разъема.

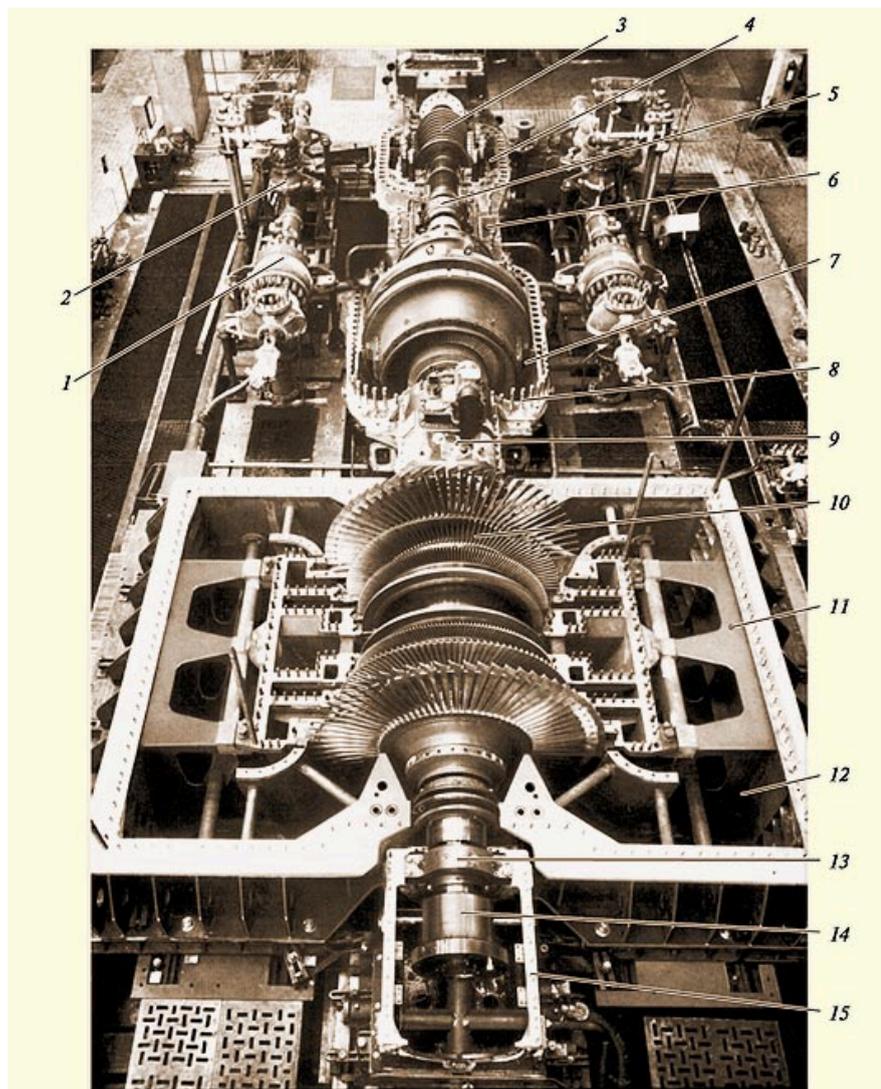


Рис. 6.10. Мощная трехцилиндровая турбина на заводском сборочном стенде

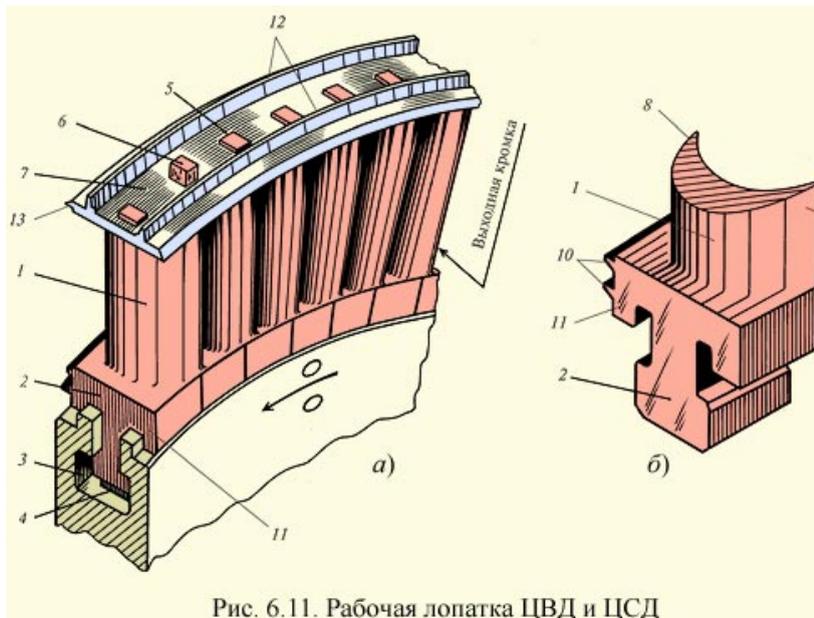


Рис. 6.11. Рабочая лопатка ЦВД и ЦСД

На рис. 6.10 показана мощная паровая турбина в процессе заводской сборки. Она состоит из ЦНД (на переднем плане), ЦСД и ЦВД. Хорошо видно, как изменяются длины лопаток: в первых ступенях они составляют 30 — 40 мм, а в последней — около 1 м.

Типичная рабочая лопатка (рис. 6.11) состоит из трех

основных элементов: профильной части 1; хвостовика 2, служащего для крепления лопатки на диске; шипа 6 прямоугольной, круглой или овальной формы, выполняемого на торце профильной части лопатки за одно целое. Лопатки изготавливаются из нержавеющей стали,

содержащей 13 % хрома, методом штамповки и последующего фрезерования и набираются на диске через два специальных колодца, в которые затем устанавливаются замковые лопатки с хвостовиками специальной формы.

Отдельно прокатывают бандажную ленту 7, в которой пробивают отверстия, соответствующие форме шипов и расстоянию между ними. Лента нарезается на куски со строго рассчитанным числом объединяемых лопаток. Бандажная лента надевается на шипы, которые затем расклепываются. Ряд соседних лопаток (обычно от 5 до 14), объединенных бандажной лентой (бандажом), называется *пакетом рабочих лопаток*. Главная цель пакетирования — обеспечить вибрационную надежность рабочих лопаток (не допустить их поломки от усталости вследствие колебаний). После расклепки шипов на бандажах рабочих лопаток ротор устанавливают на токарный станок и окончательно протачивают гребни уплотнений.

На рис. 6.11 показана лишь одна из типичных конструкций, которые отличаются большим разнообразием как типов хвостовиков, так и бандажей. В современных конструкциях бандажи фрезеруют заодно с профильной частью (с шириной бандажа, равной шагу лопаток), иногда соединяют рабочие лопатки в пакете сваркой.

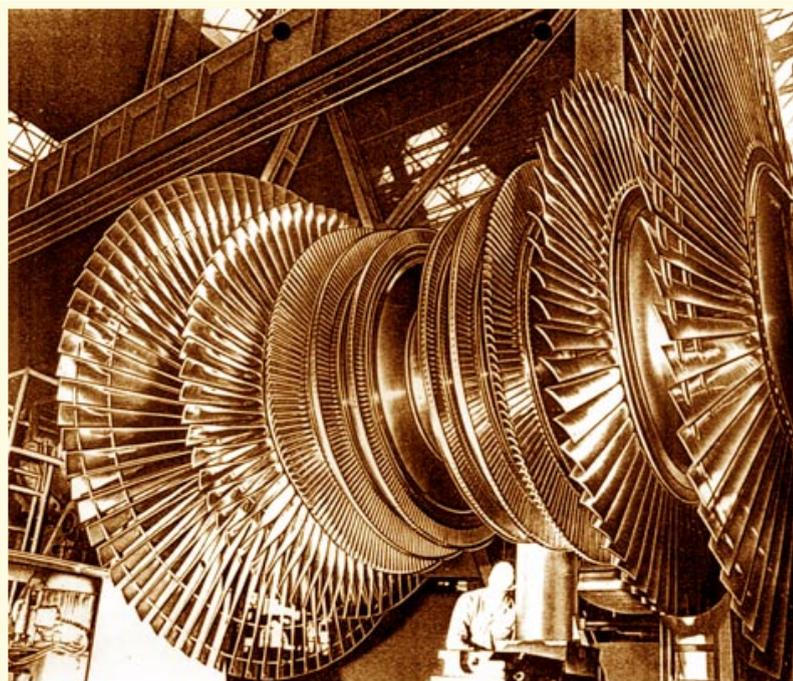


Рис. 6.12. Ротор двухпоточного ЦНД мощной турбины

На рис. 6.12 показан двухпоточный ротор ЦНД (см. рис. 6.10) в процессе обработки на токарном станке. Первые две ступени имеют ленточные бандажи, а последние ступени — две проволочные связи. Главным элементом проточной части турбины, определяющим весь ее облик, является *рабочая лопатка* последней ступени. Чем большую длину она имеет и чем на большем диаметре она установлена (иными словами, чем больше площадь для прохода пара последней ступени), тем более экономичнее турбина. Поэтому история совершенствования турбин — это история создания последних ступеней. В начале 50-х годов ЛМЗ была разработана рабочая лопатка длиной 960 мм для последней ступени со

средним диаметром 2,4 м, и на ее базе созданы турбины мощностью 300, 500 и 800 МВт. В конце 70-х была создана новая рабочая лопатка длиной 1200 мм для ступени со средним диаметром 3 м. Это позволило создать новую паровую турбину для ТЭС мощностью 1200 МВт и для АЭС мощностью 1000 МВт.

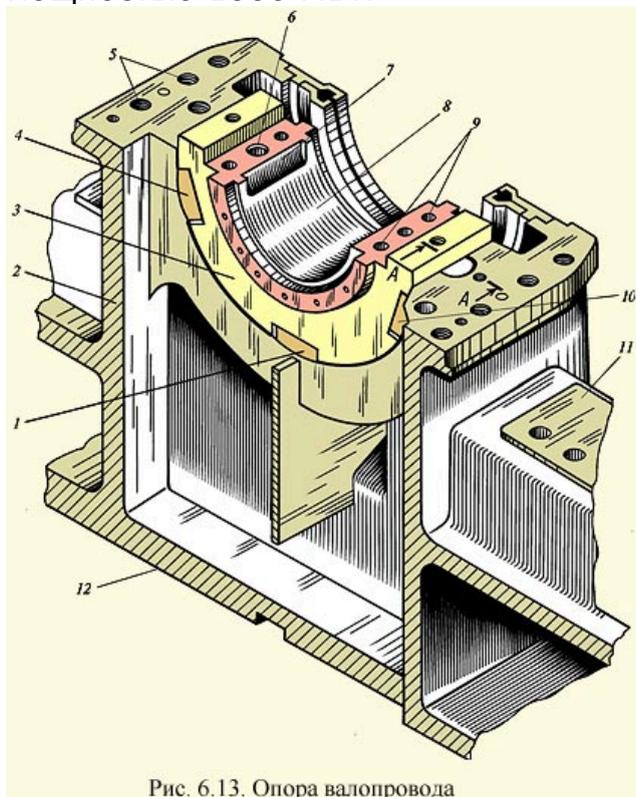


Рис. 6.13. Опора валопровода

На рис. 6.13 показана одна из опор валопровода. Основанием 12 нижняя половина корпуса 2 устанавливается на фундаментную раму (на рисунке не показана). В расточку корпуса на колодках 1, 4 и 10 помещается нижняя половина вкладыша 3. Внутренняя поверхность 8 обеих половин вкладыша выполнена цилиндрической или овальной и залита баббитом, — легкоплавким антифрикционным сплавом на основе олова, допускающего вращение ротора на очень низкой частоте вращения даже при отсутствии смазки. Прямо на поверхность вкладыша 8 и на аналогичную поверхность соседнего вкладыша при монтаже турбины укладывается ротор.

Сверху его накрывают верхней половиной вкладыша и притягивают к нижней половине шпильками, ввинчиваемыми в отверстия 9. Затем устанавливается крышка корпуса подшипника.

Масло для смазки шеек валов подается насосами из масляного бака, установленного на нижней отметке конденсационного помещения. Размер масляного бака зависит от мощности турбины: чем больше мощность, тем больше цилиндров и, следовательно, роторов и их опор, требующих смазки. Кроме того, с ростом мощности растет диаметр шеек, и эти два обстоятельства требуют большого расхода масла и соответственно масляного бака большой емкости, достигающей 50—60 м<sup>3</sup>. Для смазки подшипников используется либо специальное (турбинное) минеральное масло, либо синтетические негорючие масла. Последние намного дороже, но зато пожаробезопаснее.

От насосов по трубопроводам масло, пройдя через *маслоохладители*, поступает к емкостям, располагаемым в крышках подшипника, а из них — к отверстиям 6 и к выборке 7, раздающей масло на всю ширину шейки вала. Масло за счет гидродинамических сил «загоняется» под шейку вала, и таким образом вал «плавает» на масляной пленке, не касаясь баббитовой заливки. Масло, пройдя под шейкой вала, выходит через торцевые зазоры вкладыша и стекает на дно корпуса подшипника, откуда самотеком направляется обратно в масляный бак. Вкладыш опоры показан на рис. 6.14.

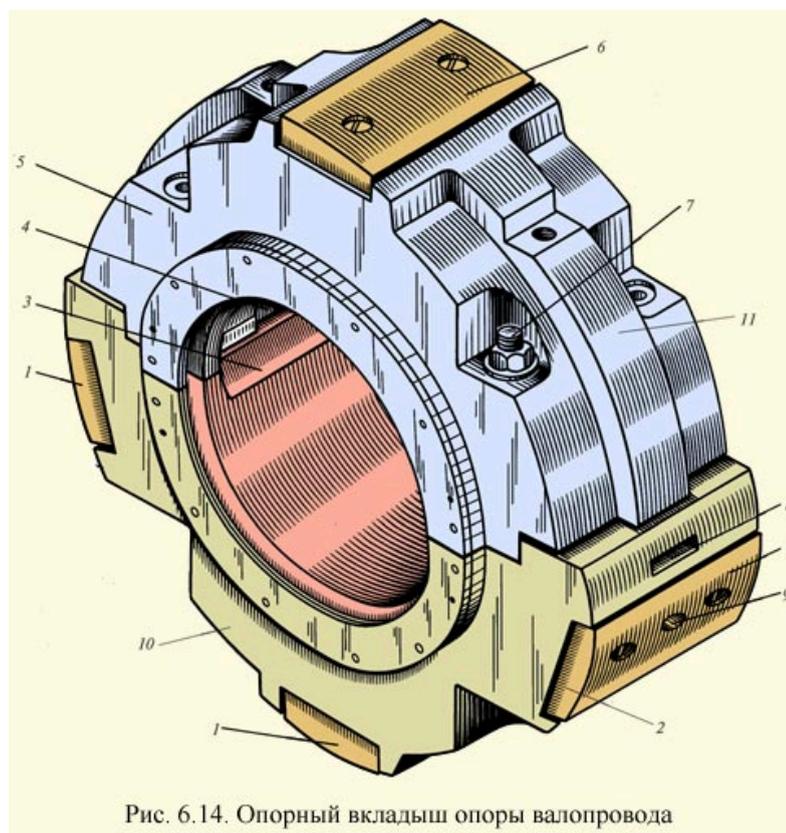


Рис. 6.14. Опорный вкладыш опоры валопровода

## Страница 33 из 75

### 6.4. Типы паровых турбин и области их использования

Для понимания места и роли паровых турбин рассмотрим их общую классификацию. Из большого разнообразия используемых паровых турбин, прежде всего можно выделить турбины *транспортные* и *стационарные*.

*Транспортные* паровые турбины чаще всего используются для привода гребных винтов крупных судов.

*Стационарные* паровые турбины — это турбины, сохраняющие при эксплуатации неизменным свое местоположение. В настоящей книге рассматриваются только стационарные паровые турбины.

В свою очередь стационарные паровые турбины можно классифицировать по ряду признаков.

1. По назначению различают турбины энергетические, промышленные и вспомогательные.

*Энергетические* турбины служат для привода электрического генератора, включенного в энергосистему, и отпуска тепла крупным потребителям, например жилым районам, городам и т.д. Их устанавливают на крупных ГРЭС, АЭС и ТЭЦ. *Энергетические турбины характеризуются, прежде всего, большой мощностью, а их режим работы — постоянной частотой вращения, определяемой постоянством частоты сети.*

Основным производителем энергетических паровых турбин в России является Ленинградский металлический завод (Санкт-Петербург). Он выпускает мощные паровые турбины для ТЭС (мощностью 1200, 800,

500, 300 и 200 МВт), ТЭЦ (мощностью 180, 80 и 50 МВт и менее), АЭС (мощностью 1000 МВт).

Другим крупным производителем энергетических паровых турбин является Турбомоторный завод (ТМЗ, г. Екатеринбург). Он выпускает только теплофикационные турбины (мощностью 250, 185, 140, 100 и 50 МВт и менее).

На ТЭС России установлено достаточно много мощных паровых турбин Харьковского турбинного завода (ХТЗ, Украина) (мощностью 150, 300 и 500 МВт). Им же произведены все паровые турбины, установленные на АЭС России мощностью 220, 500 и 1000 МВт.

Таким образом, в настоящее время в России функционирует всего два производителя мощных паровых турбин. Если говорить о зарубежных производителях турбин, то их число также является небольшим. Большинство из них являются транснациональными объединениями. В Европе главными производителями паровых турбин являются компании Siemens (Германия), Asea Brown Boveri (ABB, германско-швейцарское объединение), GEC-Alsthom (англо-французское объединение), Scoda (Чехия). В США производителями мощных энергетических турбин являются компании General Electric и Westinghouse, в Японии — Hitachi, Toshiba, Mitsubishi. Все перечисленные производители выпускают паровые турбины вплоть до мощности 1000 МВт и выше. Технический уровень некоторых из них не только не уступает нашим производителям, но и превосходит их.

*Промышленные турбины* также служат для производства тепловой и электрической энергии, однако их главной целью является обслуживание промышленного предприятия, например, металлургического, текстильного, химического, сахароваренного и др. Часто генераторы таких турбин работают на маломощную индивидуальную электрическую сеть, а иногда используются для привода агрегатов с переменной частотой вращения, например воздуходувок доменных печей. Мощность промышленных турбин существенно меньше, чем энергетических. Основным производителем промышленных турбин в России является Калужский турбинный завод (КТЗ).

*Вспомогательные турбины* используются для обеспечения технологического процесса производства электроэнергии — обычно для привода питательных насосов и воздуходувок котлов.

*Питательные насосы* энергоблоков мощностью вплоть до 200 МВт приводятся электродвигателями, а мощностью выше — с помощью паровых турбин, питаемых паром из отбора главной турбины. Например, на энергоблоках мощностью 800 и 1200 МВт установлено соответственно по два и три питательных турбонасоса мощностью 17 МВт каждый, на энергоблоках мощностью 250 (для ТЭЦ) и 300 МВт — один питательный турбонасос мощностью 12 МВт; на энергоблоках мощностью 1000 МВт для АЭС используется два питательных насоса мощностью 12 МВт.

Котлы энергоблоков мощностью 800 и 1200 МВт оборудованы соответственно двумя и тремя воздуходувками, привод которых осуществляется также паровыми турбинами мощностью по 6 МВт каждая.

Основным производителем вспомогательных паровых турбин в России является КТЗ.

2. По виду энергии, получаемой от паровой турбины, их делят на конденсационные и теплофикационные.

*В конденсационных турбинах (типа К) пар из последней ступени отводится в конденсатор, они не имеют регулируемых отборов пара, хотя, как правило, имеют много нерегулируемых отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды, а иногда и для внешних тепловых потребителей. Главное назначение конденсационных турбин — обеспечивать производство электроэнергии, поэтому они являются основными агрегатами мощных ТЭС и АЭС. Мощность самых крупных конденсационных турбоагрегатов достигает 1000—1500 МВт.*

*Теплофикационные турбины имеют один или несколько регулируемых отборов пара, в которых поддерживается заданное давление. Они предназначены для выработки тепловой и электрической энергии, и мощность самой крупной из них составляет 250 МВт. Теплофикационная турбина может выполняться с конденсацией пара и без нее. В первом случае она может иметь отопительные отборы пара (турбины типа Т) для нагрева сетевой воды для обогрева зданий, предприятий и т.д., или производственный отбор пара (турбины типа П) для технологических нужд промышленных предприятий, или тот и другой отборы (турбины типа ПТ и ПР). Во втором случае турбина носит название турбины с противодавлением (турбины типа Р). В ней пар из последней ступени направляется не в конденсатор, а обычно производственному потребителю. Таким образом, главным назначением турбины с противодавлением является производство пара заданного давления (в пределах 0,3—3 МПа). Турбина с противодавлением может также иметь и регулируемый теплофикационный или промышленный отбор пара, и тогда она относится к типу ТР или ПР.*

Теплофикационные турбины с отопительным отбором пара (типа Т) спроектированы так, чтобы при максимальной теплофикационной нагрузке ступени, расположенные за зоной отбора, мощности не вырабатывали. В последние годы ряд турбин проектируются так, что даже при максимальной нагрузке последние ступени вырабатывают мощность. Такие турбины относятся к типу ТК.

3. По используемым начальным параметрам пара паровые турбины можно разделить на турбины докритического и сверхкритического начального давления, перегретого и насыщенного пара, без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом пара.

Как уже известно (см. лекции 1) критическое давление для пара составляет примерно 22 МПа, поэтому все турбины, начальное давление пара перед которыми меньше этого значения, относятся к паровым турбинам докритического начального давления. В России стандартное докритическое давление для паровых турбин выбрано равным 130 ат (12,8 МПа), кроме того, имеется определенный процент турбин на начальное давление 90 ат (8,8 МПа). На докритические параметры выполняются все паровые турбины для АЭС и ТЭЦ (кроме теплофикационной турбины мощностью 250 МВт), а также турбины

мощностью менее 300 МВт для ТЭС. Докритическое начальное давление зарубежных паровых турбин обычно составляет 16—17 МПа, а максимальная единичная мощность достигает 600—700 МВт.

Все мощные конденсационные энергоблоки (300, 500, 800, 1200 МВт), а также теплофикационный энергоблок мощностью 250 МВт выполняют на сверхкритические параметры пара (СКД) — 240 ат (23,5 МПа) и 540 °С. Переход от докритических параметров пара к СКД позволяет экономить 3—4 % топлива.

*Все турбины ТЭС и ТЭЦ работают перегретым паром, а АЭС — насыщенным (с небольшой степенью влажности).*

Все мощные конденсационные турбины на докритические и сверхкритические параметры пара выполняют с *промежуточным перегревом*. Из теплофикационных турбин только турбина ЛМЗ на докритические параметры мощностью 180 МВт и турбина ТМЗ на СКД мощностью 250 МВт имеют промежуточный перегрев. Устаревшие конденсационные турбины мощностью 100 МВт и менее и многочисленные теплофикационные паровые турбины вплоть до мощности 185 МВт строятся без промперегрева.

4. По зоне использования турбин в графике электрической нагрузки паровые турбины можно разделить на базовые и полупиковые. *Базовые турбины работают постоянно при номинальной нагрузке или близкой к ней*. Они проектируются так, чтобы и турбина, и турбоустановка имели максимально возможную экономичность. К этому типу турбин следует, безусловно, отнести атомные и теплофикационные турбины. *Полупиковые турбины создаются для работы с периодическими остановками на конец недели (с ночи пятницы до утра в понедельник) и ежесуточно (на ночь)*. Полупиковые турбины (и турбоустановки) с учетом их малого числа часов работы в году выполняют более простыми и соответственно более дешевыми (на сниженные параметры пара, с меньшим числом цилиндров). Электроэнергетика России в силу ряда причин всегда страдала от недостатка в энергосистеме полупиковых мощностей. Примерно 25 лет назад ЛМЗ спроектировал полупиковую конденсационную турбину мощностью 500 МВт на параметры 12,8 МПа, 510 °С/510 °С. Головной образец этой турбины предполагалось установить на Лукомльской ГРЭС (б. Белоруссия). Однако до сих пор ни одной специальной полупиковой турбины в России не работает. Вместе с тем в Японии и США работают десятки полупиковых турбин упрощенной конструкции.

5. По конструктивным особенностям паровые турбины можно классифицировать по числу цилиндров, частоте вращения и числу валопроводов.

По числу цилиндров различают турбины одно- и многоцилиндровые. Количество цилиндров определяется объемным пропуском пара в конце процесса расширения. Чем меньше плотность пара, т.е. меньше его конечное давление, и чем больше мощность турбины, т.е. больше массовый расход, тем больше объемный пропуск и соответственно требуемая площадь для прохода пара через рабочие лопатки последней ступени. Однако если рабочие лопатки делать длиннее, а радиус их

вращения больше, то центробежные силы, отрывающие профильную часть лопатки, могут возрасти настолько, что лопатка оторвется. Поэтому с увеличением мощности сначала переходят на двухпоточный ЦНД, а затем увеличивают их число. Конденсационные турбины можно выполнить одноцилиндровыми вплоть до мощности 50–60 МВт, двухцилиндровыми — до 100–150 МВт, трехцилиндровыми — до 300 МВт, четырехцилиндровыми — до 500 МВт, пятицилиндровыми — вплоть до 1300 МВт.

По частоте вращения турбины делятся на быстроходные и тихоходные. Быстроходные турбины имеют частоту вращения 3000 об/мин = 50 об/с. Они приводят электрогенератор, ротор которого имеет два магнитных полюса, и поэтому частота вырабатываемого им тока равна 50 Гц. На эту частоту строят большинство паровых турбин для ТЭС, ТЭЦ и частично для АЭС в нашей стране и почти во всем мире. В Северной Америке и на части территории Японии быстроходные турбины строят на частоту вращения 3600 об/мин = 60 об/с, так как там принятая частота сети равна 60 Гц.

Ранее в лекции 5 говорилось о том, что поскольку из-за низких начальных параметров работоспособность пара в турбинах АЭС мала, а снижение капитальных затрат требует увеличения мощности, т.е. массы пропускаемого пара, то объемный расход на выходе из турбины оказывается столь значительным, что оказывается целесообразным переход на меньшую частоту вращения. Так как число магнитных полюсов в электрогенераторе должно быть целым и четным, то переход на использование четырехполюсного электрогенератора и получения той же частоты сети, что и при двухполюсном электрогенераторе, требует снижения частоты вдвое. Таким образом, *тихоходные турбины* в нашей стране имеют частоту вращения 1500 об/мин = 25 об/с.

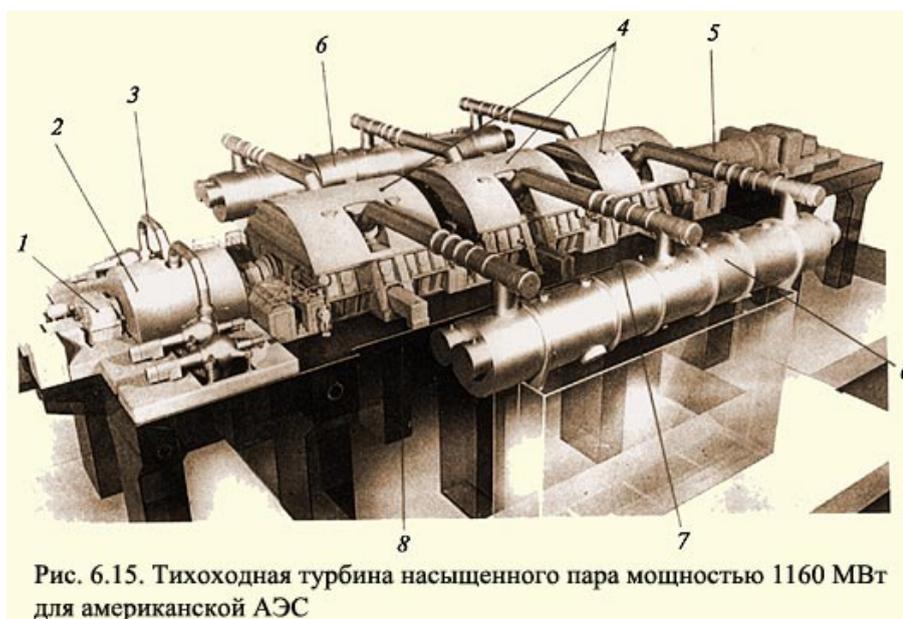


Рис. 6.15. Тихоходная турбина насыщенного пара мощностью 1160 МВт для американской АЭС

На рис. 6.15 показана тихоходная атомная турбина фирмы АВВ мощностью 1160 МВт на частоту вращения 30 об/с. Гигантские размеры турбины хорошо видны в сравнении с фигурой человека, стоящего у средней опоры ее валопровода. Турбина не имеет ЦСД, и пар из ЦВД

направляется в два горизонтальных сепаратора-пароперегревателя (СПП), а из них — раздается на три двухпоточных ЦНД. По такой же схеме на частоту вращения 25 об/с построены энергоблоки мощностью 1000 МВт на Балаковской и Ростовской АЭС.

Для АЭС, построенных для теплых климатических условий, т.е. для высокой температуры охлаждающей воды и соответственно высокого давления в конденсаторе (см. рис. 1.2), можно строить и быстроходные атомные турбины (рис. 6.16). Пар к ЦВД турбины поступает из реакторного отделения по четырем паропроводам 11. Пройдя ЦВД, пар поступает к СПП 10 вертикального типа, а после них с помощью ресивера 3 раздается на три одинаковых двухпоточных ЦНД 4. Под каждым ЦНД установлен свой конденсатор, также хорошо видный на макете.

По числу валопроводов различают турбины *одновальные* (имеющие один валопровод — соединенные муфтами роторы отдельных цилиндров и генератора) и *двухвальные* (имеющие два валопровода каждый со своим генератором и связанные только потоком пара). На российских тепловых электростанциях используют только одновальные турбины (в начале 70-х годов на Славянской ГРЭС на Украине построена единственная двухвальная турбина мощностью 800 МВт, да и то потому, что в то время не было электрогенератора мощностью 800 МВт).

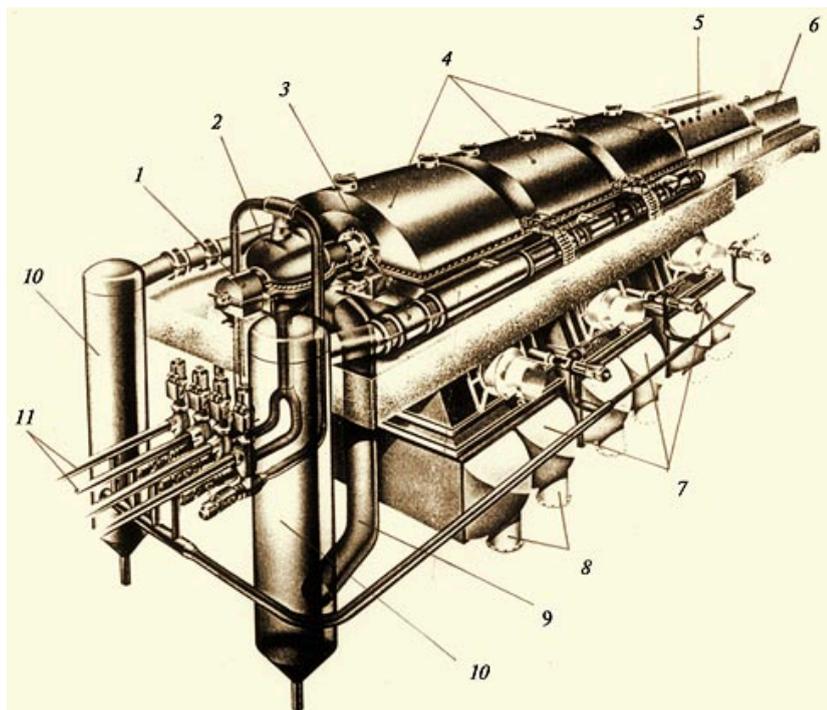


Рис. 6.16. Быстроходная атомная турбина мощностью 1093 МВт для испанской АЭС («Трилло»), построенная фирмой Siemens

Для обозначения типов турбин ГОСТ предусматривает специальную маркировку, состоящую из буквенной и числовой частей. Буквенная часть указывает тип турбины, следующее за ней число — номинальную мощность турбины в мегаваттах. Если необходимо указать и максимальную мощность турбины, то ее значение приводят через косую черту. Следующее число указывает номинальное давление пара перед турбиной в МПа: для теплофикационных турбин далее через косую черту

указывают давление в отборах или противодействие в МПа. Наконец, последняя цифра, если она имеется, указывает номер модификации турбины, принятый на заводе-изготовителе.

Приведем несколько примеров обозначений турбин.

Турбина К-210-12,8-3 — типа К, номинальной мощностью 210 МВт с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа (130 кгс/см<sup>2</sup>), третьей модификации.

Турбина П-6-3,4/0,5 — типа П, номинальной мощностью 6 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 3,4 МПа и абсолютным давлением отбираемого пара 0,5 МПа.

Турбина Т-110/120-12,8 — типа Т, номинальной мощностью 110 МВт и максимальной мощностью 120 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа.

Турбина ПТ-25/30-8,8/1 — типа ПТ, номинальной мощностью 25 МВт и максимальной мощностью 30 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 8,8 МПа (90 ат) и абсолютным давлением отбираемого пара 1 МПа.

Турбина Р-100/105-12,8/1,45 — типа Р, номинальной мощностью 100 МВт максимальной мощностью 105 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа и абсолютным противодействием 1,45 МПа.

Турбина ПР-12/15-8,8/1,45/0,7 — типа ПР, номинальной мощностью 12 МВт и максимальной мощностью 15 МВт, с начальным абсолютным давлением 8,8 МПа, давлением в отборе 1,45 МПа и противодействием 0,7 МПа.

Страница 34 из 75

## **6.5. Основные технические требования к паровым турбинам и их характеристики**

Для того чтобы увидеть, насколько совершенной машиной является паровая турбина, достаточно рассмотреть технические требования, предъявляемые к ней. Они сформулированы в государственных стандартах (ГОСТ). Здесь мы остановимся только на наиболее важных из них.

Прежде всего, к турбине предъявляется ряд требований, которые можно охватить одним термином — *надежность*. Надежность технического объекта — это его свойство выполнять заданные функции в заданном объеме при определенных условиях функционирования. Применительно к паровой турбине надежность — это бесперебойная выработка мощности при предусмотренных затратах топлива и установленной системе эксплуатации, технического обслуживания и ремонтов, а также недопущения ситуаций, опасных для людей и окружающей среды.

Важно подчеркнуть, что понятие надежности включает в себя и понятие экономичности. Бесперебойно работающая турбина, работающая с низкой экономичностью из-за износа или с ограничением мощности из-за внутренних неполадок, не может считаться надежной. Надежность — это комплексное свойство, характеризуемое такими под свойствами, как безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость, управляемость, живучесть, безопасность. Не вдаваясь в строгие определения этих под свойств, отметим главные из них.

*Безотказность* — это свойство турбины непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторой наработки. Средняя наработка на отказ для турбин ТЭС мощностью 500 МВт и более должна быть не менее 6250 ч, а меньшей мощности — не менее 7000 ч, а для турбин АЭС — не менее 6000 ч. Если учесть, что в календарном году 8760 ч и что какое-то время турбина не работает (например, по указанию диспетчера энергосистемы), то это означает, что отказы по вине турбины в среднем должны происходить не чаще 1 раза в год.

*Полный установленный срок службы турбины ТЭС* должен быть не менее 40 лет, а турбин АЭС — не менее 30 лет. При этом оговаривается два важных обстоятельства. Первое: этот срок службы не относится к быстроизнашивающимся деталям, например, рабочим лопаткам, уплотнениям, крепежным деталям. Для таких деталей важен *средний срок службы до капитального ремонта* (межремонтный период). В соответствии с ГОСТ он должен быть не менее 6 лет (кроме того, на ТЭС и АЭС реализуется плановая система текущих и планово-предупредительных ремонтов).

Для турбин ТЭС, а точнее для их деталей, работающих при температуре выше 450 °С, кроме такого показателя долговечности, как срок службы, вводится другой показатель — *ресурс* — суммарная наработка турбины от начала эксплуатации до достижения предельного состояния. На этапе проектирования предельное состояние определяется как назначенный ресурс. По определению — это ресурс, при достижении которого эксплуатация турбины должна быть прекращена независимо от ее технического состояния. На самом деле при достижении назначенного ресурса турбина может сохранить значительную дополнительную работоспособность (остаточный ресурс) и, учитывая ее высокую стоимость, срок работы турбины продляют. Учитывая нелогичность применительно к турбине термина «назначенный ресурс», стали употреблять термин «*расчетный ресурс*». Таким образом, расчетный (назначенный) ресурс — это наработка турбины, которая гарантируется заводом-изготовителем; при ее достижении должен быть рассмотрен вопрос о ее дальнейшей эксплуатации.

ГОСТ не регламентирует расчетного ресурса (он должен быть установлен в технических условиях или техническом задании на ее проектирование в каждом конкретном случае). Долгие годы расчетный ресурс составлял 100 тыс. ч, сейчас — как правило, 200 тыс. ч. Подробнее вопрос о ресурсе рассматривается в лекции 15.

Важнейшим требованием к турбине является высокая экономичность. Коэффициент полезного действия турбины оценивается по КПД ее цилиндров.

Коэффициент полезного действия цилиндра характеризуется той долей работоспособности пара, которую удалось преобразовать в механическую энергию. Наивысшую экономичность имеет ЦСД: в хороших турбинах он составляет 90—94 %. Коэффициент полезного действия ЦВД и ЦНД существенно меньше и в среднем составляет 84—86 %. Это уменьшение обусловлено существенно более сложным характером течения пара в решетках очень малой (несколько десятков миллиметров в первых ступенях ЦВД) и очень большой (1 м и более) в

последних ступенях ЦНД высотой решеток. Рассчитать это течение и подобрать под него профили лопаток затруднительно даже при современных вычислительных средствах. Кроме того, значительная часть проточной части ЦНД работает влажным паром, капли влаги имеют скорость существенно меньшую, чем пар, и оказывают на вращающиеся рабочие лопатки тормозящее действие.

Кроме приведенных технических требований ГОСТ содержит многочисленные другие требования, в частности, к *системе защиты турбины* при возникновении аварийных ситуаций, к *маневренности* (диапазон длительной работы — обычно 30—100 % номинальной мощности; продолжительности пуска и остановки, число возможных пусков и т.д.), к системе регулирования и управления турбиной, к ремонтпригодности и безопасности (пожаробезопасности, уровня вибрации, шума и т.д.), методов контроля параметров рабочих сред (пара, масла, конденсата), транспортирования и хранения.

Страница 35 из 75

## 7. УСТРОЙСТВО СОВРЕМЕННЫХ СТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

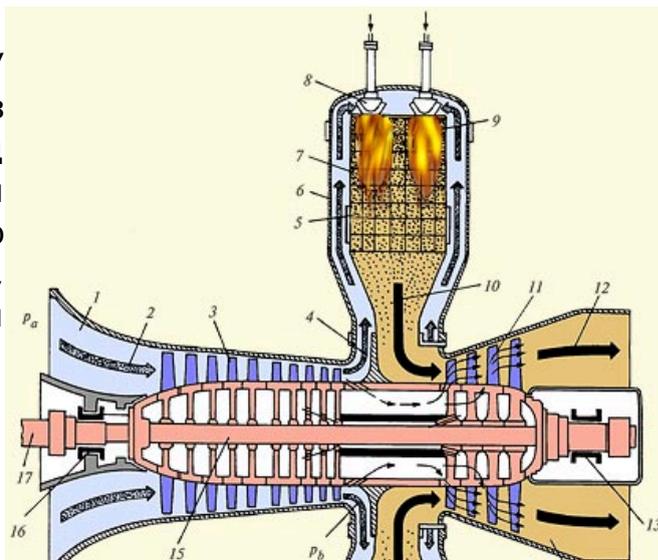
### 7.1. Устройство современной стационарной высокотемпературной ГТУ

Традиционная современная *газотурбинная установка* (ГТУ) — это совокупность воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины, а также вспомогательных систем, обеспечивающих ее работу. Совокупность ГТУ и электрического генератора называют *газотурбинным агрегатом*.

Необходимо подчеркнуть одно важное отличие ГТУ от ПТУ. В состав ПТУ не входит котел, точнее котел рассматривается как отдельный источник тепла; при таком рассмотрении котел — это «черный ящик»: в него входит питательная вода с температурой  $t_{п.в.}$ , а выходит пар с параметрами  $p_0, t_0$ . Паротурбинная установка без котла как физического объекта работать не может. В ГТУ камера сгорания — это ее неотъемлемый элемент. В этом смысле ГТУ — самодостаточна.

Газотурбинные установки отличаются чрезвычайно большим разнообразием, пожалуй, даже большим, чем паротурбинные. Ниже рассмотрим наиболее перспективные и наиболее используемые в энергетике *ГТУ простого цикла*.

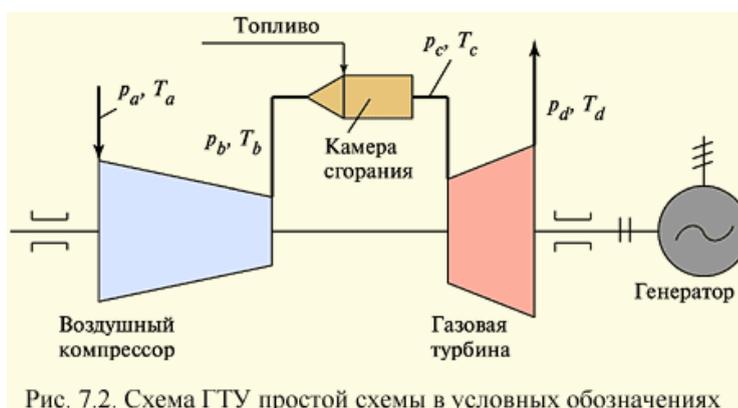
Принципиальная схема такой ГТУ показана на рис. 7.1. Воздух из атмосферы поступает на вход *воздушного компрессора*, который представляет собой роторную турбомашину с проточной частью, состоящей из вращающихся и неподвижных решеток.



Отношение давления за компрессором  $p_b$  к давлению перед ним  $p_a$  называется *степенью сжатия* воздушного компрессора и обычно обозначается как  $\pi_k$  ( $\pi_k = p_b/p_a$ ). Ротор компрессора приводится *газовой турбиной*. Поток сжатого воздуха подается в одну, две (как на рис. 7.1) или более *камер сгорания*. При этом в большинстве случаев поток воздуха, идущий из компрессора, разделяется на два потока. Первый поток направляется к горелочным устройствам, куда также подается топливо (газ или жидкое топливо). При сжигании топлива образуются *продукты сгорания топлива* высокой температуры. К ним подмешивается относительно холодный воздух второго потока с тем, чтобы получить газы (их обычно называют рабочими газами) с допустимой для деталей газовой турбины температурой.

Рабочие газы с давлением  $p_c$  ( $p_c < p_b$  из-за гидравлического сопротивления камеры сгорания) подаются в проточную часть *газовой турбины*, принцип действия которой ничем не отличается от принципа действия паровой турбины (отличие состоит только в том, что газовая турбина работает на продуктах сгорания топлива, а не на паре). В газовой турбине рабочие газы расширяются практически до атмосферного давления  $p_d$ , поступают в *выходной диффузор 14*, и из него — либо сразу в дымовую трубу, либо предварительно в какой-либо теплообменник, использующий теплоту *уходящих газов ГТУ*.

Вследствие расширения газов в газовой турбине, последняя вырабатывает мощность. Весьма значительная ее часть (примерно половина) тратится на привод компрессора, а оставшаяся часть — на привод *электрогенератора*. Это и есть полезная мощность ГТУ, которая указывается при ее маркировке. Для изображения схем ГТУ применяют условные обозначения, подобные тем, которые используют для ПТУ (рис. 7.2).



Из рассмотрения рис. 7.1 и 7.2 становится ясным, почему описанная ГТУ называется *ГТУ простого термодинамического цикла*. Более простой ГТУ быть не может, так как она содержит минимум необходимых компонентов, обеспечивающих последовательные процессы сжатия,

нагрева и расширения рабочего тела: один компрессор, одну или несколько камер сгорания, работающих в одинаковых условиях, и одну газовую турбину. Наряду с ГТУ простого цикла, существуют *ГТУ сложного цикла*, которые могут содержать несколько компрессоров, турбин и камер сгорания. В частности, к ГТУ этого типа относятся ГТ-100-750, строившиеся в СССР в 70-е годы (рис. 7.3).

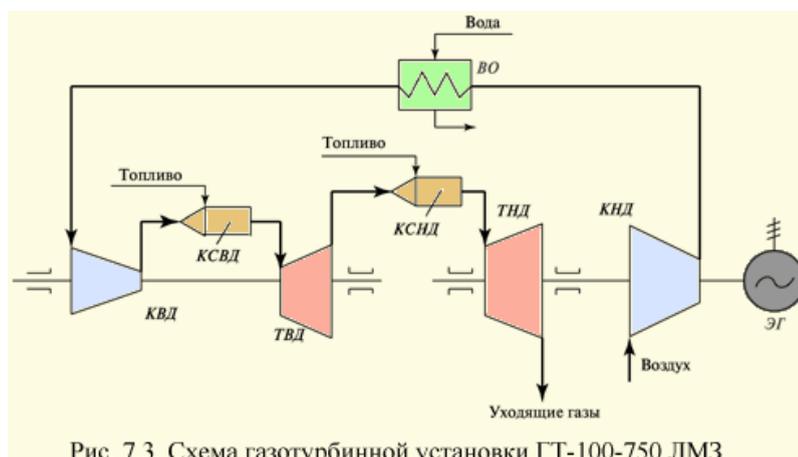


Рис. 7.3. Схема газотурбинной установки ГТ-100-750 ЛМЗ

Она выполнена двухвальной. На одном валу расположены компрессор высокого давления *КВД* и приводящая его турбина высокого давления *ТВД*; этот вал имеет переменную частоту вращения. На втором валу расположены турбина низкого давления *ТНД*, приводящая компрессор низкого давления *КНД* и электрический генератор *ЭГ*; поэтому этот вал имеет постоянную частоту вращения  $50 \text{ с}^{-1}$ . Воздух в количестве  $447 \text{ кг/с}$  поступает из атмосферы в *КНД* и сжимается в нем до давления примерно  $430 \text{ кПа}$  ( $4,3 \text{ ат}$ ) и затем подается в воздухоохладитель *ВО*, где охлаждается водой с  $176$  до  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ . Это позволяет уменьшить работу, затрачиваемую на сжатие воздуха в компрессоре высокого давления *КВД* (степень сжатия  $p_k = 6,3$ ). Из него воздух поступает в камеру сгорания высокого давления *КСВД* и продукты сгорания с температурой  $750 \text{ }^\circ\text{C}$  направляются в *ТВД*. Из *ТВД* газы, содержащие значительное количество кислорода, поступают в камеру сгорания низкого давления *КСНД*, в которой сжигается дополнительное топливо, а из нее — в *ТНД*. Отработавшие газы с температурой  $390 \text{ }^\circ\text{C}$  выходят либо в дымовую трубу, либо в теплообменник для использования теплоты уходящих газов.

Как увидим ниже, *ГТУ не отличается высокой экономичностью из-за высокой температуры уходящих газов*. Усложнение схемы позволяет повысить ее экономичность, но одновременно требует увеличения капиталовложений и усложняет эксплуатацию.

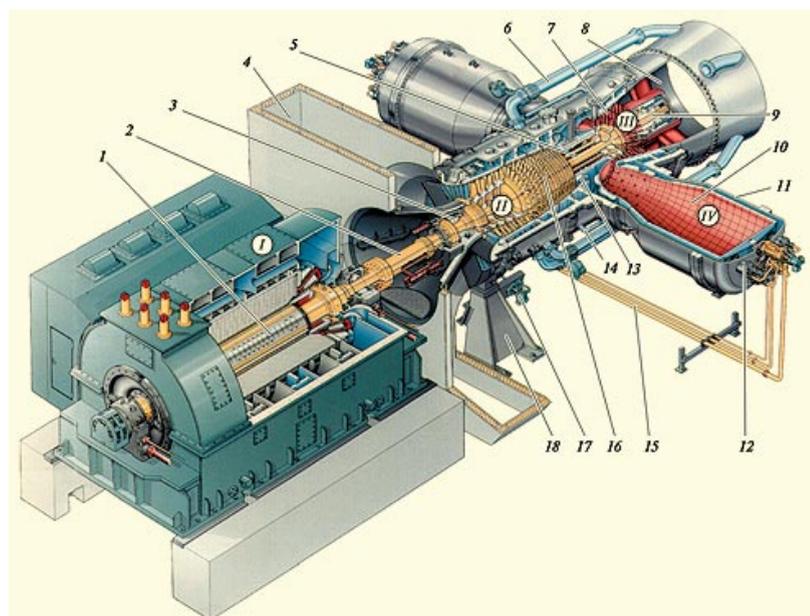


Рис. 7.4. Устройство ГТУ V94.3 (рисунок из проспекта фирмы Siemens)

На рис. 7.4 показано устройство ГТУ V94.3 фирмы Siemens. Атмосферный воздух от комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ) поступает в шахту 4, а из нее — к проточной части 16 воздушного компрессора. В компрессоре происходит сжатие воздуха. Степень сжатия в типичных компрессорах составляет  $p_k = 13\text{—}17$ , и таким образом давление в тракте ГТУ не превышает 1,3—1,7 МПа (13—17 ат). Это еще одно серьезное отличие ГТУ от паровой турбины, в которой давление пара больше, чем давление газов в ГТУ в 10—15 раз. Малое давление рабочей среды обуславливает малую толщину стенок корпусов и легкость их прогрева. Именно это делает ГТУ очень маневренной, т.е. способной к быстрым пускам и остановкам. Если для пуска паровой турбины в зависимости от ее начального температурного состояния требуется от 1 ч до нескольких часов, то ГТУ может быть введена в работу за 10—15 мин.

При сжатии в компрессоре воздух нагревается. Оценить этот нагрев можно по простому приближенному соотношению:

$$T_b/T_a = \pi_k^{0,25}$$

в котором  $T_b$  и  $T_a$  — абсолютные температуры воздуха за и перед компрессором. Если, например,  $T_a = 300$  К, т.е. температура окружающего воздуха 27 °С, а  $p_k = 16$ , то  $T_b = 600$  К и, следовательно, воздух нагревается на

$$\Delta t = (600 - 273) - (300 - 273) = 300 \text{ °С}$$

Таким образом, за компрессором температура воздуха составляет 300—350 °С. Воздух между стенками пламенной трубы (см. рис. 7.4) и корпуса камеры сгорания движется к горелочному устройству, к

которому подается и топливный газ. Поскольку топливо должно поступать в камеру сгорания, где давление 1,3—1,7 МПа, то давление газа должно быть большим. Для возможности регулирования его расхода в камеру сгорания требуется давление газа примерно вдвое больше, чем давление в камере. Если в подводящем газопроводе имеется такое давление, то газ подается в камеру сгорания прямо с газораспределительного пункта (ГРП). Если давление газа недостаточное, то между ГРП и камерой устанавливают дожимной газовый компрессор.

*Расход топливного газа составляет всего примерно 1—1,5 % от расхода воздуха, поступающего от компрессора, поэтому создание высокоэкономичного дожимного газового компрессора представляет определенные технические трудности.*

Внутри пламенной трубы 10 образуются продукты сгорания высокой температуры. После подмешивания вторичного воздуха на выходе из камеры сгорания она несколько снижается, но достигает тем не менее, в типичных современных ГТУ 1350—1400 °С.

Из камеры сгорания горячие газы поступают в проточную часть 7 газовой турбины. В ней газы расширяются до практически атмосферного давления, так как пространство за газовой турбиной сообщается либо с дымовой трубой, либо с теплообменником, гидравлическое сопротивление которого невелико.

*При расширении газов в газовой турбине на ее валу создается мощность. Эта мощность частично расходуется на привод воздушного компрессора, а ее избыток — на привод ротора 1 электрогенератора. Одна из характерных особенностей ГТУ состоит в том, что компрессор требует примерно половины мощности, развиваемой газовой турбиной. Например, в создаваемой в России ГТУ мощностью 180 МВт (это и есть полезная мощность) мощность компрессора составляет 196 МВт. Это одно из принципиальных отличий ГТУ от ПТУ: в последней мощность, идущая на сжатие питательной воды даже до давления в 23,5 МПа (240 ат) составляет всего несколько процентов от мощности паровой турбины. Связано это с тем, что вода — малосжимаемая жидкость, а воздух для сжатия требует много энергии.*

В первом, достаточно грубом приближении, температуру газов за турбиной можно оценить по простому соотношению, аналогичному (7.1):

$$T_c / T_d = \pi_k^{0,25}$$

Поэтому, если  $\pi_k = 16$ , а температура перед турбиной  $T_c = 1400 \text{ °C} = 1673 \text{ K}$ , то температура за ней составляет примерно

$$T_d = T_c / \pi_{\kappa}^{0,25} = 1673 / 16^{0,25} = 836 \text{ К} = 563 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Таким образом, температура газов за ГТУ достаточно высока, и значительное количество теплоты, полученной при сжигании топлива, в буквальном смысле уходит в дымовую трубу. Поэтому *при автономной работе ГТУ ее КПД невелик: для типичных ГТУ он составляет 35—36 %, т.е. существенно меньше, чем КПД ПТУ.* Дело, однако, кардинальным образом изменяется при установке на «хвосте» ГТУ теплообменника (сетевого подогревателя или котла-утилизатора для комбинированного цикла), о чем пойдет речь в следующей лекции.

За газовой турбиной устанавливают *диффузор* — плавно расширяющийся канал, при течении в котором скоростной напор газов частично преобразуется в давление. Это позволяет иметь за газовой турбиной давление меньшее, чем атмосферное, что увеличивает работоспособность 1 кг газов в турбине и, следовательно, повышает ее мощность.

**Устройство воздушного компрессора.** Как уже указывалось, *воздушный компрессор* — это турбомашина, к валу которой подводится мощность от газовой турбины; эта мощность передается воздуху, протекающему через проточную часть компрессора, вследствие чего давление воздуха повышается вплоть до давления в камере сгорания.

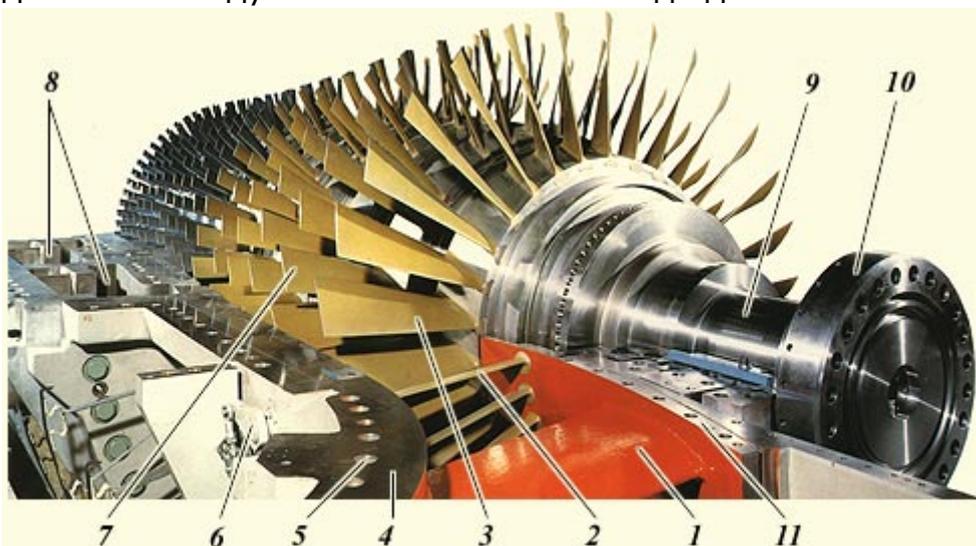


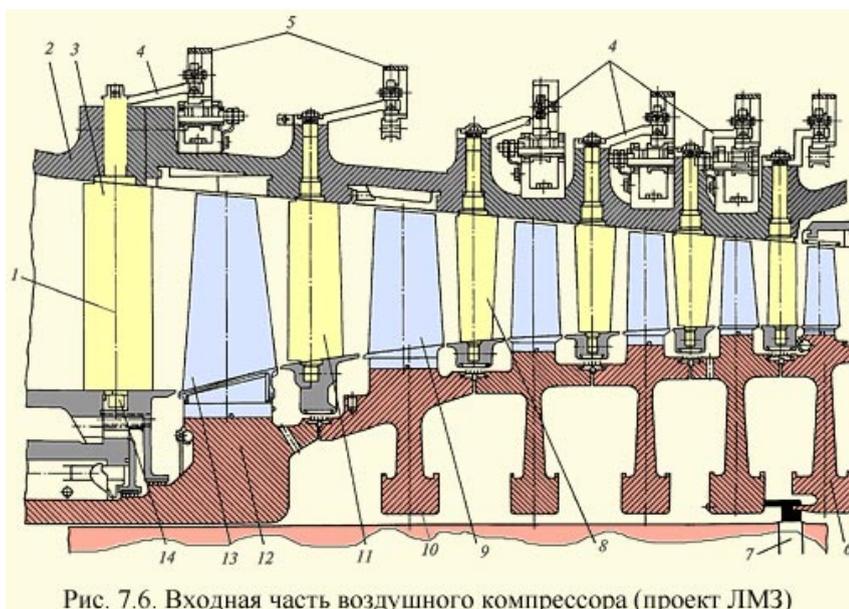
Рис. 7.5. Ротор воздушного компрессора ГТУ, уложенный в опорные подшипники

На рис. 7.5 показан ротор ГТУ, уложенный в опорные подшипники; на переднем плане хорошо виден ротор компрессора и статорные элементы.

Из шахты 4 (см. рис. 7.4)

воздух поступает в каналы, образованные поворотными лопатками 2 (рис. 7.5) невращающегося входного направляющего аппарата (ВНА). Главная задача ВНА — сообщить потоку, движущемуся в осевом (или радиально-осевом) направлении вращательное движение. Каналы ВНА принципиально не отличаются от сопловых каналов паровой турбины (см. рис. 6.4): они являются конфузорными (суживающимися), и поток в

них ускоряется, одновременно приобретая окружную составляющую скорости.



В современных ГТУ входной направляющий аппарат делают поворотным (рис. 7.6). Необходимость в поворотном ВНА вызвана стремлением не допустить снижения экономичности при снижении нагрузки ГТУ. Дело заключается в том, что валы компрессора и электрогенератора имеют одинаковую частоту вращения, равную частоте сети. Поэтому, если не использовать ВНА, то и количество воздуха, подаваемого компрессором в камеру сгорания, постоянно и не зависит от нагрузки турбины. А изменить мощность ГТУ можно только изменением расхода топлива в камеру сгорания. Поэтому при уменьшении расхода топлива и неизменности количества воздуха, подаваемого компрессором, снижается температура рабочих газов и перед газовой турбиной, и за ней. Это приводит к очень значительному снижению экономичности ГТУ. Поворот лопаток при снижении нагрузки вокруг оси 1 на  $25 - 30^\circ$  (рис. 7.6) позволяет сузить проходные сечения каналов ВНА и уменьшить расход воздуха в камеру сгорания, поддерживая постоянным соотношение между расходом воздуха и топлива. Установка входного направляющего аппарата позволяет поддерживать температуру газов перед газовой турбиной и за ней постоянной в диапазоне мощности примерно 100—80 %.

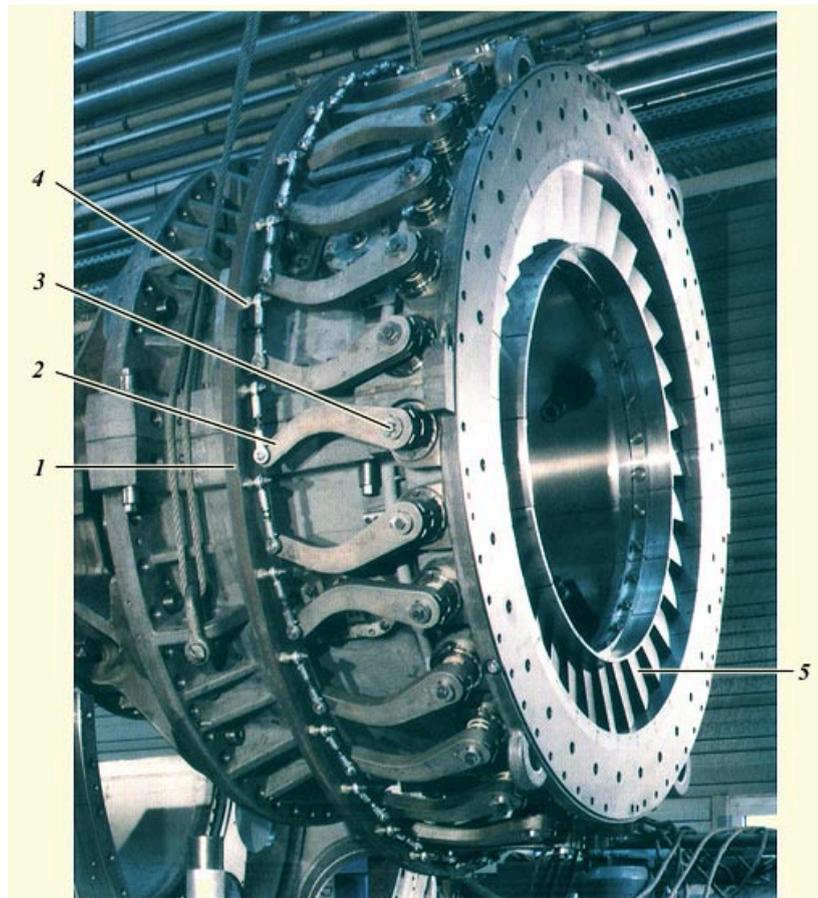


Рис. 7.7. Устройство входного поворотного направляющего аппарата ГТУ фирмы General Electric

На рис. 7.7 показан привод лопаток ВНА. К осям каждой лопатки крепится поворотный рычаг 2 (см. поз. 4 на рис. 7.6), который через рычаг 4 связан с поворотным кольцом 1 (см. поз. 5 на рис. 7.6). При необходимости изменения расхода воздуха кольцо 1 поворачивается с помощью тяг и электродвигателя с

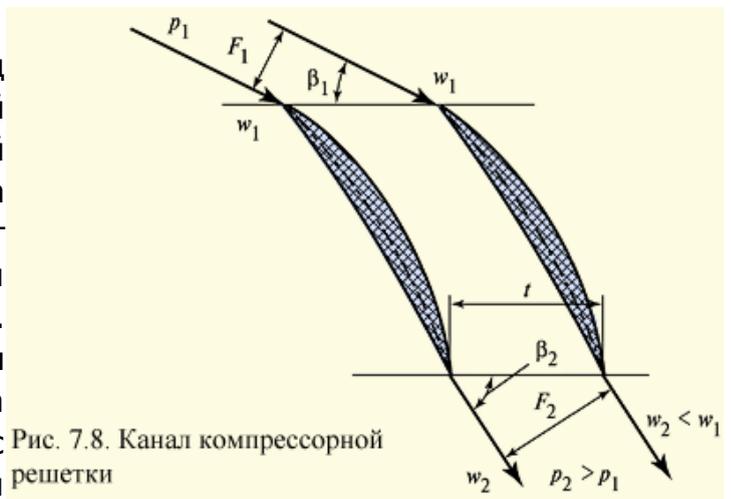


Рис. 7.8. Канал компрессорной решетки

редуктором; при этом поворачиваются одновременно все рычаги 2 и соответственно лопатки ВНА 5.

Закрученный с помощью ВНА воздух поступает в 1-ю ступень воздушного компрессора, которая состоит из двух решеток: вращающейся (см. поз. 13 на рис. 7.6 и поз. 3 на рис. рис. 7.5) и неподвижной (см. поз. 1 на рис. 7.6; в этом отличие от ступени турбины, в которой первая решетка — невращающаяся). Обе решетки в отличие от решеток турбины имеют расширяющиеся (диффузорные) каналы (рис.

7.8), т.е. площадь для прохода воздуха на входе  $F_1$  меньше, чем  $F_2$  на выходе.

При движении воздуха в таком канале, его скорость уменьшается ( $w_2 < w_1$ ), а давление увеличивается ( $p_2 > p_1$ ). К сожалению, сделать диффузорную решетку экономичной, т.е. чтобы скорость потока  $w_1$  в максимальной степени преобразовалась бы в давление, а не в теплоту, можно только при небольшой степени сжатия  $p_2/p_1$  (обычно 1,2 — 1,3), что приводит к большому числу ступеней компрессора (14 — 16 при степени сжатия компрессора  $p_k = 13 — 16$ ).

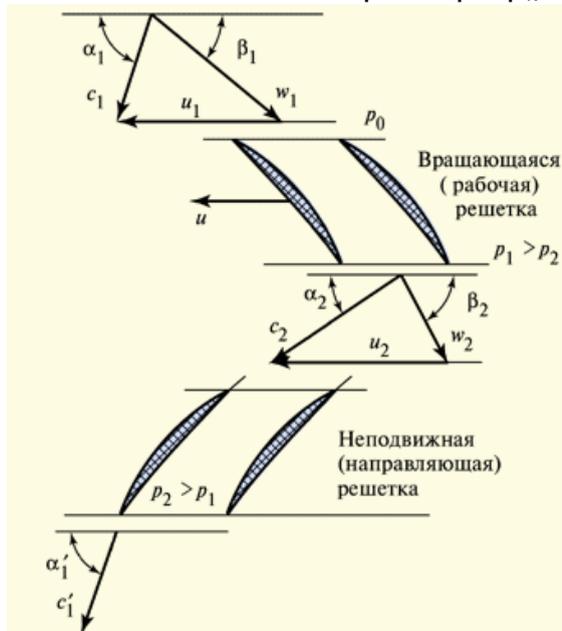


Рис. 7.9. Течение воздуха в компрессорной ступени

На рис. 7.9 показано течение воздуха в компрессорной ступени. Из входного (неподвижного) поворотного соплового аппарата воздух выходит со скоростью  $c_1$  (см. верхний треугольник скоростей), имеющий необходимую окружную закрутку ( $\alpha_1 < 90^\circ$ ). Если расположенная за ВНА вращающаяся (рабочая) решетка имеет скорость  $u_1$ , то относительная скорость входа в нее  $w_1$  будет равна разности векторов  $c_1$  и  $u_1$ , и эта разность будет больше, чем  $c_1$  т.е.  $w_1 > c_1$ . При движении в канале скорость воздуха уменьшается до значения  $w_2$ , и он выходит под углом  $\beta_2$ , определяемым наклоном профилей.

Однако вследствие вращения и подвода к воздуху энергии от рабочих лопаток его скорость  $c_2$  в абсолютном движении будет больше, чем  $c_1$ . Лопатки неподвижной решетки устанавливают так, чтобы вход воздуха в канал был безударным. Так как каналы этой решетки расширяющиеся, то скорость в ней уменьшается до значения  $c_1'$ , а давление возрастает от  $p_1$  до  $p_2$ . Решетку проектируют так, чтобы  $c_1' = c_1$ , а  $\alpha_1' = \alpha_1$ . Поэтому во второй ступени и последующих ступенях процесс сжатия будет протекать аналогичным образом. При этом высота их решеток будет уменьшаться в соответствии с увеличившейся плотностью воздуха из-за сжатия.

Иногда направляющие лопатки нескольких первых ступеней компрессора выполняют поворотными (см. рис. 7.6) точно так же, как и лопатки ВНА. Это позволяет расширить диапазон мощности ГТУ, при котором температура газов перед газовой турбиной и за ней остается неизменной. Соответственно повышается и экономичность. Применение нескольких поворотных направляющих аппаратов позволяет работать экономично в диапазоне 100 — 50 % мощности.

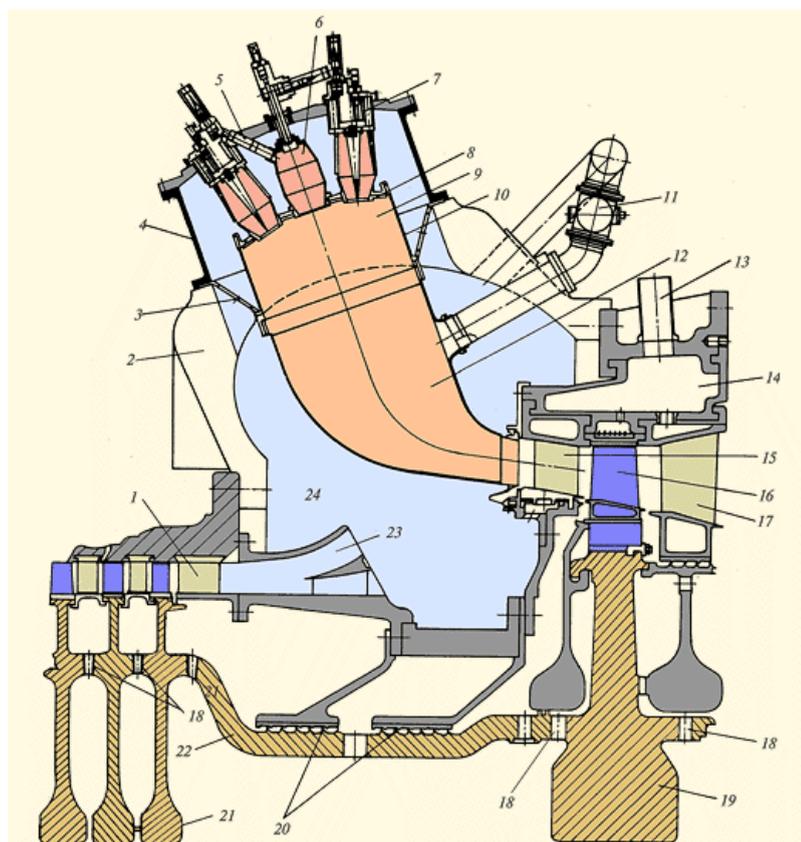


Рис. 7.10. Выходная часть компрессора, трубчато-кольцевая камера сгорания и входная часть газовой турбины (проект ЛМЗ-«Авиадвигатель»)

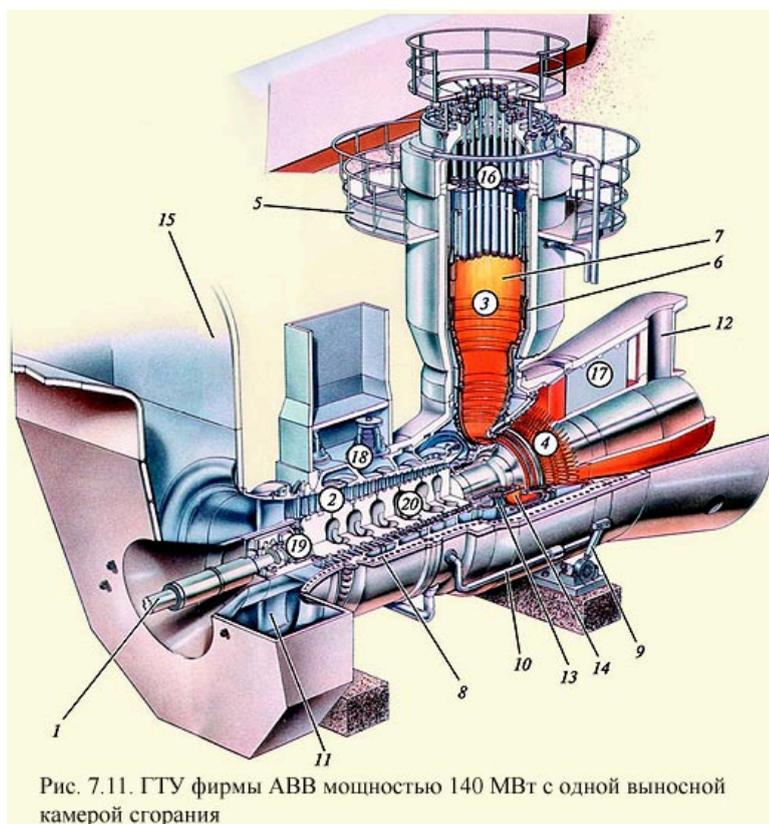
Последняя ступень компрессора устроена так же, как и предшествующие с той лишь разницей, что задачей последнего направляющего аппарата *1* (рис. 7.10) является не только повышение давления, но и обеспечение осевого выхода потока воздуха. Воздух поступает в кольцевой выходной диффузор *23*, где давление повышается до максимального значения. С этим давлением воздух поступает в зону горения *9*.

Из корпуса воздушного компрессора выполняются отборы воздуха для охлаждения элементов газовой турбины. Для этого в его корпусе выполняют кольцевые камеры (см. поз. *8* на рис. 7.5), сообщающиеся с пространством за соответствующей ступенью. Воздух из камер отводится с помощью трубопроводов (см. поз. *14* на рис. 7.4).

Кроме того, компрессор имеет так называемые *антипомпажные клапаны* и обводные трубопроводы (см. поз. *6* на рис. 7.4), перепускающие воздух из промежуточных ступеней компрессора в выходной диффузор газовой турбины при ее пуске и остановке. Это исключает неустойчивую работу компрессора при малых расходах воздуха (это явление называется *помпажом*), выражающуюся в интенсивной вибрации всей машины.

Создание высокоэкономичных воздушных компрессоров представляет собой чрезвычайно сложную задачу, которую, в отличие от турбин,

невозможно решить только расчетом и проектированием. Поскольку мощность компрессора равна примерно мощности ГТУ, то ухудшение экономичности компрессора на 1 % приводит к снижению экономичности всей ГТУ на 2—2,5 %. Поэтому создание хорошего компрессора является одной из ключевых проблем создания ГТУ. Обычно компрессоры создаются путем моделирования (масштабирования), используя модельный компрессор, созданный путем длительной экспериментальной доводки.



**Камеры сгорания** ГТУ отличаются большим разнообразием. Выше (на рис. 7.4) показана ГТУ с двумя *выносными* камерами. На рис. 7.11 показана ГТУ типа 13Е мощностью 140 МВт фирмы АBB с одной выносной камерой сгорания, устройство которой аналогично устройству камеры, показанной на рис. 7.4. Воздух из компрессора из кольцевого диффузора поступает в пространство между корпусом камеры и пламенной трубой и затем используется для горения газа и для охлаждения пламенной трубы.

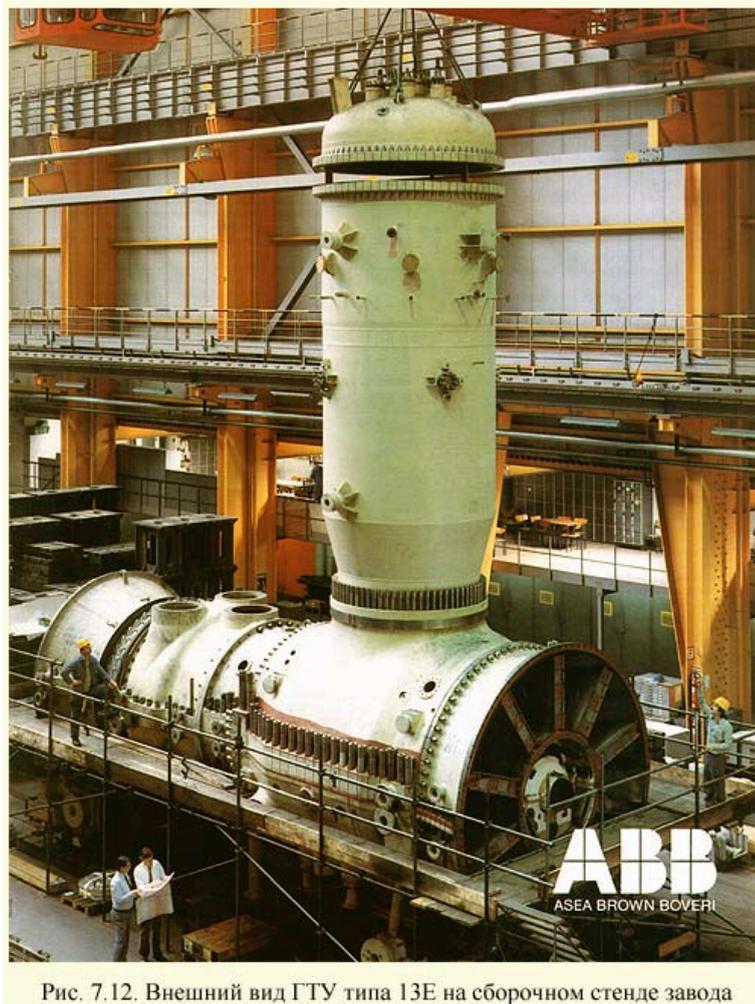


Рис. 7.12. Внешний вид ГТУ типа 13Е на сборочном стенде завода

Главный недостаток выносных камер сгорания — большие габариты, которые хорошо видны из рис. 7.12. Справа от камеры размещается газовая турбина, слева — компрессор. Сверху в корпусе видны три отверстия для размещения антипомпажных клапанов и далее — привод ВНА. В современных ГТУ используют в основном *встроенные* камеры сгорания: кольцевые и трубчато-кольцевые.

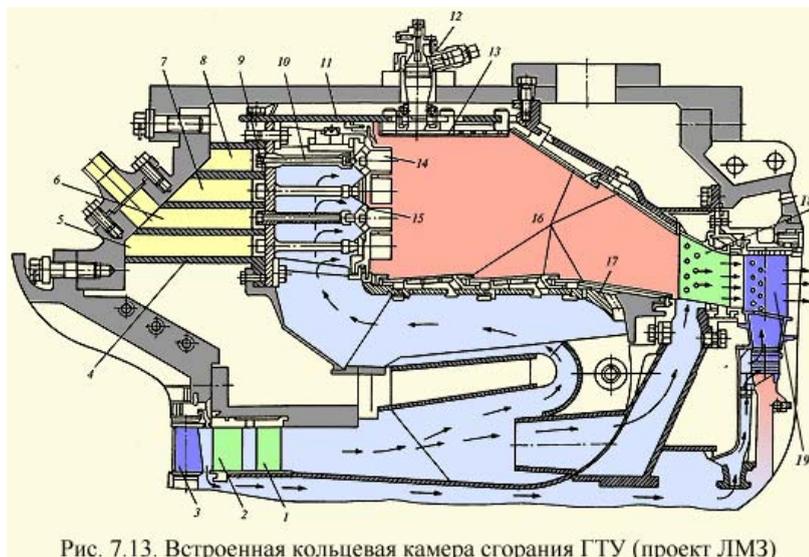


Рис. 7.13. Встроенная кольцевая камера сгорания ГТУ (проект ЛМЗ)

На рис. 7.13 показана *встроенная кольцевая камера сгорания*. Кольцевое пространство для горения образовано внутренней 17 и наружной 11 пламенными трубами. Изнутри трубы облицованы специальными вставками 13 и 16, имеющими термобарьерное покрытие со стороны, обращенной к пламени; с противоположной стороны вставки имеют оребрение, улучшающее их охлаждение воздухом, поступающим через кольцевые зазоры между вставками внутрь пламенной трубы. Таким образом, достигается температура пламенной трубы 750—800 °С в зоне горения. Фронтное микрофакельное горелочное устройство камеры состоит из нескольких сотен горелок 10, к которым подается газ из четырех коллекторов 5—8. Отключая коллекторы поочередно можно изменять мощность ГТУ.

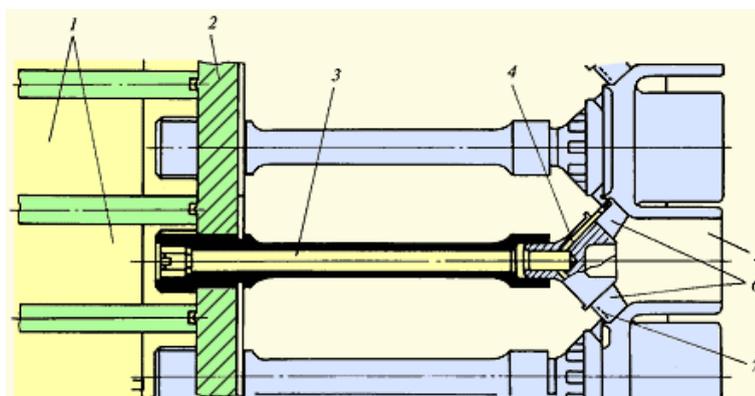
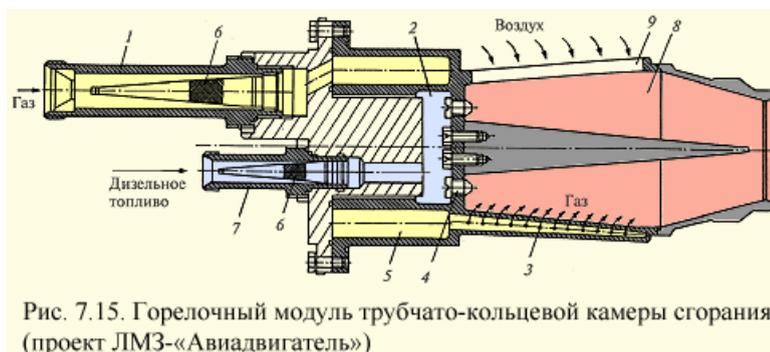


Рис. 7.14. Горелка кольцевой камеры сгорания (проект ЛМЗ)

Устройство горелки показано на рис. 7.14. Из коллектора газ поступает по сверлению в штоке 3 к внутренней полости лопаток 6 завихрителя. Последний представляет собой полые радиальные прямые лопатки, заставляющие воздух, поступающий из камеры сгорания, закручиваться и вращаться вокруг оси штока. В этот вращающийся воздушный вихрь поступает природный газ из внутренней полости лопаток завихрителя 6 через мелкие отверстия 7. При этом образуется однородная топливно-воздушная смесь, выходящая в виде закрученной струи из зоны 5. Кольцевой вращающийся вихрь обеспечивает устойчивое горение газа.

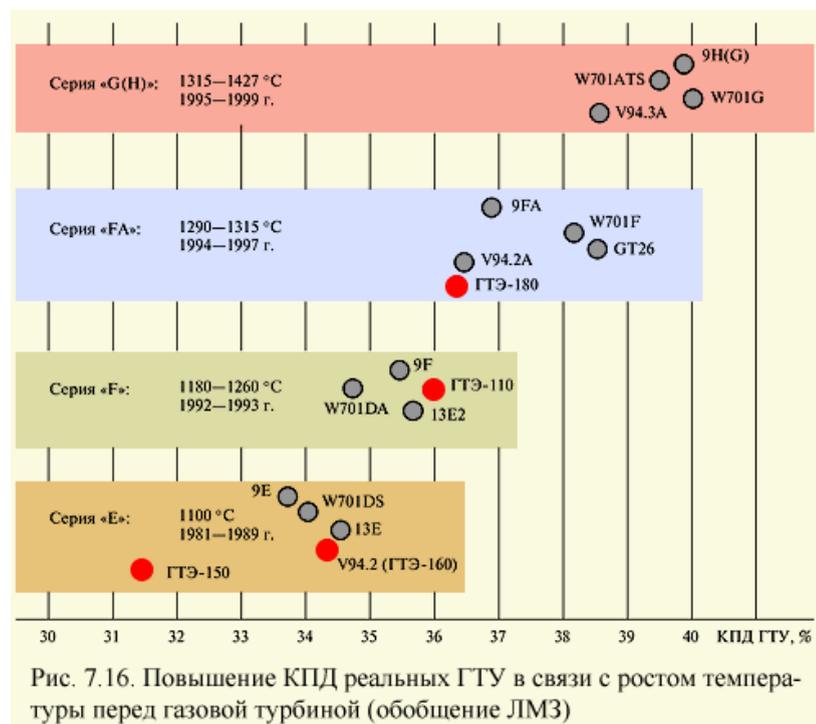
На рис. рис. 7.10 показана трубчато-кольцевая камера сгорания ГТЭ-180. В кольцевое пространство 24 между выходной частью воздушного компрессора и входной частью газовой турбины с помощью перфорированных конусов 3 помещают 12 пламенных труб 10. Пламенная труба содержит многочисленные отверстия диаметром 1 мм, расположенные по кольцевым рядам на расстоянии 6 мм между ними; расстояние между рядами отверстий 23 мм. Через эти отверстия снаружи поступает «холодный» воздух, обеспечивая конвективно-пленочное охлаждение и температуру пламенной трубы не выше 850 °С. На

внутреннюю поверхность пламенной трубы наносится термобарьерное покрытие толщиной 0,4 мм.



На фронтальной плите 8 пламенной трубы устанавливают горелочное устройство, состоящее из центральной пилотной горелки 6, поджигающей топливо при пуске с помощью свечи 5, и пяти основных модулей, один из которых показан на рис. 7.15. Модуль позволяет сжигать газ и дизельное топливо. Газ через штуцер 1 после фильтра 6 поступает в кольцевой коллектор топливного газа 5, а из нее — в полости, содержащие мелкие отверстия (диаметр 0,7 мм, шаг 8 мм). Через эти отверстия газ поступает внутрь кольцевого пространства. В стенках модуля выполнено шесть тангенциальных пазов 9, через которые поступает основное количество воздуха, подаваемого для горения от воздушного компрессора. В тангенциальных пазухах воздух закручивается и, таким образом, внутри полости 8 образуется вращающийся вихрь, движущийся к выходу из горелочного устройства. На периферию вихря через отверстия 3 поступает газ, смешивается с воздухом, и образовавшаяся гомогенная смесь выходит из горелки, где воспламеняется и сгорает. Продукты сгорания поступают к сопловому аппарату 1-й ступени газовой турбины.

**Газовая турбина** является наиболее сложным элементом ГТУ, что обусловлено в первую очередь очень высокой температурой рабочих газов, протекающих через ее *проточную часть*: температура газов перед турбиной 1350 °С в настоящее время считается «стандартной», и ведущие фирмы, в первую очередь General Electric, работают над освоением начальной температуры 1500 °С. Напомним, что «стандартная» начальная температура для паровых турбин составляет 540 °С, а в перспективе — температура 600—620 °С.



Стремление повысить начальную температуру связано, прежде всего, с выигрышем в экономичности, который она дает. Это хорошо видно из рис. 7.16, обобщающего достигнутый уровень газотурбостроения: повышение начальной температуры с 1100 до 1450 °C дает увеличение абсолютного КПД с 32 до 40 %, т.е. приводит к экономии топлива в 25 %. Конечно, часть этой экономии связана не только с повышением температуры, но и с совершенствованием других элементов ГТУ, а определяющим фактором все-таки является начальная температура.

Для обеспечения длительной работы газовой турбины используют сочетание двух средств. Первое средство — применение для наиболее нагруженных деталей жаропрочных материалов, способных сопротивляться действию высоких механических нагрузок и температур (в первую очередь для сопловых и рабочих лопаток). Если для лопаток паровых турбин и некоторых других элементов применяются стали (т.е. сплавы на основе железа) с содержанием хрома 12—13 %, то для лопаток газовых турбин используют сплавы на никелевой основе (*нимоники*), которые способны при реально действующих механических нагрузках и необходимом сроке службы выдержать температуру 800—850 °C. Поэтому вместе с первым используют второе средство — охлаждение наиболее горячих деталей.

Для охлаждения большинства современных ГТУ используется воздух, отбираемый из различных ступеней воздушного компрессора. Уже работают ГТУ, в которых для охлаждения используется водяной пар, который является лучшим охлаждающим агентом, чем воздух. Охлаждающий воздух после нагрева в охлаждаемой детали сбрасывается в проточную часть газовой турбины. Такая система

охлаждения называется открытой. Существуют *замкнутые системы охлаждения*, в которых нагретый в детали охлаждающий агент направляется в холодильник и затем снова возвращается для охлаждения детали. Такая система не только весьма сложна, но и требует утилизации тепла, отбираемого в холодильнике.

*Система охлаждения газовой турбины* — самая сложная система в ГТУ, определяющая ее срок службы. Она обеспечивает не только поддержание допустимого уровня рабочих и сопловых лопаток, но и корпусных элементов, дисков, несущих рабочие лопатки, запирающие уплотнения подшипников, где циркулирует масло и т.д. Эта система чрезвычайно сильно разветвлена и организуется так, чтобы каждый охлаждаемый элемент получал охлаждающий воздух тех параметров и в том количестве, который необходим для поддержания его оптимальной температуры. Излишнее охлаждение деталей так же вредно, как и недостаточное, так как оно приводит к повышенным затратам охлаждающего воздуха, на сжатие которого в компрессоре затрачивается мощность турбины. Кроме того, повышенные расходы воздуха на охлаждение приводят к снижению температуры газов за турбиной, что очень существенно влияет на работу оборудования, установленного за ГТУ (например, паротурбинной установки, работающей в составе ПТУ). Наконец, система охлаждения должна обеспечивать не только необходимый уровень температур деталей, но и равномерность их прогрева, исключая появление опасных температурных напряжений, циклическое действие которых приводит к появлению трещин.

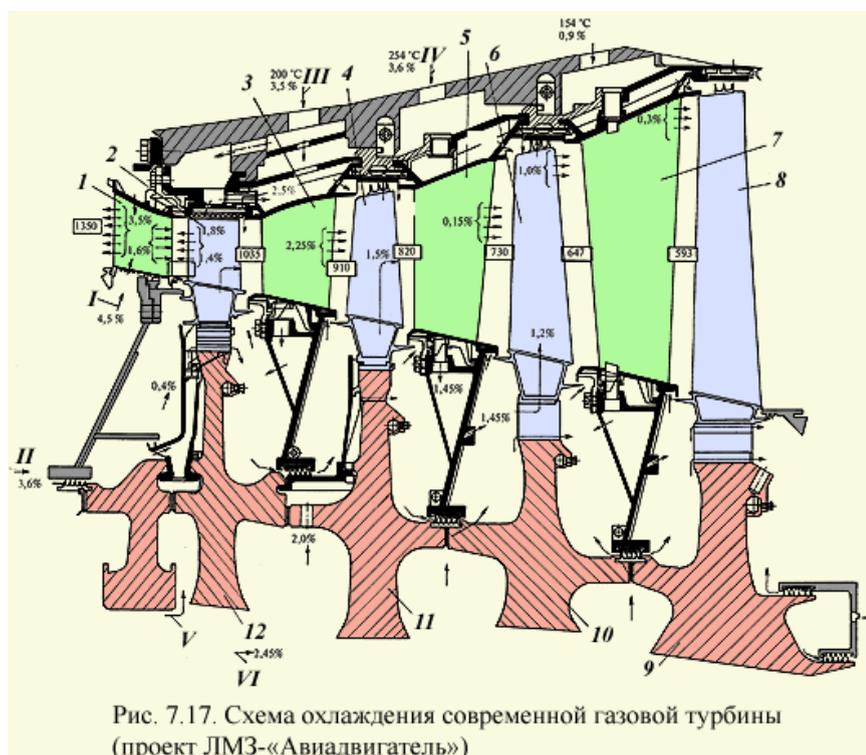


Рис. 7.17. Схема охлаждения современной газовой турбины (проект ЛМЗ-«Авиадвигатель»)



Рис. 7.18. Сопловые (слева) и рабочие (справа) лопатки газовой турбины ГТУ фирмы Siemens

На рис. 7.17 показан пример схемы охлаждения типичной газовой турбины. В прямоугольных рамках приведены значения температур газов. Перед сопловым аппаратом 1-й ступени она достигает 1350 °С. За ним, т.е. перед рабочей решеткой 1-й ступени она составляет 1130 °С. Даже перед рабочей лопаткой последней ступени она находится на уровне 600 °С. Газы этой температуры омывают сопловые и рабочие лопатки, и если бы они не охлаждались, то их температура равнялась бы температуре газов и срок их службы ограничивался бы несколькими

часами.

Для охлаждения элементов газовой турбины используется воздух, отбираемый от компрессора в той его ступени, где его давление несколько больше, чем давление рабочих газов в той зоне газовой турбины, в которую подается воздух. Например (рис. 7.17), на охлаждение сопловых лопаток 1-й ступени охлаждающий воздух в количестве 4,5 % от расхода воздуха на входе в компрессор отбирается из выходного диффузора компрессора, а для охлаждения сопловых лопаток последней ступени и примыкающего участка корпуса — из 5-й ступени компрессора. Иногда для охлаждения самых горячих элементов газовой турбины воздух, отбираемый из выходного диффузора компрессора, направляют сначала в воздухоохладитель, где его охлаждают (обычно водой) до 180—200 °С и затем направляют на охлаждение. В этом случае воздуха для охлаждения требуется меньше, но при этом появляются затраты на воздухоохладитель, усложняется ГТУ, теряется часть теплоты, отводимой охлаждающей водой.

Газовая турбина обычно имеет 3—4 ступени, т.е. 6—8 венцов решеток, и чаще всего охлаждаются лопатки всех венцов, кроме рабочих лопаток последней ступени. Воздух для охлаждения сопловых лопаток подводится внутрь через их торцы и сбрасываются через многочисленные (600—700 отверстий диаметром 0,5—0,6 мм) отверстия, расположенные в соответствующих зонах профиля (рис. 7.18). К рабочим лопаткам охлаждающий воздух подводится через отверстия, выполненные в торцах хвостовиков.

Для того чтобы понять, как устроены охлаждаемые лопатки, необходимо хотя бы в общих чертах рассмотреть технологию их изготовления. Ввиду исключительной трудности механической обработки никелевых сплавов для получения лопаток в основном используется точное литье по выплавляемым моделям. Для

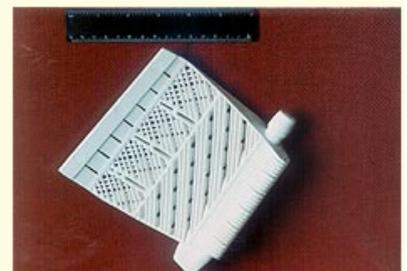


Рис. 7.19. Литейный стержень для отливки сопловой лопатки



его реализации сначала по специальной технологии формовки и термообработки из материалов на основе керамики изготавливают *литейные стержни* (рис. 7.19 и 7.20). Литейный стержень — это точная копия полости внутри будущей лопатки, в которую будет поступать и протекать в необходимом направлении охлаждающий воздух. Литейный стержень помещают в пресс-форму, внутренняя полость в которой полностью соответствует лопатке (см. рис. 7.18), которую необходимо получить. Получающееся свободное пространство между стержнем и стенкой пресс-формы заполняют нагретой легкоплавкой массой (например, пластмассой), которая застывает. Стержень вместе с обволакивающей ее застывающей массой, повторяющей внешнюю форму лопатки, представляет собой *выплавляемую модель*. Ее помещают в литейную форму, к которой подают расплав нимоника. Последний выплавляет пластмассу, занимает ее место и в результате появляется литая лопатка с внутренней полостью, заполненной стержнем. Стержень удаляют вытравливанием специальными химическими растворами. Полученные сопловые лопатки практически не требуют дополнительной механической обработки (кроме изготовления многочисленных отверстий для выхода охлаждающего воздуха). Рабочие литые лопатки требуют обработки хвостовика с помощью специального абразивного инструмента.

Описанная вкратце технология заимствована из авиационной техники, где достигнутые температуры гораздо выше, чем в стационарных паровых турбинах. Трудность освоения этих технологий связана с гораздо большими размерами лопаток для стационарных ГТУ, которые растут пропорционально расходу газов, т.е. мощности ГТУ.

Весьма перспективным представляется использование так называемых *монокристаллических лопаток*, которые изготавливаются из одного кристалла. Связано это с тем, что наличие границ зерен при длительном пребывании при высокой температуре приводит к ухудшению свойств металла.

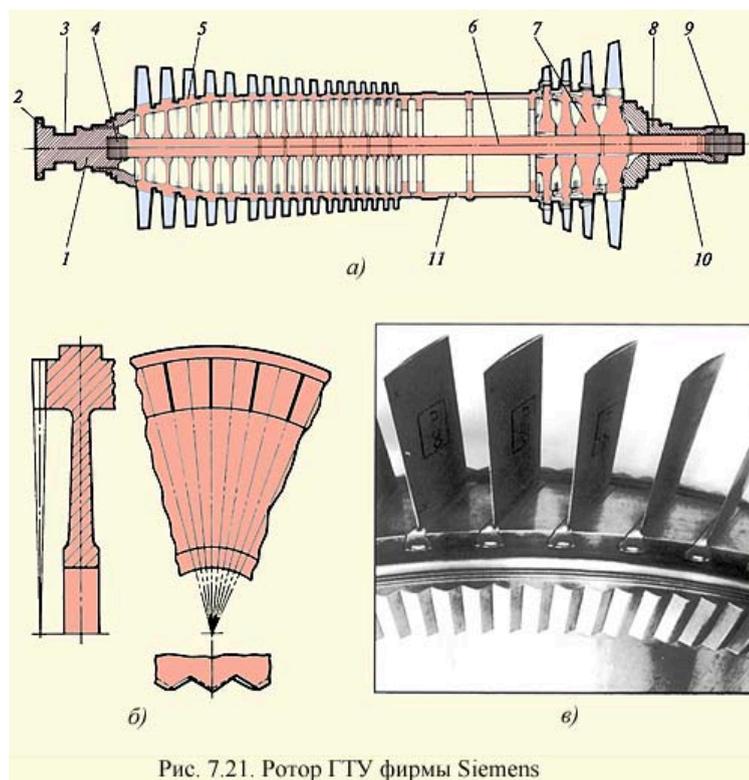


Рис. 7.21. Ротор ГТУ фирмы Siemens

Ротор газовой турбины представляет собой уникальную сборную конструкцию (рис. 7.21, а). Перед сборкой отдельные диски 5 компрессора и диска 7 газовой турбины облопачиваются и балансируются, изготавливаются концевые части 1 и 8, проставочная часть 11 и центральный стяжной болт 6. Каждый из дисков имеет два кольцевых воротника, на котором выполнены хирты (по имени изобретателя — Hirth), — строго радиальные зубья треугольного профиля. Смежные детали имеют точно такие же воротники с точно такими же хиртами. При хорошем качестве изготовления хиртового соединения обеспечивается абсолютная центровка смежных дисков (это обеспечивает радиальность хиртов) и повторяемость сборки после разборки ротора.

Ротор собирается на специальном стенде, представляющем собой лифт с кольцевой площадкой для монтажного персонала, внутри которой осуществляется сборка. Сначала собирается на резьбе концевая часть ротора 1 и стяжной стержень 6. Стержень ставится вертикально внутри кольцевой площадки и сверху на него с помощью крана (рис. 7.22) опускается диск 1-й ступени компрессора. Центровка диска и концевой части осуществляется хиртами. Перемещаясь на специальном лифте вверх, монтажный персонал диск за диском [сначала компрессора, затем проставочная часть, а затем турбины и правой концевой части 8 (см. рис. 7.21, а)] собирает весь ротор. На правый конец навинчивается гайка 9, а на оставшуюся часть резьбовой части стяжного стержня устанавливается гидравлическое устройство, сдавливающее диски и вытягивающее стяжной стержень. После вытяжки стержня гайка 9

навинчивается до упора, и гидравлическое устройство снимается. Растянутый стержень надежно стягивает диски между собой и превращает ротор в единую жесткую конструкцию. Собранный ротор извлекают из сборочного стенда, и он готов к установке в ГТУ.

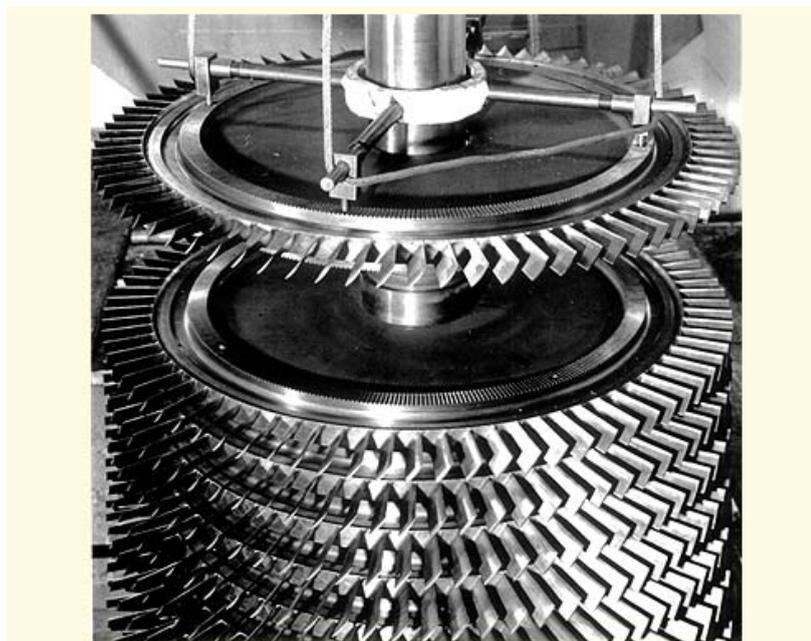


Рис. 7.22. Конструкция и сборка дискового ротора ГТУ фирмы Siemens

Страница 36 из 75

## **7.2. Преимущества, недостатки и области применения ГТУ**

*Главным преимуществом ГТУ является ее компактность.* Действительно, прежде всего, в ГТУ отсутствует паровой котел, — сооружение, достигающее большой высоты и требующее для установки отдельного помещения (см. рис. 2.6). Связано это обстоятельство, прежде всего с высоким давлением в камере сгорания (1,2—2 МПа); в котле горение происходит при атмосферном давлении и соответственно объем образующихся горячих газов оказывается в 12—20 раз больше. Далее, в ГТУ процесс расширения газов происходит в газовой турбине, состоящей всего из 3—5 ступеней, в то время как паровая турбина, имеющая такую же мощность, состоит из 3—4 цилиндров, заключающих 25—30 ступеней. Даже с учетом и камеры сгорания, и воздушного компрессора ГТУ мощностью 150 МВт имеет длину 8—12 м, а длина паровой турбины такой же мощности при трехцилиндровом исполнении в 1,5 раза больше. При этом для паровой турбины кроме котла необходимо предусмотреть установку конденсатора с циркуляционными и конденсатными насосами, систему регенерации из 7—9 подогревателей, питательные турбонасосы (от одного до трех), деаэратор. Как следствие, ГТУ может быть установлена на бетонное основание на нулевой отметке машинного зала, а ПТУ требует рамного фундамента высотой 9—16 м с размещением паровой турбины на верхней фундаментной плите и вспомогательного оборудования — в конденсационном помещении.

Компактность ГТУ позволяет осуществить ее сборку на турбинном заводе, доставить в машинный зал железнодорожным или автодорожным

транспортом для установки на простом фундаменте. Так, в частности, транспортируется ГТУ с встроенными камерами сгорания. При транспортировке ГТУ с выносными камерами последние транспортируются отдельно, но легко и быстро присоединяются с помощью фланцев к модулю компрессор — газовая турбина. Паровая турбина поставляется многочисленными узлами и деталями, монтаж как ее самой, так и многочисленного вспомогательного оборудования и связей между ними занимает в несколько раз больше времени, чем ГТУ.

ГТУ не требует охлаждающей воды. Как следствие, в ГТУ отсутствует конденсатор и система технического водоснабжения с насосной установкой и градирней (при обратном водоснабжении). В результате все это приводит к тому, что стоимость 1 кВт установленной мощности газотурбинной электростанции значительно меньше. При этом стоимость собственно ГТУ (компрессор + камера сгорания + газовая турбина) из-за ее сложности оказывается в 3—4 раза больше, чем стоимость паровой турбины такой же мощности.

*Важным преимуществом ГТУ является ее высокая маневренность, определяемая малым уровнем давления (по сравнению с давлением в паровой турбине) и, следовательно, легким прогревом и охлаждением без возникновения опасных температурных напряжений и деформаций.*

Однако ГТУ имеют и существенные недостатки, из которых, прежде всего, необходимо отметить меньшую экономичность, чем у паросиловой установки. Средний КПД достаточно хороших ГТУ составляет 37—38 %, а паротурбинных энергоблоков — 42—43 %. Потолком для мощных энергетических ГТУ, как он видится в настоящее время, является КПД на уровне 41—42 %, (а может быть и выше с учетом больших резервов повышения начальной температуры). Меньшая экономичность ГТУ связана с высокой температурой уходящих газов.

Другим недостатком ГТУ является невозможность использования в них низкосортных топлив, по крайней мере, в настоящее время. Она может хорошо работать только на газе или на хорошем жидком топливе, например дизельном. Паросиловые энергоблоки могут работать на любом топливе, включая самое некачественное.

Низкая начальная стоимость ТЭС с ГТУ и одновременно сравнительно низкая экономичность и высокая стоимость используемого топлива и маневренность определяют основную область индивидуального использования ГТУ: в энергосистемах их следует применять как пиковые или резервные источники мощности, работающие несколько часов в сутки. Вместе с тем ситуация кардинально изменяется при использовании теплоты уходящих газов ГТУ в теплофикационных установках или в комбинированном (парогазовом) цикле. Речь об этом будет в следующей лекции.

Страница 37 из 75

### **7.3. Сравнительные характеристики отечественных и зарубежных ГТУ**

В настоящее время в России серийно может изготавливаться лишь одна ГТУ — ГТЭ-150 производства ЛМЗ мощностью 161 МВт, основные характеристики которой приведены в табл. 7.1. Ее технический уровень

виден из табл. 7.1 и рис. 7.16. При уровне начальной температуры в 1100 °С и при том, что она изготовлена в 1998 г., ее КПД составляет всего 31,5 % главным образом из-за неудачного компрессора.

Таблица 7.1

**Отечественные ГТУ большой мощности**

Величина	Фирма-изготовитель, тип ГТУ, год начала выпуска			
	ЛМЗ		«Машпроект», «Рыбинские моторы»	ЛМЗ, «Авиадвигатель», г. Пермь
	ГТЭ-150		ГТЭ-110	ГТЭ-180
	1989 г.	1998 г.	1998 г.	рабочий проект
Мощность, МВт	131	161	110	178
КПД, %	31	31,5	36	36,3
Степень сжатия	13	13	14,7	15
Температура газов в турбине, °С				
на входе	950	1100	1210	1250
на выходе	423	530	517	547
Расход воздуха, кг/с	636	630	357	525
Возможная выработка тепла, МВт	215	280	155	245
Масса ГТУ, т	340	340	50	—
Мощность ПТУ с двумя ГТУ, МВт	—	489	325	560

Табл

**Показатели мощных энергетических ГТУ зарубежных фирм-изготовителей**

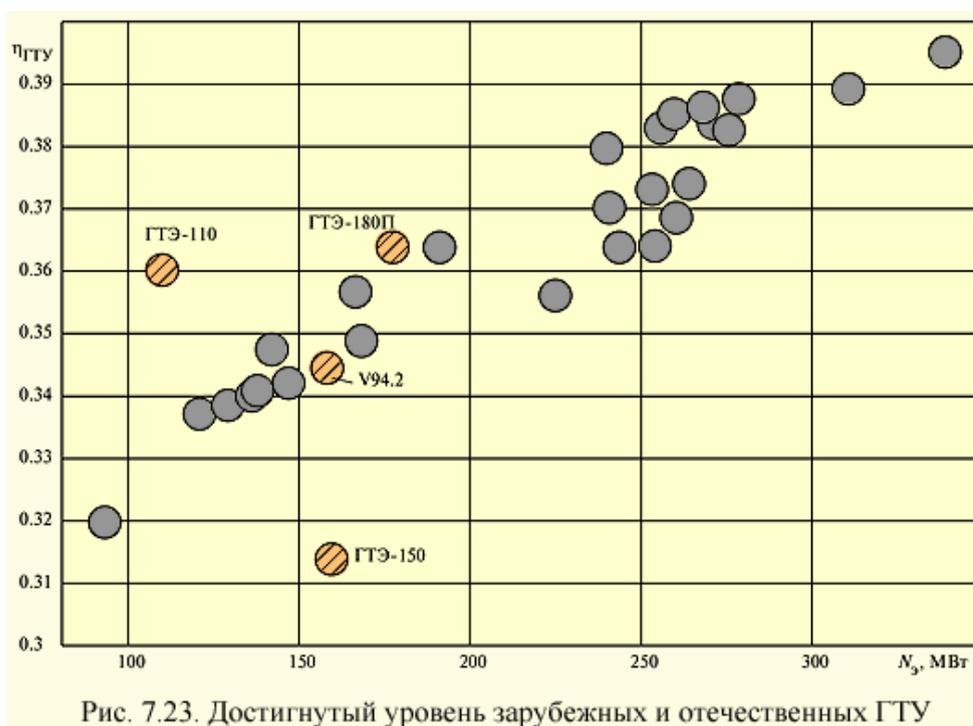
Показатель	Фирма-изготовитель (разработчик), тип ГТУ и год выпуска													
	ABB		General Electric				Mitsubishi			Siemens			Westin	
	GT13E3	GT26	PG6101FA	PG9171E	PG923E3	PG351FA	MW701DA	MW701F	MW701G	V64.3A	V94.2	V94.2A	V94.3A	V94.3B
	1993 г.	1994г.	1993 г.	1987 г.	1994г.	1996 г.	1992 г.	1997г.	1998 г.	1996 г.	1987г.	1997 г.	1995 г.	1995 г.
Мощность, МВт	165,1	265	70,1	123,4	169,2	255,6	144,1	270,3	334,0	70,0	159,0	190,0	255,0	8
КПД, %	35,7	38,5	34,2	33,8	34,9	36,9	34,8	38,2	39,5	36,5	34,5	36,4	38,5	3
Мощность пиковая, МВт	176,9	—	73,	133,0	184,7	—	—	—	—	—	167,0	—	—	8
Степень сжатия	14,6	30,0	15,0	12,3	14,2	15,4	14,0	17,0	21,0	16,2	11,1	14,0	17,0	1
Расход воздуха, кг/с	532,5	562,0	205,2	404,1	499,0	645,6	445,4	652,4	737,8	190,2	513,9	527,0	641,0	2
Частота вращения, об/мин	300	3000	5254	3000	3000	3000	3000	3000	3000	5400	3000	3000	3000	5
Температура газов в турбине, °С:														
на входе	1180	1290	1290	1124	1204	1290	1180	1350	1410	1315	1100	—	1315	1
на выходе	524	640	589	538	558	609	536	586	587	571	538	570	577	:
Возможная выработка тепла, МВт	237	300	105	186	240	345	204	328	360	94	237	260	313	1
Масса ГТУ, т	330	33	—	863	772	1090	200	340	420	110	295	320	330	:
Габариты, м:														
длина	10,8	12,3	36,6	35,1	41,2	34,2	12,5	17,3	18,2	11,0	14,0	12,0	12,5	4
ширина	6,4	5,0	6,1	23,5	16,2	7,6	5,2	5,8	6,2	4,0	12,5	6,0	6,1	2
высота	5,4	5,5	10,4	11,9	13,7	15,2	5,2	5,8	6,2	4,8	8,4	7,4	7,5	1

Реальной ГТУ, на базе которой в ближайшие годы в России будут комплектоваться новые парогазовые электростанции, работающие на природном газе, является ГТЭ-110 мощностью 110 МВт. Эта ГТУ изготовлена и проходит испытания на стенде Ивановской ГРЭС. В своем классе ГТУ (см. рис. 7.16) она имеет хорошие экономические (КПД 36 %) и массовые показатели. Однако уровень ее начальной температуры в 1210 °С был достигнут мировым газотурбостроением в начале 90-х годов. Она имеет и другой серьезный недостаток: низкую температуру уходящих газов (517 °С), не позволяющую осуществить экономичный парогазовый цикл.

В настоящее время ЛМЗ после длительного производства совместно с фирмой Siemens ГТУ типа V94.2 (см. характеристики в табл. 7.2) приобрел лицензию на изготовление этих ГТУ, маркированных как ГТЭ-160. Экономичность этой ГТУ, как видно из рис. 7.16, на 3 % (абсолютных) выше, чем у ГТЭ-150 ЛМЗ (при одинаковой начальной температуре в 1100 °С). Однако по экономичности она уступает ГТЭ-110, так как последняя имеет существенно большую начальную температуру. Вместе с тем уходящие газы ГТУ V94.2 имеют 538 °С (а не 517 °С, как у ГТЭ-110), что делает ее более привлекательной для использования в составе ПГУ, чем ГТЭ-110.

Из рис. 7.16 можно четко заключить, что по уровню освоения начальных температур, который является ключевым в создании современных ГТУ, российское газотурбостроение отстает на 10—12 лет. Определенные надежды на достижение современного уровня связаны с созданием ГТЭ-180 (совместно ЛМЗ и авиационное предприятие «Авиадвигатель»). Эта ГТУ будет вполне отвечать «массовому» мировому уровню и по начальной температуре, и по температуре уходящих газов, что позволит создать высокоэкономичную ПГУ.

Дополнительное представление об уровне российского и мирового газотурбостроения дает рис. 7.23. В конце 90-х годов за рубежом создан класс машин серии FA (см. рис. 7.16) мощностью 240—270 МВт с КПД 37—38,5 %.



Страница 38 из 75

## ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

### 8.1. Понятие о парогазовых энергетических технологиях и устройство простейшей ПГУ

*Парогазовыми* называются энергетические установки, в которых теплота уходящих газов ГТУ прямо или косвенно используется для выработки электроэнергии в паротурбинном цикле.

На рис. 8.1 показана принципиальная схема простейшей парогазовой установки так называемого *утилизационного типа*. Уходящие газы ГТУ поступают в *котел-утилизатор* — теплообменник противоточного типа, в котором за счет тепла горячих газов генерируется пар высоких параметров, направляемый в паровую турбину.

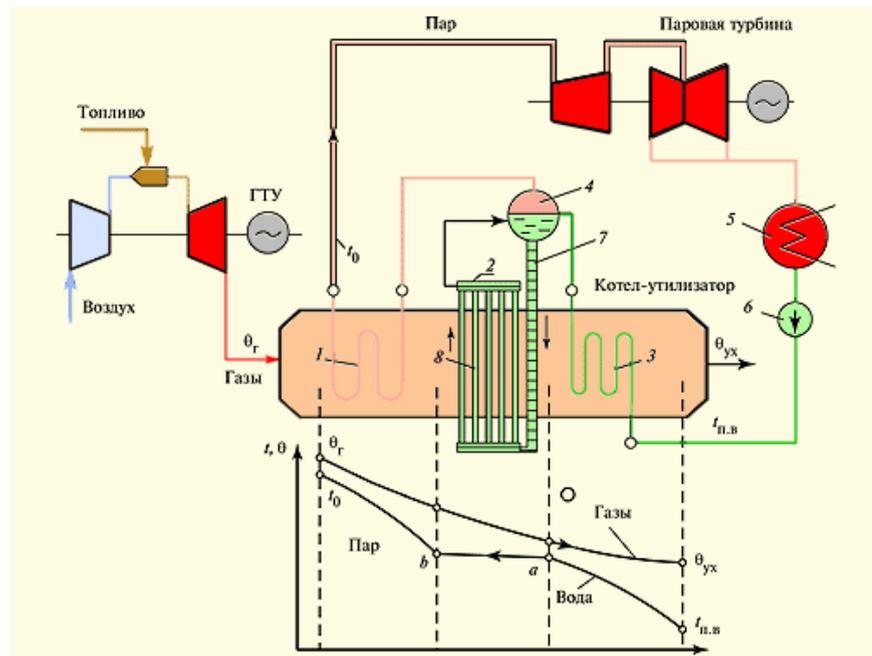


Рис. 8.1. Принципиальная схема простейшей ПГУ утилизационного типа

Котел-утилизатор представляет собой шахту прямоугольного сечения, в которой размещены поверхности нагрева, образованные сребренными трубами, внутрь которых подается рабочее тело паротурбинной установки (вода или пар). В простейшем случае поверхности нагрева котла-утилизатора состоят из трех элементов: *экономайзера 3*, испарителя 2 и пароперегревателя 1. Центральным элементом является *испаритель*, состоящий из барабана 4 (длинного цилиндра, заполняемого наполовину водой), нескольких опускных труб 7 и достаточно плотно установленных вертикальных труб собственно испарителя 8. Испаритель работает на принципе естественной конвекции. Испарительные трубы находятся в зоне более высоких температур, чем опускные. Поэтому в них вода нагревается, частично испаряется и поэтому становится легче и поднимается вверх в барабан. Освобождающееся место заполняется более холодной водой по опускным трубам из барабана. Насыщенный пар собирается в верхней части барабана и направляется в трубы *пароперегревателя 1*. Расход пара из барабана 4 компенсируется подводом воды из экономайзера 3. При этом поступающая вода, прежде чем испариться полностью, многократно пройдет через испарительные трубы. Поэтому описанный котел-утилизатор называется *КОТЛОМ с естественной циркуляцией*.

В экономайзере происходит нагрев поступающей питательной воды практически до температуры кипения (на 10—20 °С меньше, чем температура насыщенного пара в барабане, полностью определяемая давлением в нем). Из барабана сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель, где перегревается сверх температуры насыщения. Температура получаемого перегретого пара  $t_0$  всегда, конечно, меньше,

чем температура газов  $q_{г}$ , поступающих из газовой турбины (обычно на 25—30 °С).

Под схемой котла-утилизатора на рис. 8.1 показано изменение температур газов и рабочего тела при их движении навстречу друг другу. Температура газов плавно уменьшается от значения  $q_{г}$  на входе до значения  $q_{yx}$  температуры уходящих газов. Движущаяся навстречу питательная вода повышает в экономайзере свою температуру до температуры кипения (точка  $a$ ). С этой температурой (на грани кипения) вода поступает в испаритель. В нем происходит испарение воды. При этом ее температура не изменяется (процесс  $a - b$ ). В точке  $b$  рабочее тело находится в виде сухого насыщенного пара. Далее в пароперегревателе происходит его перегрев до значения  $t_0$ .

Образующийся на выходе из пароперегревателя пар направляется в паровую турбину, где, расширяясь, совершает работу. Из турбины отработанный пар поступает в конденсатор, конденсируется и с помощью питательного насоса  $б$ , повышающего давление питательной воды, направляется снова в котел-утилизатор.

Таким образом, принципиальное отличие паросиловой установки (ПСУ) ПГУ от обычной ПСУ ТЭС состоит только в том, что топливо в котле-утилизаторе не сжигается, а необходимая для работы ПСУ ПГУ теплота берется от уходящих газов ГТУ. Однако сразу же необходимо отметить ряд важных технических отличий ПСУ ПГУ от ПСУ ТЭС.

1. Температура уходящих газов ГТУ  $q_{г}$  практически однозначно определяется температурой газов перед газовой турбиной [см. соотношение (7.2)] и совершенством системы охлаждения газовой турбины. В большинстве современных ГТУ, как видно из табл. 7.2, температура уходящих газов составляет 530—580 °С (хотя имеются отдельные ГТУ с температурой вплоть до 640 °С). По условиям надежности работы трубной системы экономайзера при работе на природном газе температура питательной воды  $t_{п.в}$  на входе в котел-утилизатор не должна быть меньше 60 °С. Температура газов  $q_{yx}$ , покидающих котел-утилизатор, всегда выше, чем температура  $t_{п.в}$ . Реально она находится на уровне  $q_{yx} \gg 100$  °С и, следовательно, КПД котла-утилизатора составит

$$\eta_{ку} = \frac{555 - 100}{555 - 15} = 0,843$$

где для оценки принято, что температура газов на входе в котел-утилизатор равна 555 °С, а температура наружного воздуха 15 °С. При работе на газе обычный энергетический котел ТЭС (см. лекцию 2) имеет КПД на уровне 94 %. Таким образом, котел-утилизатор в ПГУ имеет КПД существенно более низкий, чем КПД котла ТЭС.

2. Далее, КПД паротурбинной установки рассмотренной ПГУ существенно ниже, чем КПД ПТУ обычной ТЭС. Это связано не только с тем, что параметры пара, генерируемого котлом-утилизатором, ниже, но и с тем, что ПТУ ПГУ не имеет системы регенерации. А иметь ее она в принципе не может, так как повышение температуры  $t_{п.в}$  приведет к еще большему снижению КПД котла-утилизатора.

Тем не менее, при всем этом КПД ПГУ оказывается весьма высоким. Для того чтобы убедиться в этом, рассмотрим ПГУ простой схемы (рис. 8.2), причем при рассмотрении будем принимать далеко не самые лучшие экономические показатели отдельных элементов оборудования.

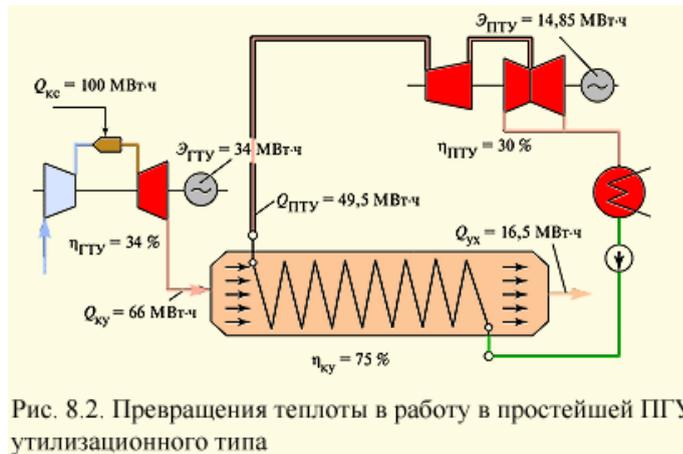


Рис. 8.2. Превращения теплоты в работу в простейшей ПГУ утилизационного типа

Пусть в камере сгорания ГТУ сожжено некоторое количество газа, из которого получено  $Q_{кc} = 100$  МВт·ч теплоты. Допустим, что КПД ГТУ составляет 34 %. Это означает, что в ГТУ будет получено  $E_{ГТУ} = 34$  МВт·ч электроэнергии. Количество теплоты

$$Q_{кy} = Q_{кc} - E_{ГТУ} = 100 - 34 = 66 \text{ МВт·ч}$$

поступает в котел-утилизатор. Пусть его КПД равен  $h_{кy} = 75$  %. Тогда в дымовую трубу из котла уйдет

$$Q_{ух} = Q_{кy} (1 - h_{кy}) = 66(1 - 0,75) = 16,5 \text{ МВт·ч}$$

а количество тепла  $Q_{пту} = Q_{кy} - Q_{ух} = 49,5$  МВт·ч поступает в паротурбинную установку для преобразования в электроэнергию. Пусть ее КПД всего лишь  $h_{пту} = 0,3$ ; тогда электрогенератор паровой турбины выработает

$$E_{пту} = Q_{пту} h_{пту} = 49,5 \cdot 0,3 = 14,85 \text{ МВт·ч}$$

электроэнергии. Всего ПГУ выработает

$$E = E_{ГТУ} + E_{пту} = 34 + 14,85 = 48,85 \text{ МВт·ч}$$

электроэнергии и, следовательно, КПД ПГУ  $h_{ПГУ} = E/Q_{кc} = 0,4885$ , т.е. около 49 %.

Приведенные рассуждения позволяют получить простую формулу для определения КПД ПГУ утилизационного типа:

$$\eta_{ПГУ} = \eta_{ГТУ} + (1 - \eta_{ГТУ})\eta_{кy}\eta_{пту}$$

Эта формула сразу же объясняет, почему ПГУ стали строиться лишь в последние 20 лет. Действительно, если к примеру взять ГТУ типа ГТ-100-3М, то ее КПД  $h_{ГТУ} = 28,5$  %, а температура за ГТУ  $t_r = 398$  °С. При такой температуре газов в котле-утилизаторе можно сгенерировать пар с температурой около 370 °С, и КПД паротурбинной установки будет составлять примерно 14 %. Тогда при  $h_{кy} = 0,75$  КПД ПГУ составит

$$\eta_{ПГУ} = (1 - 0,285)0,75 \cdot 0,14 = 0,36$$

и целесообразнее построить обычный паротурбинный энергоблок СКД с большей экономичностью. С троительство ПГУ стало экономически оправданным лишь после создания высокотемпературных ГТУ, которые не только обеспечили ее высокий КПД, но и создали условия для реализации паротурбинного цикла высокой экономичности. Из соотношения (8.1) можно получить практически универсальное соотношение между мощностями газотурбинной и паротурбинной частью ПГУ:

$$\frac{N_{\text{ГТУ}}}{N_{\text{ПТУ}}} = \frac{\eta_{\text{ГТУ}}}{(1 - \eta_{\text{ГТУ}})\eta_{\text{ку}}\eta_{\text{ПТУ}}}$$

т.е. это отношение определяется только КПД элементов ПГУ. Для рассмотренного выше примера

$$\frac{N_{\text{ГТУ}}}{N_{\text{ПТУ}}} = \frac{0,34}{(1 - 0,34)0,75 \cdot 0,3} = 2,3 \approx 2$$

т.е. мощность ГТУ примерно вдвое выше, чем мощность паровой турбины. Именно это соотношение объясняет, почему ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга состоит из двух ГТУ и одной паровой турбины мощностью примерно по 150 МВт.

Представление об устройстве электростанции с ПГУ дает рис. 8.3, на котором изображена ТЭС с тремя энергоблоками. Каждый энергоблок состоит из двух рядом стоящих ГТУ 4 типа V94.2 фирмы Siemens, каждая из которых свои уходящие газы высокой температуры направляет в свой котел-утилизатор 8. Пар, генерируемый этими котлами, направляется в одну паровую турбину 10 с электрогенератором 9 и конденсатором, расположенным в конденсационном помещении под турбиной. Каждый такой энергоблок имеет суммарную мощность 450 МВт (каждая ГТУ и паровая турбина имеют мощность примерно 150 МВт). Между выходным диффузором 5 и котлом-утилизатором 8 устанавливают байпасную (обводную) дымовую трубу 12 и газоплотный шибер 6. Шибер позволяет отсечь котел-утилизатор 8 от газов ГТУ и направить их через байпасную трубу в атмосферу. Такая необходимость может возникнуть при неполадках в паротурбинной части энергоблока (в турбине, котле-утилизаторе, генераторе и т.д.), когда ее требуется отключить. В этом случае мощность энергоблока будет обеспечиваться только ГТУ, т.е. энергоблок может нести нагрузку в 300 МВт (хотя и со сниженной экономичностью). Байпасная труба весьма помогает и при пусках энергоблока: с помощью шибера котел-утилизатор отсекается от газов ГТУ, и последние выводятся на полную мощность в считанные минуты. Затем можно медленно, в соответствии с инструкцией, ввести в работу котел-утилизатор и паровую турбину.

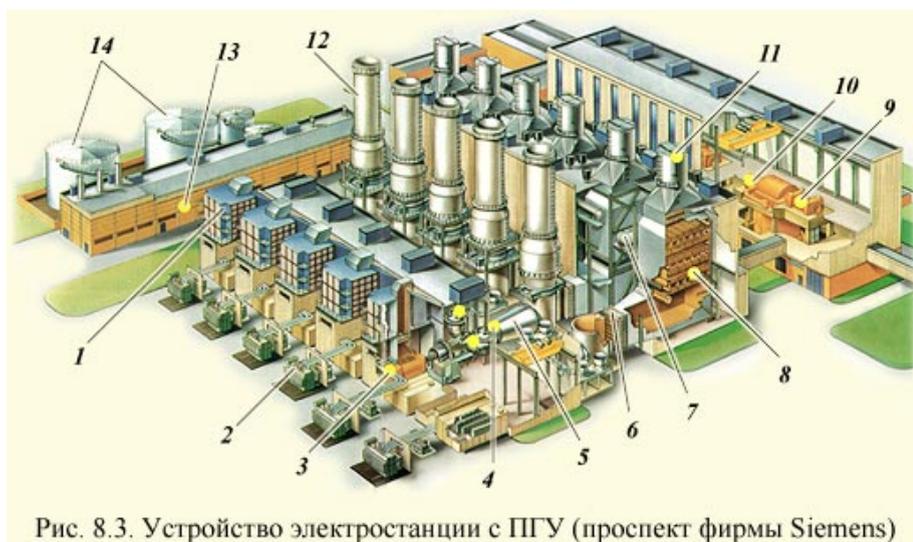


Рис. 8.3. Устройство электростанции с ПГУ (проспект фирмы Siemens)

При нормальной работе шибер, наоборот, не пропускает горячие газы ПГУ в байпасную трубу, а направляет их в котел-утилизатор.

Газоплотный шибер имеет большую площадь, представляет собой сложное техническое устройство, главным требованием к которому является высокая плотность, поскольку каждый 1 % потерянного тепла через неплотности означает снижение экономичности энергоблока примерно на 0,3 %. Поэтому иногда отказываются от установки байпасной трубы, хотя это существенно усложняет эксплуатацию.

Между котлами-утилизаторами энергоблока устанавливают один деаэратор, который принимает конденсат для деаэрации из конденсатора паровой турбины и раздает его на два котла-утилизатора.

Страница 39 из 75

## 8.2. Классификация ЛГУ, их типы, преимущества и недостатки

Выше рассмотрена ПГУ самого простого и самого распространенного типа — утилизационного. Однако многообразие ПГУ столь велико, что нет возможности рассмотреть их в полном объеме. Поэтому ниже рассмотрим основные типы ПГУ, интересные для нас либо с принципиальной, либо с практической точки зрения. Одновременно попытаемся выполнить их классификацию, которая, как и всякая классификация, будет условной.

По назначению ПГУ подразделяют на конденсационные и теплофикационные. Первые из них вырабатывают только электроэнергию, вторые — служат и для нагрева сетевой воды в подогревателях, подключаемых к паровой турбине.

По количеству рабочих тел, используемых в ПГУ, их делят на бинарные и монарные. В бинарных установках рабочие тела газотурбинного цикла (воздух и продукты горения топлива) и паротурбинной установки (вода и водяной пар) разделены. В монарных установках рабочим телом турбины является смесь продуктов сгорания и водяного пара.

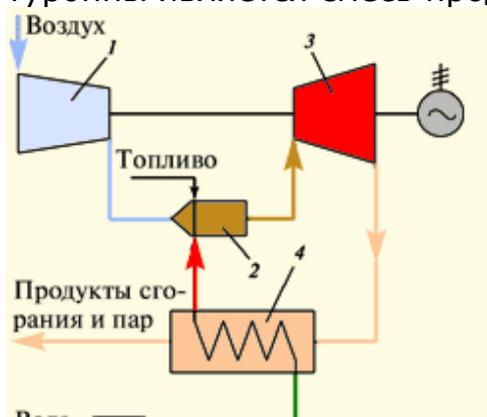


Схема монарной ПГУ показана на рис. 8.4. Выходные газы ПГУ направляются в котел-утилизатор, в который подается вода питательным насосом 5. Получаемый на выходе пар поступает в камеру сгорания 2, смешивается с продуктами сгорания и

образующаяся однородная смесь направляется в газовую (правильнее сказать — в парогазовую турбину 3. Смысл этого понятен: часть воздуха, идущего из воздушного компрессора и служащая для уменьшения температуры рабочих газов до допустимой по условиям прочности деталей газовой турбины, замещается паром, на повышение давления которого питательным насосом в состоянии воды затрачивается меньше энергии, чем на повышение давления воздуха в компрессоре. Вместе с тем, поскольку газопаровая смесь покидает котел-утилизатор в виде пара, то тепло конденсации водяного пара, полученное им в котле и составляющее значительную величину, уходит в дымовую трубу.

Техническая трудность организации конденсации пара из парогазовой смеси и связанная с этим необходимость постоянной работы мощной водоподготовительной установки является главным недостатком ПГУ монарного типа.

За рубежом описанная монарная установка получила название STIG (от Steam Injected Gas Turbine). Их строит в основном фирма General Electric в комбинации с ГТУ сравнительно малой мощности. В табл. 8.1 приведены данные фирмы General Electric, иллюстрирующие увеличение мощности и КПД двигателей при использовании впрыска пара.

Таблица 8.1

**Изменение мощности и экономичности при вводе пара в камеру сгорания монарной ПГУ**

Модуль ГТУ	Мощность двигателя без ввода пара, МВт	Мощность двигателя при вводе пара, МВт	КПД двигателя без ввода пара, %	КПД двигателя при вводе пара, %
LM 1600	13,0	16,7	34	40
LM 2500	22,2	26,5	35	39
LM 5000	33,1	51,9	36	43

Видно, что при впрыске пара и мощность, и КПД растут.

Отмеченные выше недостатки не привели к широкому распространению монарных ПГУ, по крайней мере, для целей производства электроэнергии на мощных ТЭС.

На Южно-турбинном заводе (г. Николаев, Украина) построена демонстрационная монарная ПГУ мощностью 16 МВт.

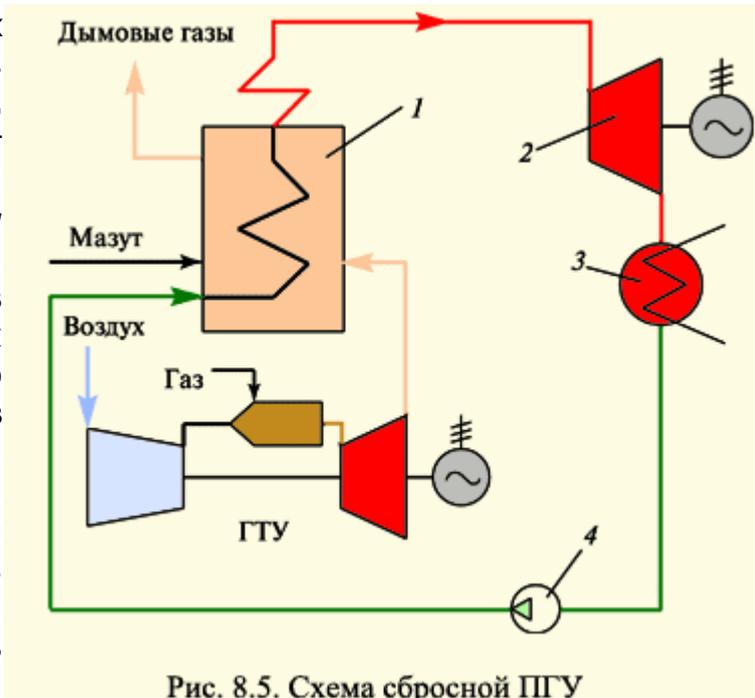
Большинство ПГУ относится к ПГУ бинарного типа. Существующие бинарные ПГУ можно разделить на пять типов:

**Утилизационные ПГУ.** В этих установках тепло уходящих газов ГТУ утилизируется в котлах-утилизаторах с получением пара высоких параметров, используемого в паротурбинном цикле. Главными преимуществами утилизационных ПГУ по сравнению с ПТУ являются высокая экономичность (в ближайшие годы их КПД превысит 60 %), существенно меньшие капиталовложения, меньшая потребность в охлаждающей воде, малые вредные выбросы, высокая маневренность. Как показано выше, утилизационные ПГУ требуют высокоэкономичных высокотемпературных газовых турбин с высокой температурой уходящих газов для генерирования пара высоких параметров для паротурбинной установки (ПТУ). Современные ГТУ, отвечающие этим требованиям, пока

могут работать либо на природном газе, либо на легких сортах жидкого топлива.

**ПГУ со сбросом выходных газов ГТУ в энергетический котел.**

Часто такие ПГУ называют кратко «сбросными», или ПГУ с *низконапорным парогенератором* (рис. 8.5). В них тепло уходящих газов ГТУ, содержащих достаточное количество кислорода, направляется в энергетический котел, замещая в нем воздух, подаваемый дутьевыми вентиляторами котла из атмосферы. При этом отпадает необходимость в воздухоподогревателе котла, так как уходящие



газы ГТУ имеют высокую температуру. Главным преимуществом сбросной схемы является возможность использования в паротурбинном цикле недорогих энергетических твердых топлив.

В сбросной ПГУ топливо направляется не только в камеру сгорания ГТУ, но и в энергетический котел (рис. 8.5), причем ГТУ работает на легком топливе (газ или дизельное топливо), а энергетический котел — на любом топливе. В сбросной ПГУ реализуется два термодинамических цикла. Теплота, поступившая в камеру сгорания ГТУ вместе с топливом, преобразуется в электроэнергию так же, как и в утилизационной ПГУ, т.е. с КПД на уровне 50 %, а теплота, поступившая в энергетический котел — как в обычном паротурбинном цикле, т.е. с КПД на уровне 40 %. Однако достаточно высокое содержание кислорода в уходящих газах ГТУ, а также необходимость иметь за энергетическим котлом малый коэффициент избытка воздуха приводят к тому, что доля мощности паротурбинного цикла составляет примерно 2/3, а доля мощности ГТУ — 1/3 (в отличие от утилизационной ПГУ, где это соотношение обратное). Поэтому КПД сбросной ПГУ составляет примерно

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{2}{3} 40 + \frac{1}{3} 50 = 43,3 \%$$

т.е. существенно меньше, чем у утилизационной ПГУ. Ориентировочно можно считать, что в сравнении с обычным паротурбинным циклом экономия топлива при использовании сбросной ПГУ примерно вдвое меньше, чем экономия топлива в утилизационной ПГУ.

Кроме того, схема сбросной ПГУ оказывается очень сложной, так как необходимо обеспечить автономную работу паротурбинной части (при выходе из строя ГТУ), а поскольку воздухоподогреватель в котле отсутствует (ведь в энергетический котел при работе ПГУ поступают

горячие газы из ГТУ), то необходима установка специальных калориферов, нагревающих воздух перед подачей его в энергетический котел.

В быв. СССР на Молдавской ГРЭС были построены две ПГУ сбросного типа мощностью 250 МВт, данные по которым приведены в табл. 8.2. Из табл. 8.2 видно, что КПД этих ПГУ на несколько процентов меньше, чем КПД обычных энергоблоков СКД (на 23,5 МПа, 540 °С/540 °С), поэтому строить такие ПГУ нет смысла. Низкая экономичность ПГУ Молдавской ГРЭС объясняется также малой экономичностью ГТУ (из-за очень малой начальной температуры) и малой мощности ГТУ по сравнению с мощностью паровой турбины (менее 15 %).

В 1997 г. на ТЭЦ-22 Ленэнерго (Южная ТЭЦ, Санкт-Петербург) выполнена реконструкция теплофикационного энергоблока с турбиной Т-250-23,5 ТМЗ путем ее надстройки ГТУ GT-8 фирмы АВВ (мощность 47,1 МВт, КПД 31,6 %, степень сжатия 16,3, температура уходящих газов ГТУ 523 °С). Судя по публикациям, опыт реконструкции оказался не вполне удачным.

Таблица 8.2

**Характеристики ПГУ, построенных в 1970—1980 гг. в СССР**

Показатель	Тип ПГУ, дата ввода, номер энергоблока		
	ПГУ-200 (Невинномысская ГРЭС)	ПГУ-250 (Молдавская ГРЭС)	
		1980	1982
	1972	Энергоблок № 1	Энергоблок № 2
	ПГУ с ВПГ	Сбросная ПГУ	
Расчетная мощность ПГУ, МВт	200	250	
Расчетный электрический КПД, %	36,6	37,4	
Средний эксплуатационный КПД, %	36,9	37,8	37,4
Топливо	Природный газ	Мазут	
Паровая турбина: тип мощность, МВт начальные параметры	К-160-130 «Турбоатом» 160 12,8 МПа/540 °С/540 °С	К-200-130ЛМЗ 200 12,8 МПа/540 °С/540 °С	
Газотурбинная установка: тип мощность, МВт начальная температура степень сжатия воздуха электрический КПД ГТУ	ГТ-35-770 ХТЗ 32 770 °С 6,5 23,8 %		

Однако есть и положительный опыт. В Нидерландах реконструирован паротурбинный энергоблок мощностью 500 МВт на параметры 18,6 МПа, 540 °С/535 °С, работавший на легком жидком топливе или на природном газе и имевший КПД 41,3 % путем его надстройки ГТУ 13Е фирмы АВВ мощностью 140 МВт, имевшей КПД 33 %. В результате получена ПГУ мощностью 600 МВт с КПД 45,86 %. Таким образом, достигнута экономия топлива в 11 %.

**ПГУ с «вытеснением» регенерации.** Идея такой ПГУ состоит в том, что регенеративные подогреватели отключаются от паровой турбины, а для подогрева питательной воды энергетического котла используется тепло уходящих газов ГТУ (рис. 8.6). Сэкономленный пар отборов служит для выработки дополнительной мощности в паровой турбине. При этом теплота конденсации сэкономленного пара теряется в конденсаторе, а не возвращается питательной воде. Поэтому выигрыш в экономичности возникает тогда, когда эта потеря будет меньше, чем экономия топлива за счет уменьшения потери теплоты с уходящими газами ГТУ. ПГУ с вытеснением регенерации дает наименьшую экономию топлива (около 4 %), однако она позволяет надстроить паротурбинный энергоблок с минимальными переделками.

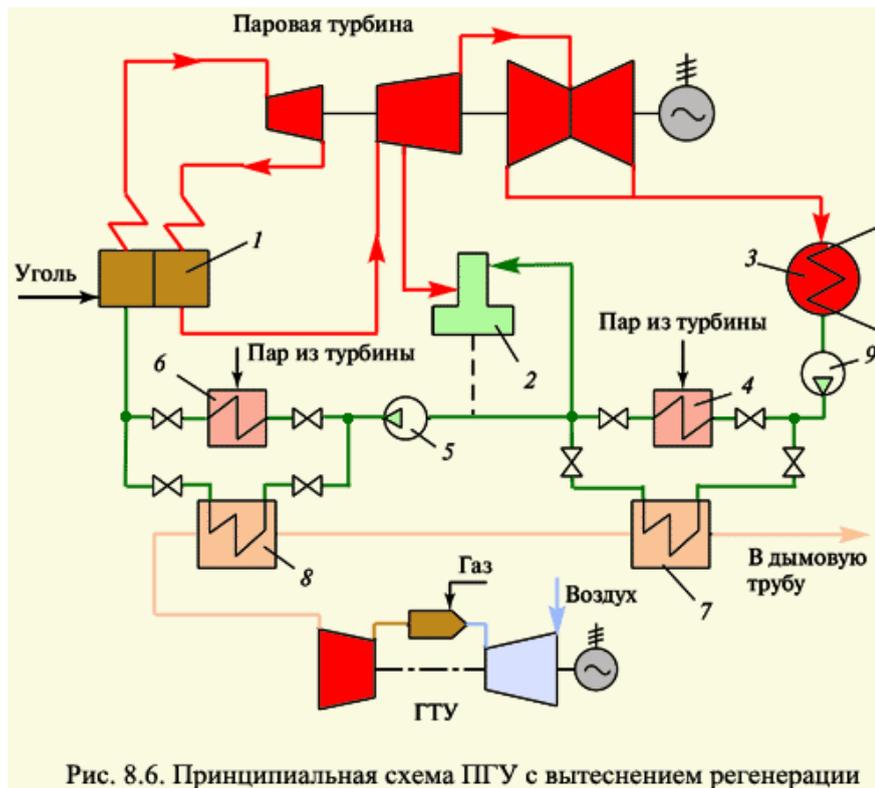


Рис. 8.6. Принципиальная схема ПГУ с вытеснением регенерации

**Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором** (котлом) показана на рис. 8.7. В такой ПГУ высоконапорный парогенератор (ВПГ) играет одновременно роль и энергетического котла ПТУ и камеры сгорания ГТУ. Для этого в нем поддерживается высокое давление, создаваемое компрессором ГТУ. Для повышения экономичности перед ВПГ устанавливается газовый подогреватель конденсата ГПК, уменьшающий температуру уходящих газов ГТУ.

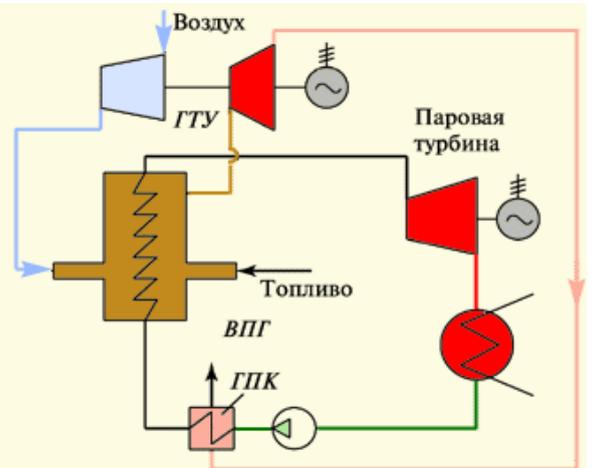


Рис. 8.7. Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором

Экономия топлива в такой установке также зависит от соотношения мощностей ГТУ и ПТУ и находится на таком же уровне, как и у сбросных ПГУ. В России на Невинномысской

ГРЭС построена одна ПГУ с ВПГ мощностью 200 МВт (см. табл. 8.2), обеспечивающая экономичность на уровне 36,9 %. Сейчас она маркируется как ПГУ-170 с паровой турбиной К-145-130 и ГТУ ГТ-25-710. В 1998 г. она имела коэффициент использования установленной мощности 65 % при удельном расходе условного топлива 352,4 г/(кВт·ч), т.е. при КПД 34,7 %.

Серьезную проблему для ПГУ с ВПГ представляет износ проточной части газовой турбины под действием продуктов коррозии внутренней части парогенератора.

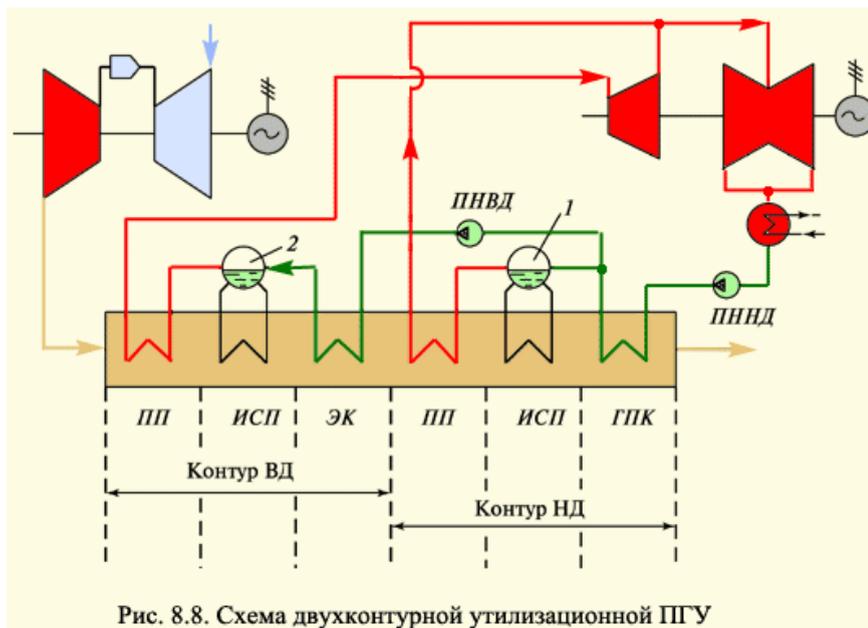
Страница 40 из 75

### **8.3. Парогазовые установки утилизационного типа**

Эти установки являются преобладающими благодаря своей простоте и высокой экономичности. Они так же, как и ПГУ вообще, обладают большим разнообразием.

В § 8.1 рассмотрена так называемая *одноконтурная утилизационная ПГУ* (см. рис. 8.1). Через поверхности нагрева котла-утилизатора (экономайзер, испаритель, пароперегреватель) такой ПГУ проходит одинаковое количество рабочего тела (воды и пара). При этом обнаруживается его серьезный недостаток, связанный с необходимостью удовлетворения двух противоречивых требований. С одной стороны, КУ должен генерировать пар высоких параметров, в первую очередь высокой температуры, для того чтобы обеспечить высокую экономичность ПГУ. Но запас тепловой энергии, содержащийся в выходных газах ГТУ, может обеспечить эти параметры при малых расходах *питательной воды*. Но тогда этот расход не может охладить газы, поступающие в котел, до низкой температуры, и поэтому уменьшается КПД котла-утилизатора (который и без того невысок).

С другой стороны, пропуск большого количества питательной воды хотя и обеспечивает низкую температуру уходящих газов котла и его высокую экономичность, не позволяет получить высокие параметры пара за ним, что приводит к снижению КПД ПГУ. Отсюда возникает идея: необходимо через «хвостовые» поверхности котла (по газу) пропускать большое количество воды, а через входные — малое. Так рождается идея *двухконтурного котла-утилизатора*, схема которого в составе *двухконтурной ПГУ* показана на рис. 8.8.



Конденсат из конденсатора паровой турбины питательным насосом низкого давления *ПННД* подается в экономайзер контура низкого давления, который обычно называют *газовым подогревателем конденсата ГПК*. Часть конденсата (25—30 %), нагретого в *ГПК* почти до температуры кипения, подается в барабан низкого давления *1*, где он испаряется. Сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель *ПП* контура низкого давления и из него направляется в *ЦНД* паровой турбины. Большая часть питательной воды сжимается питательным насосом высокого давления *ПНВД* и подается в контур высокого давления, состоящий из экономайзера *ЭК*, испарителя *ИСП* и пароперегревателя *ПП*. Полученный пар высокого давления направляется в *ЦВД* паровой турбины. Пройдя *ЦВД*, он смешивается с паром из контура низкого давления, и суммарный расход пара поступает в *ЦНД*.

По описанной двухконтурной схеме выполняется подавляющее число утилизационных ПГУ, обеспечивающих КПД в 50—52 %.

Самые современные ПГУ выполняются *трехконтурными*. Увеличение числа контуров более трех нецелесообразно, так как выигрыш в экономичности не окупается ростом капиталовложений.

И двухконтурная, и трехконтурная ПГУ могут быть выполнены без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом пара в котле-утилизаторе, однако, как правило, промежуточный перегрев используют в трехконтурных ПГУ. Как и в традиционных ПТУ, главная цель промежуточного перегрева в ПГУ — обеспечить допустимую влажность в последних ступенях паровой турбины. При правильном выборе давления в промежуточном пароперегревателе повышается и экономичность ПГУ.

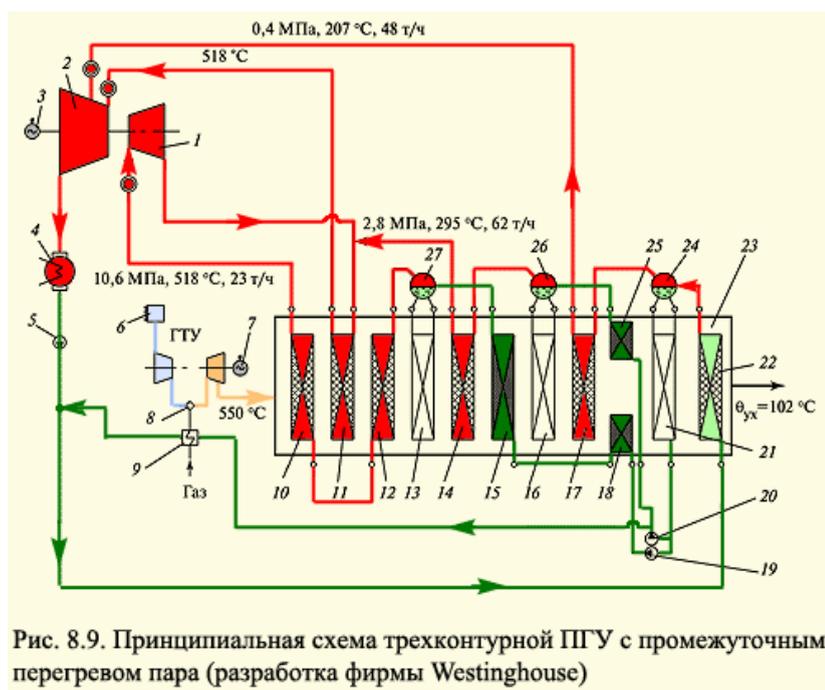


Рис. 8.9. Принципиальная схема трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара (разработка фирмы Westinghouse)

На рис. 8.9 показана схема *трехконтурной ПГУ* с промежуточным перегревом пара с указанием основных параметров. Она выполнена на базе современной ГТУ типа 70IF фирмы Westinghouse (США) с начальной температурой 1260 °С и температурой уходящих газов 550 °С. ГТУ развивает мощность 234,2 МВт при КПД 36,6 %. Уходящие газы ГТУ поступают в трехконтурный котел-утилизатор 23 и, двигаясь к выходу, отдают свое тепло рабочему телу, поступающему из конденсатора 4 паровой турбины. В результате температура уходящих газов за котлом составляет 102 °С, а его КПД

$$\eta_{\text{ку}} = (550 - 102)/(550 - 15) = 0,826$$

Внутри котла-утилизатора размещены поверхности нагрева в виде отдельных пакетов, причем их чередование согласуется с уменьшающейся температурой греющих газов; это обеспечивает максимальную передачу тепла от газов к рабочему телу.

Проследим процесс генерации пара в котле-утилизаторе. Питательный насос низкого давления 5 создает давление в барабане контура низкого давления 24 и соответственно на выходе из контура (перед входом в середину ЦНД 2 паровой турбины). Конденсат в количестве 349 т/ч подается в ГПК 22, нагревается в нем и поступает в барабан низкого давления 24. Этот барабан одновременно является деаэратором и подготовленная в нем деаэрированная питательная вода обеспечивает питание всех контуров котла.

Часть питательной воды в количестве 48 т/ч, т.е. примерно 14 % испаряется в испарителе низкого давления 21, перегревается в пароперегревателе 17 и затем с параметрами 0,4 МПа и 207 °С поступает в ЦНД 2 паровой турбины. Остальная питательная вода поступает к питательному насосу среднего давления 20 и питательному насосу высокого давления 19.

На выходе из насоса 20 поток воды разделяется. Часть его направляется в нагреватель газа 9, в котором он нагревает (ведь вода имеет

температуру 207 °С) природный газ, поступающий в камеру сгорания ГТУ. Охладившаяся вода, имеющая достаточную температуру, поступает на смешение с конденсатом, подаваемым насосом 5, и затем снова возвращается в ГПК 22 котла. Создание такой петли рециркуляции с нагревом топливного газа позволяет увеличить расход воды через ГПК и глубже охладить уходящие газы котла-утилизатора. В целом это приводит к экономии топлива ПГУ на 0,4—0,5 %. Другая часть питательной воды насосом 20 подается в экономайзер 25, из него — в барабан контура среднего давления 26, затем в пароперегреватель 14. Таким образом, контур среднего давления генерирует пар в количестве 62 т/ч (т.е. примерно 18 %) с параметрами 2,8 МПа и 295 °С. Этот пар направляется не в паровую турбину, а на смешение с паром, покинувшим ЦВД паровой турбины 1. Образовавшаяся смесь в общем, количестве 301 т/ч направляется в выходную часть 11 пароперегревателя среднего давления, и из него с температурой 518 °С пар поступает на вход в ЦНД паровой турбины.

Питательный насос высокого давления 19 сжимает воду, поступающую из барабана 24, примерно до 12 МПа и подает ее в последовательно расположенные поверхности 18 и 15 экономайзера контура высокого давления. Из него вода поступает в барабан контура высокого давления 27, испаряется в нем и поступает в пароперегреватель высокого давления, образованный поверхностями 12 и 10. В результате свежий пар в количестве 239 т/ч с параметрами 10,6 МПа и 518 °С покидает контур высокого давления котла и направляется в ПВД паровой турбины 1.

Таким образом, в паровую турбину поступает три потока пара: свежий пар в количестве 239 т/ч с параметрами, указанными выше, вторично перегретый пар в количестве 301 т/ч с параметрами примерно 2,5 МПа и 518 °С и пар низкого давления в количестве 48 т/ч с параметрами 0,4 МПа и 207 °С. Эти три потока пара обеспечивают мощность паровой турбины в 140 МВт.

В итоге рассмотренная трехконтурная ПГУ с промежуточным перегревом пара развивает мощность 374 МВт и имеет КПД 54 %.

Выше отмечалось, что в утилизационной ПГУ в паротурбинном цикле, включающем котел-утилизатор и ПТУ (паровая турбина + конденсатор), вырабатывается только 1/3 мощности. Это однако не означает, что паротурбинный контур менее значим для ПГУ, чем газотурбинный. Ведь сама по себе ГТУ, даже с КПД 40 %, не выдерживает конкуренции с обычной ТЭС, и именно в паротурбинном контуре создается тот добавок в экономичности, который существенно повышает конкурентоспособность ПГУ. Отсюда и следуют все усложнения котла-утилизатора и стремление повысить начальные параметры пара и снизить давление в конденсаторе паровой турбины. На рис. 8.10 по данным фирмы Siemens показано влияние этих факторов на изменение экономичности ПГУ. Для всех сравниваемых вариантов принята одна и та же ГТУ, на выходе которой температура газов составляет 582 °С, а давление в конденсаторе 4 кПа. В качестве базового варианта для

сравнения принята (столбец 2 на рис. 8.10) двухконтурная ПГУ с паровой турбиной, имеющей начальные параметры 8 МПа и 540 °С.

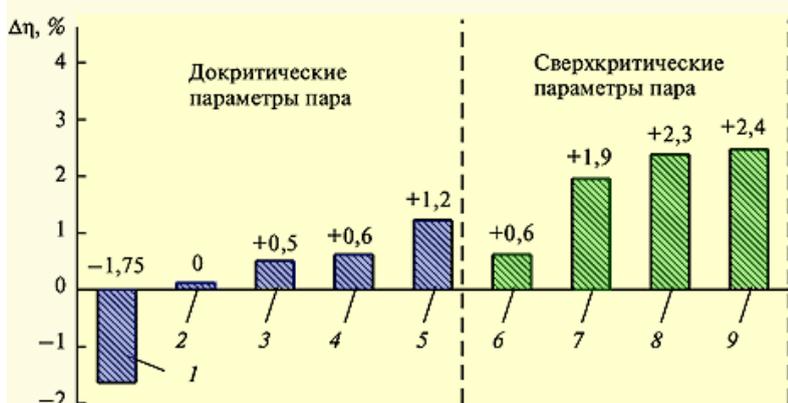


Рис. 8.10. Влияние параметров паротурбинного цикла на изменение абсолютного КПД ПГУ (по данным фирмы Siemens)

Столбцы 1—5 относятся к докритическим параметрам пара. Видно, что одноконтурная ПГУ без промежуточного перегрева имеет КПД на 1,75 % (абс.) меньше, чем двухконтурная. Это объясняет, почему сейчас одноконтурные ПГУ не строятся. Однако введение промежуточного

перегрева даже в одноконтурной ПГУ (столбец 3) дает прирост КПД в 2,25 %. Двухконтурная ПГУ с промперегревом и трехконтурная ПГУ без него (столбцы 3 и 4) практически эквивалентны. Наибольший эффект дает использование схемы ПГУ с трехконтурным котлом-утилизатором и промежуточным перегревом пара (столбец 5).

Существенные резервы повышения экономичности имеются в использовании сверхкритических параметров пара (см. столбцы 6—9 на рис. 8.10). Однако всегда необходимо помнить, что при этом существенно увеличиваются и капитальные вложения.

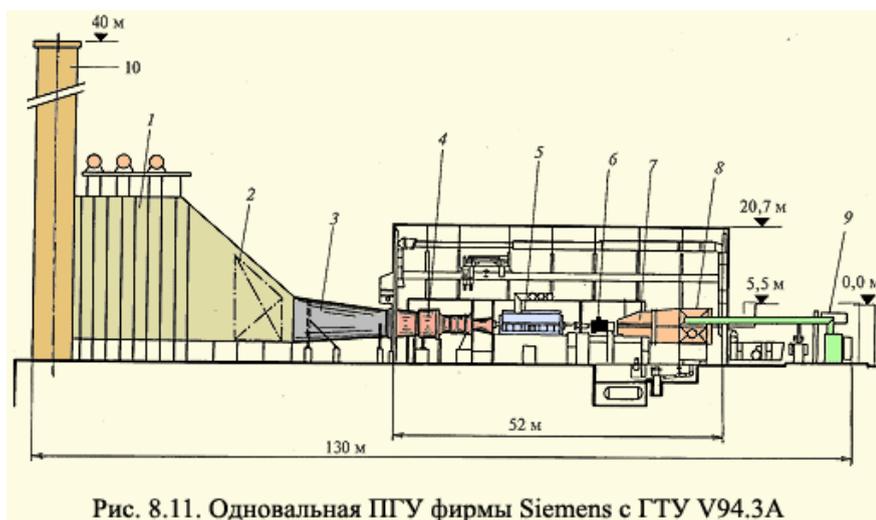


Рис. 8.11. Одновальная ПГУ фирмы Siemens с ГТУ V94.3А

По числу валов турбогенераторов ПГУ делят на *одновальные* и *многовальные*. Схема одновальной ПГУ показана на рис. 8.11. Электрогенератор 5 ПГУ выполняется с двумя выходными концами, к одному из которых присоединяется ГТУ 4, а к другому — двухцилиндровая паровая турбина. К выходному диффузору газовой турбины крепится переходной диффузор 3, направляющий уходящие газы в котел-утилизатор 1. Преимущество такой конструкции очевидно: вместо двух генераторов (один — для ГТУ, второй — для паровой турбины) требуется только один генератор суммарной мощности.

Вместе с тем одновальные ПТУ имеют и недостатки.

Во-первых, очень затрудняется ремонт электрогенератора, так как его статор не имеет горизонтального разъема, и для того, чтобы извлечь ротор для ремонта, необходимо после отсоединения роторов ГТУ и паровой турбины с помощью специальных устройств приподнять генератор и повернуть его на  $90^\circ$  (или вытащить на ремонтную площадку весь генератор).

Для исключения этого недостатка генератор и паровую турбину можно поменять местами. Однако и при этом сохраняется второй недостаток: перед пуском ГТУ в паровой турбине необходимо создать вакуум, используя эжекторы отсоса воздуха из ее внутренних полостей, и подать пар на концевые уплотнения. Следовательно, необходимо иметь временный посторонний источник пара.

В-третьих, если по каким-то причинам паровая турбина не работает, то не может работать и ГТУ.

Наконец, пуск всей установки определяется пуском паровой турбины, время которого существенно больше, чем время пуска ГТУ. Все это существенно снижает одно из главных преимуществ ПГУ — маневренность. Дополнительное снижение маневренности происходит вследствие малого регулировочного диапазона, так как реально ГТУ может работать экономично и с малыми вредными выбросами только при нагрузке более 50 %.

Имеется и еще один недостаток: если мощность газовой турбины мала, то тем более будет малой мощность паровой турбины (ведь ее мощность вдвое меньше мощности ГТУ). При этом высоты рабочих лопаток первых ступеней паровой турбины оказываются малыми и экономичность невысокой. Поэтому строительство таких ПГУ целесообразно при достаточно большой мощности ГТУ.

Тем не менее, несмотря на эти недостатки (а точнее, когда они проявляются не столь значительно) ПГУ такого типа строят (в частности, фирма General Electric).

На некоторых одновальных ПГУ между ротором электрогенератора 5 и ротором паровой турбины 6 устанавливают специальную автоматическую расцепную муфту, которая позволяет отключить ротор паровой турбины и (при наличии байпасной трубы) очень быстро запускать ГТУ (а затем и паровую турбину) или работать без паровой турбины.

Сегодня большинство ПГУ строят многовальными. Пример двухвальной ПГУ представлен на рис. 8.9. Большинство ПГУ выполнено трехвальными, или, как говорят, в виде дубльблока. В них энергоблок состоит из двух ГТУ, снабжающих горячими газами свои котлы-утилизаторы и имеющих свои электрогенераторы. Пар, генерируемый котлами, подается в одну общую паровую турбину, которая будет более экономичной, чем паровая турбина, работающая в одновальной ПГУ (при той же ГТУ и том же котле-утилизаторе).

Существуют аналогичные четырехвальные ПГУ, в которых три ГТУ работают на одну паровую турбину.

Говорить о техническом преимуществе одновальных или многовальных ПГУ вообще, без учета их мощности, привязки к конкретной

электростанции и конкретных потенциальных режимов работы не имеет смысла.

В чем, однако, одновалвные ПГУ имеют несомненное преимущество перед многовалвными — это во времени окупаемости инвестиций: их можно вводить существенно быстрее и, следовательно, с более быстрой окупаемостью вложенных средств.

Страница 41 из 75

#### 8.4. Устройство горизонтального котла-утилизатора

Схема горизонтального *трехконтурного котла-утилизатора* показана на рис. 8.12, а его внешний вид — на рис. 8.13. Для лучшего понимания эти рисунки следует рассматривать совместно.

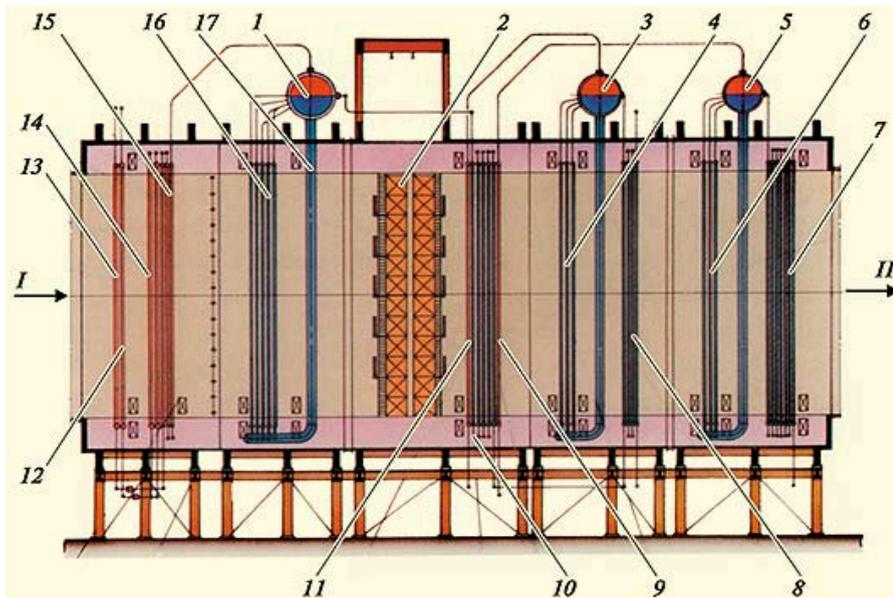


Рис. 8.12. Конструкция горизонтального трехконтурного котла-утилизатора японской фирмы Toshiba

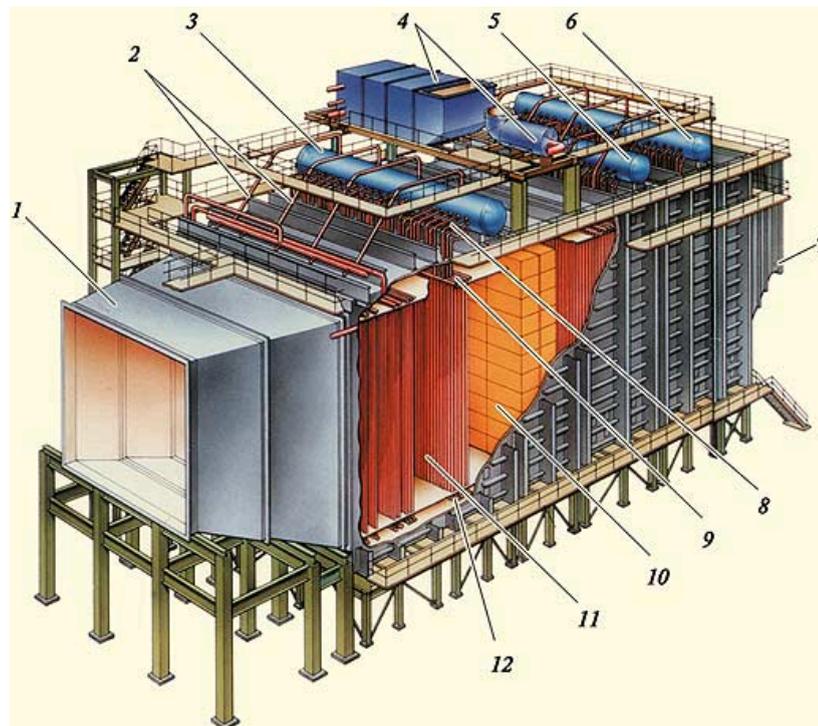


Рис. 8.13. Внешний вид котла-утилизатора, показанного на рис. 8.12

Каркас котла имеет рамную конструкцию. На «крыше» котла помещают барабаны, из которых вниз идет несколько опускающих труб Г-образной формы (см. рис. 8.12). Внизу к ним подсоединяются коллекторы (поз. 12 на рис. 8.13), которые раздают воду на систему серебряных испарительных труб (поз. 16 на рис. 8.12 и поз. 11 на рис. 8.13). Вода поднимается по ним и частично испаряется. Сверху испарительные трубы также объединяются коллекторами 9 (рис. 8.13), из которых по трубам 8 пароводяная смесь возвращается в барабан 3. В барабане происходит отделение пара от воды, которая вновь поступает в опускающие трубы, а сухой насыщенный пар по трубам 2 направляется в пароперегреватель.

Другие испарительные и нагревательные, как видно из рис. рис. 8.12 и рис. 8.13, поверхности устроены точно так же. Разница состоит лишь в том, какая среда (вода или пар) в них движется и сколько рядов труб образует поверхность.

Страница 42 из 75

### 8.5. Преимущества и недостатки ПГУ, их место в зарубежной энергетике и тенденции их развития

Хотя неоднократно отмечались многие достоинства ПГУ, отметим их конспективно еще раз, затронув при этом и их недостатки.

Ярко выраженными преимуществами ПГУ являются следующие.

1. *Парогазовая установка — самый экономичный двигатель*, используемый для получения электроэнергии. На рис. 8.14 показано, как изменялся КПД ПГУ по мере их развития. Кривая 1 представляет собой так называемый теоретический КПД, т.е. максимальный КПД, который может быть получен при достигнутом уровне температуры перед газовой турбиной. Одноконтурная ПГУ с ГТУ, имеющей начальную температуру примерно 1000 °С, может иметь абсолютный КПД около 42 %, что составит 63 % от теоретического КПД ПГУ. Коэффициент полезного действия трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара, в которой температура газов перед газовой турбиной находится на уровне 1450 °С, уже сегодня достигает 60 %, что составляет 82 % от теоретически возможного уровня. Нет сомнений в том, что КПД можно увеличить еще больше (и это раньше или позже произойдет). Весь вопрос состоит только в том, какой ценой будет достигаться это повышение в настоящее время.

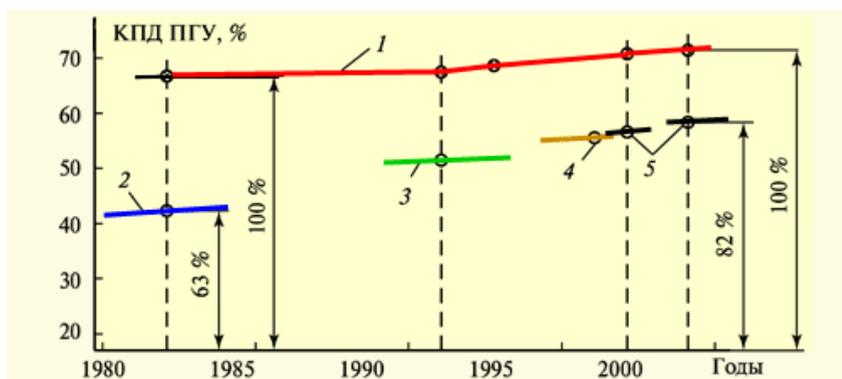


Рис. 8.14. Сравнение экономичности ПГУ разных типов с теоретической (по данным фирмы Siemens)

2. *Парогазовая установка — самый экологически чистый двигатель.* В первую очередь это объясняется высоким КПД — ведь вся та теплота, содержащаяся в топливе, которую не удалось преобразовать в электроэнергию, выбрасывается в окружающую среду и происходит ее тепловое загрязнение. Поэтому уменьшение тепловых выбросов от ПГУ по сравнению с паросиловой будет ровно в той степени, на сколько меньше расход топлива на производство электроэнергии.

Далее ПГУ дают существенно меньшие выбросы оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ) не только потому, что в ГТУ сжигается газ, а многие паросиловые ТЭС работают на угле, но и потому, что в топках энергетических котлов используется диффузионный (а не кинетический) принцип сжигания с большими избытками воздуха и длительным пребыванием топливо-воздушной смеси при высокой температуре.

3. *Парогазовая установка — очень маневренный двигатель,* с которым в маневренности может сравниться только автономная ГТУ. Потенциально высокая маневренность ПТУ обеспечивается наличием в ее схеме ГТУ, изменение нагрузки которой происходит в считанные минуты. Для реализации этих потенциальных маневренных возможностей ПТУ должна быть оснащена байпасной трубой. Для возможности глубокого разгрузки ПГУ она должна быть многовальная.

4. При одинаковой мощности паросиловой и парогазовой ТЭС *потребление охлаждающей воды ПГУ примерно втрое меньше.* Это определяется тем, что мощность паросиловой части ПГУ составляет 1/3 от общей мощности, а ГТУ охлаждающей воды практически не требует.

5. *ПГУ имеет умеренную стоимость установленной единицы мощности,* что связано с меньшим объемом строительной части, с отсутствием сложного энергетического котла, дорогой дымовой трубы, системы регенеративного подогрева питательной воды, использованием более простых паровой турбины и системы технического водоснабжения.

6. *ПГУ имеют существенно меньший строительный цикл.* ПГУ, особенно одновальные, можно вводить поэтапно. Это упрощает проблему инвестиций.

Парогазовые установки практически не имеют недостатков, скорее следует говорить об определенных ограничениях и требованиях к оборудованию и топливу. Установки, о которых идет речь, требуют использования природного газа. Попытки использования тяжелых сортов жидкого и тем более твердого топлива требуют сложных систем подготовки топлива и очистки образующегося газа, что приводит к существенному уменьшению КПД (до 42—44 %). Впрочем, для России, где доля используемого для энергетики относительно недорогого газа превышает 60 % и половина его используется по экологическим соображениям на ТЭЦ, имеются все возможности для сооружения ПГУ.

Показатели зарубежных ПГУ и ГТУ большой мощности для привода электрогенератора с частотой вращения 50 с-1 (по данным обобщения РАО "ЕЭС России")

ПГУ				ГТУ						Паровая турбина
Производитель, тип ПГУ	Год создания	Мощность нетто, МВт	КПД нетто, %	Мощность, МВт	КПД, %	Степень сжатия компрессора	Расход газов, кг/с	Температура входе газов, °С	Количество и тип ГТУ	Мощность, МВт
<b>ABB</b>										
KA 13E-2	1993	485,1	53,5	318,6	35,7	14,6	532,5	524	2 x GT13E2	166,5
KA 13E2-3	1993	727,5	53,5	477,9	35,7	14,6	532,5	524	3 x GT13E2	249,6
KA-26-1	1996	396,0	58,5	257,0	37,8	30,0	542	608	1 x GT26	140,0
KA-26-2	1996	750,0	58,2	465,2	37,8	30,0	542	608	2 x GT26	260,0
<b>GE Power Systems</b>										
S406B	1979	243,1	49,5	153,2	32,2	12,0	139,8	532	4 x MS6001B	93,9
S209E	1979	383,7	52,7	243,2	33,8	12,3	404,1	538	2 x MS900IEC	146,1
S109EC	1994	259,3	54,0	166,6	34,9	14,2	507,6	558	1 x MS900IEC	96,6
S209EC	1994	522,6	54,4	333,2	34,9	14,2	507,6	558	2 x MS900IEC	197,6
S109FA	1994	390,8	56,7	254,1	36,9	15,4	642,3	609,5	1 x MS900IFA	141,8
S209FA	1994	786,9	57,1	508,2	36,9	15,4	642,3	609,5	2 x MS900IFA	289,5
S10911	1997	480,0	60,0	—	—	—	—	—	—	—
<b>Mitsubishi Heavy Industries</b>										
MP CP1(MW-701)	1981	212,5	51,4	142,1	34,8	14,0	441,3	542	1 x MW-701	70,4
MP CP3(MW-701)	1981	642,3	51,8	423,6	34,8	14,0	441,3	542	3 x MW-701	218,7
MP CP1(VW-01F)	1992	399,0	56,9	266,1	38,2	17,0	651,5	586	1 x 701F	132,9
MP CP2(MW-701F)	1992	804,7	57,4	532,2	38,2	17,0	651,5	586	2 x 701F	272,5
MP CP1(MW-701G)	1997	484,4	58,0	328,9	39,55	21,0	737,8	587	1 x 701G	155,5
MP CP2(MW-701G)	1997	972,1	58,2	657,8	39,55	21,0	737,8	587	2 x 701G	314,3
<b>Siemens</b>										
GUD1.94.2	1987	238,0	52,1	154,0	34,5	11,1	513,9	540	1 x V94.2	88,0
GUD2.94.2	1987	478,0	52,3	308,0	34,5	11,1	513,9	540	2 x V94.2	177,0
GUDIS.94.3	1997	285,0	56,0	(182)	36,4	14,0	527,1	570	1 x V94.3	108,5
GUD2.94.3	1997	558,0	54,4	364,0	36,4	14,0	527,1	570	2 x V94.3	205,0
GUDIS.94.3A	1995	380,0	58,0	(255)	38,5	17,0	641	562	1 x V94.3A	130,0
GUD2.94.3A	1995	760,0	58,0	510,0	38,5	17,0	641	562	2 x V94.3A	260,0

Ведущими западными фирмами создана широкая номенклатура ГТУ (см. табл. 8.3), позволяющая удовлетворить практически любые требования заказчиков, использующих эти ГТУ для сооружения ПГУ.

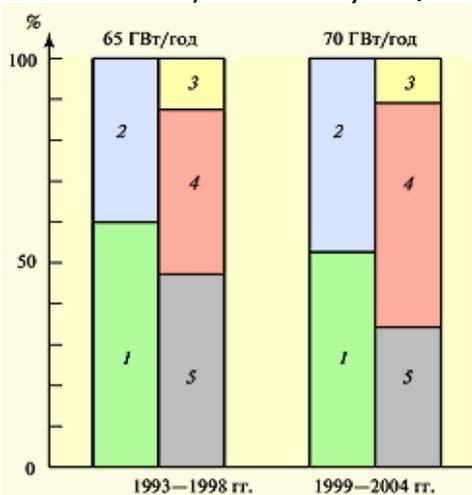


Рис. 8.15. Прогноз фирмы Siemens по ежегодным заказам на оборудование для ТЭС (прогноз сделан в 1999 г.)

За рубежом ведется массовое строительство ПГУ. Его тенденции можно увидеть из рис. 8.15, на котором представлен прогноз мировых заказов, составленный фирмой Siemens на ближайшую пятилетку. Общий ежегодный заказ на теплоэнергетические мощности возрастет с 64 до 70 ГВт. В 1993—1998 гг. доля паровых турбин мощностью более 20 МВт составляла 60 %, а ГТУ мощностью более 50 МВт — 40 %. В 1999—2004 гг. заказ на ГТУ возрастет до 48 %, причем доля ПГУ увеличится с 40 до 52 %. Доля паровых турбин также возрастает, однако часть их, естественно, будет использоваться в ПГУ. Вместе с тем доля ГТУ, работающих автономно в качестве пиковых агрегатов, остается неизменной и

будет составлять 12 %. Все это говорит о том, что строительство ПГУ является преобладающей тенденцией в современной теплоэнергетике.

## **ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ И СОСТОЯНИЕ ЭНЕРГЕТИКИ И ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ РОССИИ**

### **9.1. Понятие о техническом уровне энергетики и теплоэнергетики**

Технический уровень энергетики характеризуется способностью его генерирующих объектов (ТЭС, ТЭЦ, АЭС, ГЭС и других электростанций) и электрических сетей обеспечить потребителей в любой момент времени требуемым количеством электрической и тепловой энергии, требуемого качества (нормированных частоты и напряжения для электроэнергетики и нормированных температуры и давления для сетевой воды) при обеспечении высокой экономичности, надежности производства и максимальной безопасности с минимальным вредным влиянием на людей и окружающую среду.

Из этого определения следует, что потребителю необходима не электрическая и тепловая энергия вообще, а вполне определенного качества. Его, например, не устроит частота сети в 48 Гц, ведь тогда производительность такого оборудования, как станки, насосы и т.д., снизится. Не устроит его в ряде случаев и частота сети 51 Гц, — тогда будет происходить перегрузка электродвигателей и преждевременный выход их из строя. Тем более недопустим недостаточный нагрев прямой сетевой воды на ТЭЦ при суровых морозах

Жестко поставленные требования к качеству электроэнергии и параметрам сетевой воды и порождают главную проблему производства электроэнергии: в любой момент времени при любых потребностях в электрической и тепловой энергии их источники должны производить столько электрической и тепловой энергии, чтобы их параметры (качество) оставались в нормативных пределах. Это выполняется эксплуатационным персоналом электростанций по указанию диспетчерских служб энергосистем путем нагружения, разгружения, пуска и остановки отдельных турбогенераторов. К сожалению, ни один из видов генерирующих источников не является универсальным в том смысле, что он готов работать легко, свободно, экономично и надежно в любых режимах. Например гидротурбины ГЭС способны в считанные секунды без каких-либо последствий для оборудования изменять свою нагрузку, но вынуждены работать при максимальной и постоянной нагрузке весной (при переполняемых паводковыми водами водохранилищах). Еще несколько примеров: энергоблоки АЭС не могут разгружаться (без резкого снижения экономичности и надежности) ниже 50—60 % номинальной мощности. Автономные ГТУ способны очень быстро и сравнительно безопасно для себя изменять электрическую нагрузку, но не должны долго работать из-за сравнительно низкой экономичности. ТЭЦ способны участвовать в регулировании электрической нагрузки лишь в узком диапазоне, так как во многих случаях эта нагрузка определяется требованиями потребителей тепловой энергии. Мощные паротурбинные энергоблоки не могут работать с частыми и быстрыми остановками без появления трещин в основных деталях. Таким образом, высокий технический уровень энергетики может быть обеспечен только при гармоничной структуре генерирующих мощностей: в энергосистеме должны быть и АЭС, вырабатывающие

дешевую электроэнергию, но имеющие серьезные ограничения по диапазону и скорости изменения нагрузки, и ТЭЦ, отпускающие тепло и электроэнергию, количество которой зависит от потребностей в тепле, и мощные паротурбинные энергоблоки, работающие на тяжелых топливах, и мобильные автономные ГТУ, покрывающие кратковременные пики нагрузки.

Основным показателем технического уровня ТЭС и АЭС является экономичность. Связано это с тем, что в эксплуатационных издержках при производстве на ТЭС электрической и тепловой энергии стоимость топлива составляет 70—75 %, т.е. она является определяющей. Любые неполадки, вынужденные простои оборудования, технические ограничения мощности, старение и аварии сразу же сказываются на экономичности теплоэнергетических объектов, и поэтому ее уровень объективно отражает технический уровень теплоэнергетики.

Страница 44 из 75

## 9.2. Номенклатура генерирующих теплоэнергетических мощностей и структура выработки электроэнергии

Установленная мощность всех электростанций России на 01.01.2001 г. составила 204, 55 млн кВт, а мощность АЭС (по данным концерна «Росэнергоатом») — 21,24 млн кВт. Из табл. 9.1 видно, что установленная мощность ТЭС составляет почти 2/3 суммарной установленной мощности, доля ГЭС — 21 %, а доля АЭС — более 10 %. В табл. 9.1 приведены также данные по производству электроэнергии, которые примерно пропорциональны установленной мощности (за исключением выработки на АЭС). С помощью теплового цикла (ТЭС и АЭС) вырабатывается 76,9 % электроэнергии.

Таблица 9.1

Установленная мощность электростанций России и выработка электроэнергии в 2000 г.

Тип электростанции	Установленная мощность		Выработка электроэнергии	
	млн кВт	%	млрд кВт ч	%
ТЭС	131,42	64,0	534,57	62,0
ГЭС	42,84	21,0	163,11	18,9
ГАЭС, ГеоТЭС, ветровые	1,22	0,6	1,33	0,1
<b>Итого</b>	<b>175,06</b>	<b>85,6</b>	<b>699,01</b>	<b>81,0</b>
АЭС	21,24	10,4	128,90	14,9
Прочие электростанции	8,15	4,0	34,9	4,1
<b>Итого по России</b>	<b>204,97</b>	<b>100</b>	<b>862,81</b>	<b>100</b>

Поскольку предметом нашего изучения в основном является теплоэнергетика, т.е. ТЭС, работающие на органическом топливе, то нам необходимо отметить два значения: установленная мощность ТЭС составляет 131,42 млн кВт, а выработка электроэнергии ими — 534,57 млрд кВт·ч. К ним мы будем относить все данные последующего анализа.



На рис. 9.1 с точностью до 1 % показана структура теплоэнергетических мощностей и

выработка электроэнергии ТЭС России, которые практически совпадают. Треть мощностей составляют энергоблоки СКД с промежуточным перегревом на параметры пара 240 ат, 540 °С/540 °С (23,5 МПа, 540 °С/540 °С). К ним относятся теплофикационные энергоблоки мощностью 250 МВт и конденсационные энергоблоки мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт.

Другая треть мощностей и выработки электроэнергии обеспечивается теплофикационными турбоустановками на начальное давление 130 ат (12,8 МПа) и начальную температуру 540 °С. Эти турбоустановки не имеют промежуточного перегрева пара. Они оснащены турбинами ТМЗ типов Т-175-12,8, Т-100-12,8, Т-50-12,8, ПТ-135-12,8, ПТ-50-12,8, Р-100-12,8, Р-70-12,8, Р-40-12,8 и ЛМЗ типов ПТ-80-12,8, ПТ-60-12,8 и Р-50-12,8.

Оставшаяся часть установленной мощности и выработки электроэнергии распределяется между:

- энергоблоками на начальное давление 130 ат (12,8 МПа) с промежуточным перегревом пара с турбинами ЛМЗ типа Т-180-12,8 и К-200-12,8 и турбинами ХТЗ типа К-150-12,8;
- устаревшими турбоустановками без промежуточного перегрева пара на начальное давление 90 ат (8,8 МПа);
- прочими турбоустановками.

Видно, что доля устаревшего оборудования и выработка электроэнергии весьма значительна (соответственно 12 и 11 %), и это не может не снижать общие показатели работы ТЭС.

Таблица 9.2

Номенклатура, установленная мощность и выработка электроэнергии энергоблоками СКД ТЭС России на 1.01.2001 г.					
Суммарная установленная мощность — 131,422 млн кВт					
Суммарная выработка электроэнергии 534,573 млрд кВт ч					
Мощность энергоблока, МВт	Количество установленных энергоблоков	Установленная мощность		Выработка электроэнергии	
		МВт	%	млн кВт·ч	%
<b>Конденсационные:</b>					
1200	1	1 200	0,91	4 104	0,77
800	14	11 116	8,46	51 957	9,72
500	7	3 370	2,56	14 660	2,74
300	76	22 328	16,99	78 638	14,71
<b>Итого</b>	<b>98</b>	<b>38 014</b>	<b>28,92</b>	<b>149 359</b>	<b>27,94</b>
<b>Теплофикационные:</b>					
250	21	5 250	4,0	31 034	5,81
<b>Итого</b>	<b>119</b>	<b>43 264</b>	<b>32,92</b>	<b>180 393</b>	<b>33,75</b>

В табл. 9.2 представлены данные по энергоблокам СКД, установленным на ТЭС России. Конденсационные энергоблоки СКД составляют 29 % по мощности и 28 % по выработке электроэнергии. Большая часть установленной мощности и выработки электроэнергии обеспечивается 76 энергоблоками мощностью 300 МВт. Почти 10 % электроэнергии вырабатывается энергоблоками мощностью 800 МВт, которые, наравне с

энергоблоком мощностью 1200 МВт, являются лучшими в нашей теплоэнергетике.

Таблица 9.3

**Номенклатура, установленная мощность и выработка электроэнергии энергоблоками с промежуточным перегревом пара на начальное давление 130 ат (12,8 МПа) ТЭС России на 1.01.2001 г.**

Суммарная установленная мощность — 131,422 млн кВт  
Суммарная выработка электроэнергии 534,573 млрд кВт ч

Мощность энергоблока, МВт	Количество установленных энергоблоков	Установленная мощность		Выработка электроэнергии	
		МВт	%	млн кВт·ч	%
<b>Конденсационные:</b>					
200	76	15 560	11,8	63 395	1 186
150	24	3 640	42,77	13 530	2,53
<b>Итого</b>	<b>100</b>	<b>19 200</b>	<b>14,61</b>	<b>76 925</b>	<b>14,39</b>
<b>Теплофикационные:</b>					
180	18	3 240	2,46	17 907	3,35
<b>Итого</b>	<b>118</b>	<b>22 440</b>	<b>17,07</b>	<b>94 832</b>	<b>17,74</b>

В табл. 9.3 представлена номенклатура по энергоблокам с промежуточным перегревом пара на начальное давление 130 ат (12,8 МПа). Примерно из 17 % установленной мощности и выработки электроэнергии 12 % обеспечивается энергоблоками мощностью 200 МВт, которые никак нельзя отнести к современным ни по уровню мощности, ни по уровню экономичности.

Таблица 9.4

**Номенклатура, установленная мощность и выработка электроэнергии ТЭС с турбинами без промежуточного перегрева на начальное давление на 130 ат на 1.01.2001 г.**

Суммарная установленная мощность — 131,422 млн кВт  
Суммарная выработка электроэнергии 534,573 млрд кВт ч

Тип турбин	Количество турбин	Установленная мощность		Выработка электроэнергии	
		МВт	%	Млрд кВт·ч	%
Теплофикационные турбины типа Т мощностью 50 — 185 МВт	0	21 380	16,27	—	—
Турбины с противодавлением мощностью 40—100 МВт	99	5 620	4,28	—	—
Турбины с двумя регулируемым отборами пара мощностью 50 — 140 МВт	205	15 400	11,72	—	—
<b>Итого</b>	<b>524</b>	<b>42 400</b>	<b>32,27</b>	<b>170,406</b>	<b>31,88</b>

Аналогичные данные для ТЭС на начальное давление 130 ат без промежуточного перегрева пара представлены в табл. 9.4. Оборудование этого класса вырабатывает столько же электроэнергии, сколько и энергоблоки СКД (см. рис. 9.1, однако для этого требуется 524 турбины, а не 119 (см. табл. 9.2). В значительной степени это определяется потребностями в тепловой энергии (производственный пар или сетевая вода), которые диктуют и электрическую мощность. Однако важно то, что ТЭС только рассматриваемого типа, выполняя свою роль источников тепловой энергии, обеспечивают очень высокий процент выработки электроэнергии.

Таблица 9.5

**Номенклатура, установленная мощность и выработка электроэнергии устаревшим оборудованием на начальное давление 90 ат (8,8 МПа) электростанциями России на 1.01.2001 г.**

Суммарная установленная мощность — 131,422 млн кВт  
Суммарная выработка электроэнергии 534,573 млрд кВт ч

Оборудование	Количество турбин	Установленная мощность		Выработка электроэнергии	
		МВт	%	Млн кВт·ч	%
Конденсационные турбины мощностью 25—100 МВт	71	4 565	3,47	15 093	2,82
Турбины типа Т мощностью 25—100 МВт	75	4 155	3,16	} 45 500	8,51
Турбины типа ПТ, П и ПР мощностью 9—80 МВт	171	5 644	4,29		
Турбины с противодавлением малой мощности	62	1 393	1,06		
Итого	379	15 767	11,98	60 593	11,33

В табл. 9.5 приведены данные по номенклатуре устаревших турбин, введенных в эксплуатацию еще в 40—50-е годы прошлого столетия. Среди них конденсационные турбины мощностью до 100 МВт, а также 308 теплофикационных турбин, которые обеспечивают 8,51 % выработки электроэнергии.

Из табл. 9.2—9.5 можно извлечь интересную информацию (рис. 9.2) об удельном весе оборудования различного типа. Именно она позволяет наметить пути модернизации нашей энергетики.

Наибольшую установленную мощность (16,99 %) имеют энергоблоки с турбинами типа К-300-23,5 в количестве 76 шт., из которых 49 турбин ЛМЗ работает на газомазутных ТЭС, а 27 турбин ХТЗ — на пылеугольных ТЭС, в основном, Сибири.

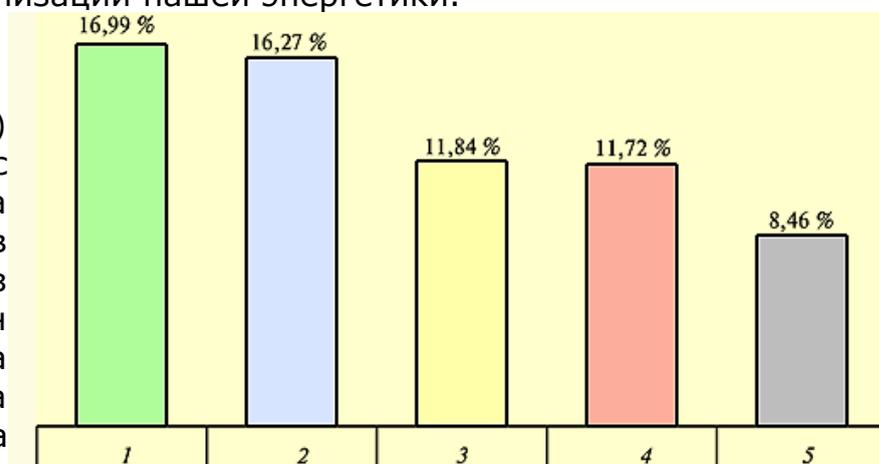


Рис. 9.2. Доля установленных мощностей различного типа на ТЭС России

Почти такая же доля установленной мощности (16,27 %) турбин типа Т, установленных на ТЭЦ без промежуточного перегрева на начальное давление 130 ат (12,8 МПа). Из суммарной мощности этих турбин в 42,4 млн кВт (см. табл. 9.4) 16,6 млн кВт имеют 166 турбин типа Т-100-12,8 ТМЗ мощностью 100—110 МВт.

Третье место по установленной мощности (11,84 %) занимают энергоблоки с турбинами типа К-200-12,8 мощностью 200—215 МВт. Из 76 энергоблоков с этими турбинами 38 — газомазутные и 38 — пылеугольные.

Почти такую же установленную мощность (11,72 %) имеют теплофикационные турбины типа ПТ на 130 ат (12,8 МПа). В основном,

это турбины типов ПТ-60-12,8 ЛМЗ (116 турбин мощностью 6,96 кВт), ПТ-80-12,8 ЛМЗ (50 турбин суммарной мощностью 4 млн кВт), ПТ-135-12,8 ТМЗ (24 турбины суммарной мощностью 3,24 млн кВт).

Наконец, пятое место по установленной мощности (8,46 %) занимают энергоблоки 800 МВт с 14 турбинами К-800-23,5 ЛМЗ, 12 из которых работает на газомазутном топливе, а 2 — на угле.

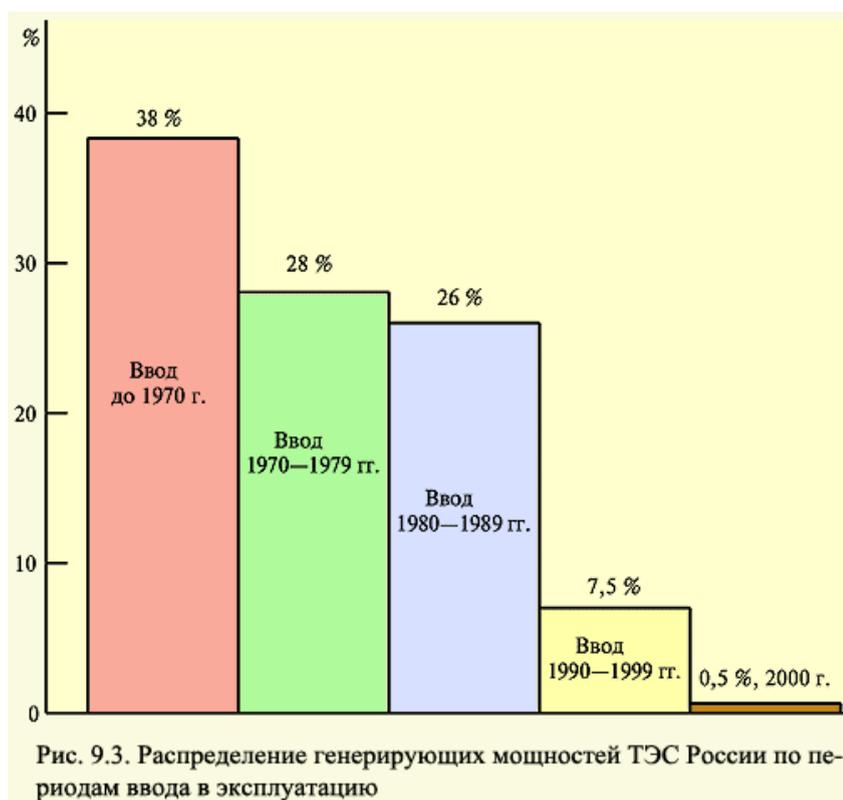
В номенклатуре ТЭС России практически отсутствуют ГТУ. Их суммарная установленная мощность составляет всего 1394 МВт (примерно 1 %), а выработка 1,462 млрд кВт·ч (менее 0,3 %). Аналогичная ситуация и с ПГУ: суммарная установленная мощность составляет 470 МВт, выработка — 1,95 млрд кВт·ч, а сами они относятся к устаревшим типам (см. лекцию 8). Здесь необходимо отметить, что ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ была введена в опытно-промышленную эксплуатацию 22 декабря 2000 пив рассматриваемую статистику не вошла.

Страница 45 из 75

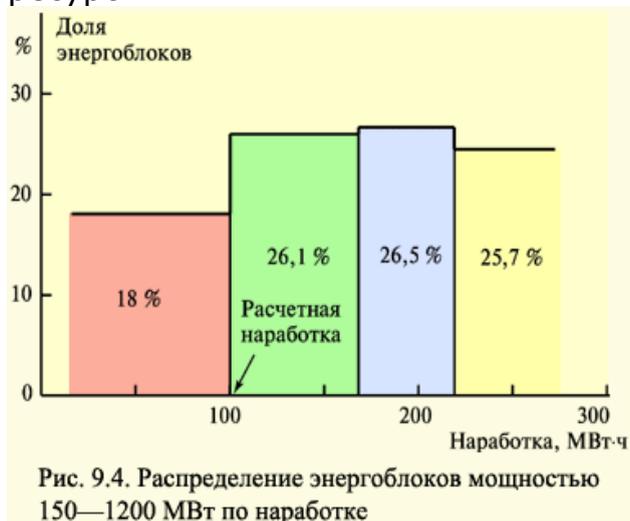
### **9.3. Возрастной состав оборудования ТЭС и ТЭЦ России**

Значительная доля оборудования ТЭС и электрических сетей в энергетике России, отслужившего свой расчетный срок службы, — это главная проблема энергетике России. Опасность лавинообразного выхода из строя оборудования электростанций из-за его старения заставляет самым серьезным образом отнестись к этой проблеме (см. лекцию 12). Здесь мы рассмотрим ее истоки — возрастной состав оборудования.

Достаточно ясное представление о «возрасте» генерирующего оборудования дает гистограмма, представленная на рис. 9.3. Видно, что 38 % генерирующего оборудования введено в эксплуатацию до 1970 г. (это оборудование реально введено в эксплуатацию в период 1945—1970 гг., хотя есть и более старое). Далее 2/3 установленного оборудования имеют возраст не менее 20 лет.



Конечно, «возраст» (как и у человека) не определяет однозначно состояние оборудования, однако оценки РАО «ЕЭС России» говорят, что 17 % работающего генерирующего оборудования уже выработало свой ресурс.



Рассмотрим возрастной состав конкретного оборудования ТЭС, в первую очередь паровых турбин в порядке их долей в выработке электроэнергии, представленных в табл. 9.2—9.5 и на рис. 9.2.

На рис. 9.4 показано распределение энергоблоков мощностью от 150 до 1200 МВт по наработкам, которое дает общее представление о «возрасте» этой большой группы оборудования, охватывающей примерно 29 % генерирующего оборудования ТЭС.

Видно, что только 18 % этого оборудования имеют наработку менее расчетной, равной  $10^5$  ч. Это означает, что к 82 % оборудования должно быть уделено особое внимание, обеспечивающее исключение катастрофических последствий.

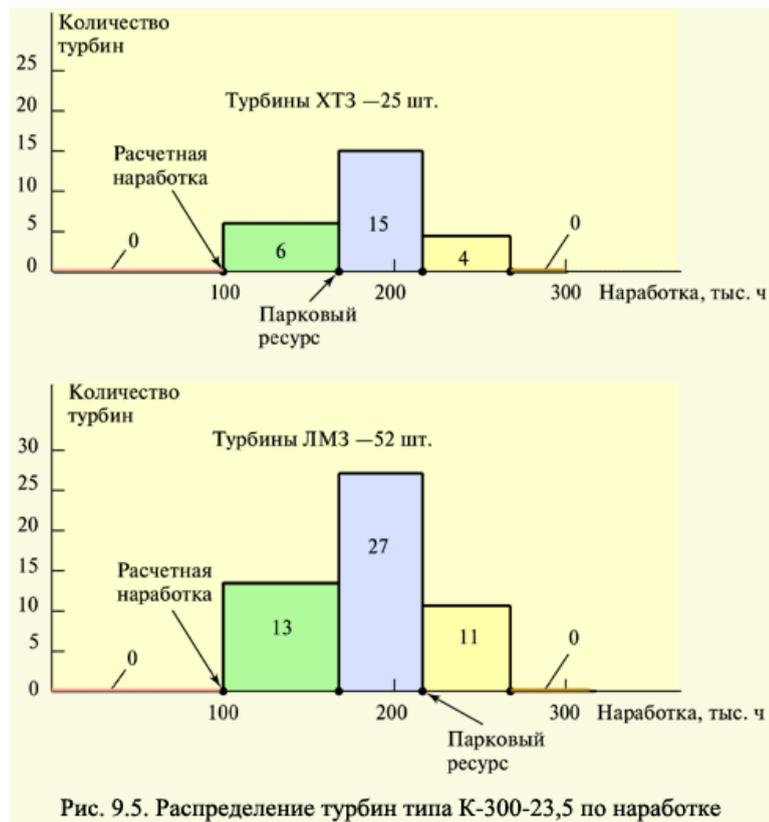


Рис. 9.5. Распределение турбин типа К-300-23,5 по наработке

Основную долю мощности энергоблоков обеспечивают энергоблоки с турбинами К-300-23,5 (см. рис. 9.2), данные по наработке которых представлены на рис. 9.5. Видно, что из 77 турбин все, кроме одной, имеют наработку, превосходящую расчетную, а 30 турбин — даже парковую. Только 46 турбин могут считаться относительно благополучными, так как они пока еще не достигли паркового ресурса, но превзошли все-таки расчетную наработку.

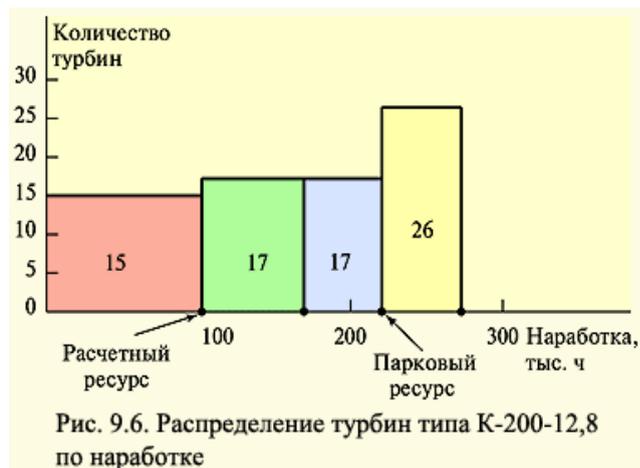


Рис. 9.6. Распределение турбин типа К-200-12,8 по наработке

Аналогичное распределение по наработке для турбин LM3 типа К-200-12,8 представлено на рис. 9.6. Только 15 турбин из 75 имеют наработку меньше расчетной, а 26 — превышают парковую.

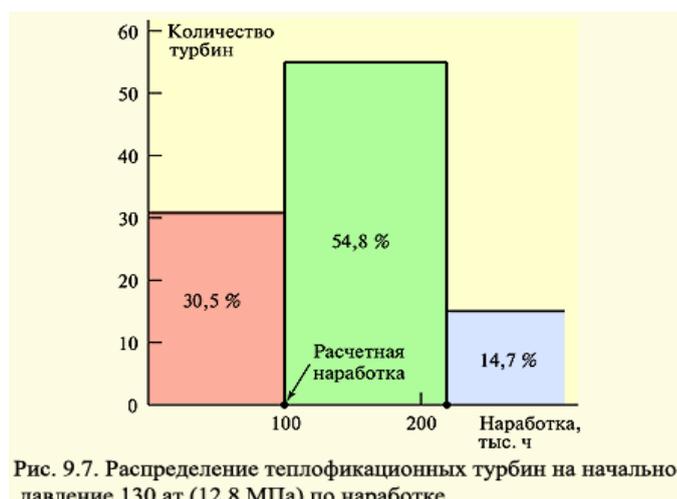


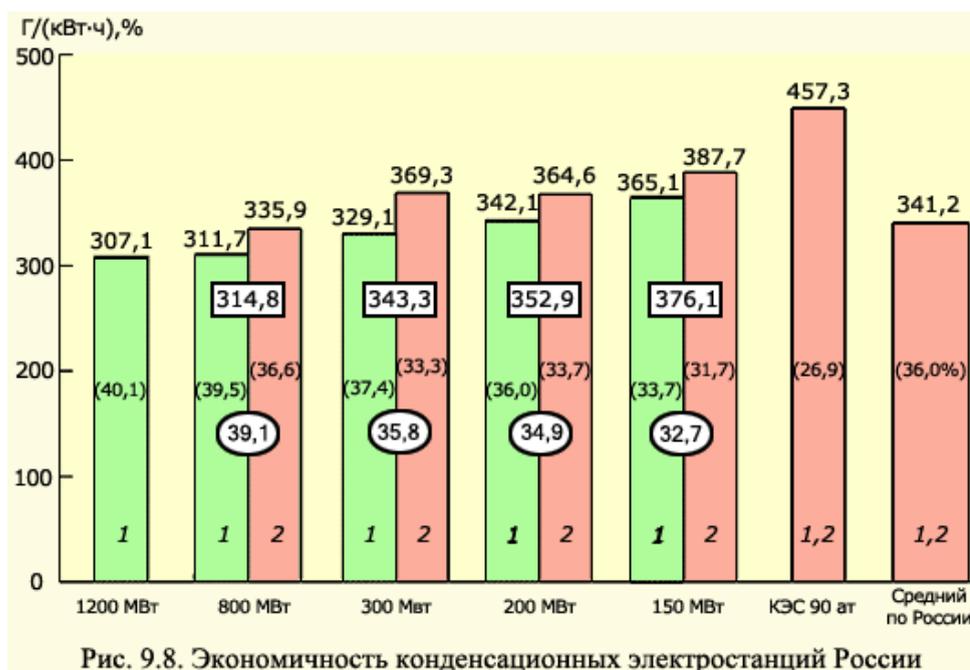
Рис. 9.7. Распределение теплофикационных турбин на начальное давление 130 ат (12,8 МПа) по наработке

На рис. 9.7 представлено распределение по наработкам для теплофикационных турбин на начальное давление 130 ат (12,8 МПа), т.е. тех, которые обеспечивают более 16 % выработки электроэнергии (см. рис. 9.2). Видно, что почти треть турбин имеет наработку, превышающую расчетную, а 14,7 % — превышающей ее более чем вдвое.

Особо следует сказать об энергоблоках мощностью 800 МВт, обеспечивающих 8,5 % выработки электроэнергии (см. рис. 9.2). Они являются хорошей иллюстрацией того, что ни календарный срок работы, ни даже наработка не являются параметрами, однозначно определяющими предельное состояние. Энергоблоки 800 МВт — «молоды» по сравнению с оборудованием, рассмотренным выше. Энергоблоки 200 и 300 МВт были спроектированы для работы с начальной температурой и температурой промперегрева 565 °С, а затем сразу же после изготовления эти температуры были снижены до 540 °С для обеспечения надежности паропроводов. Это создало резерв долговечности и в дальнейшем обеспечило парковый ресурс в 220 тыс. ч для турбин ЛМЗ и 170 тыс. ч для турбин ХТЗ. Турбины для энергоблоков 800 МВт проектировались сразу же на температуры свежего и вторично перегретого пара 540 °С. Поэтому их расчетный ресурс в 100 тыс. ч может оказаться весьма близким к парковому. Это покажет ближайшее будущее.

Страница 46 из 75

#### 9.4. Экономичность электростанций



На рис. 9.8 показана экономичность оборудования конденсационных электростанций России. Числа над столбцами дают значения удельного расхода условного топлива, значения в скобках — КПД нетто, значения в рамках — осредненные значения удельного расхода для суммарного количества энергоблоков каждого типа. Последний столбец получен осреднением для ТЭС всей России. Точнее, они получены делением суммарного количества электроэнергии, отпущенной всеми ТЭС, на то расчетное суммарное количество условного топлива, которое затрачено для этой цели. Еще раз подчеркнем, что поскольку расход топлива при выработке электрической и тепловой энергии на ТЭС распределяется между ними условно, то сам удельный расход является условной величиной в тем большей степени, чем больше доля электроэнергии, выработанной на тепловом потреблении. Тем не менее, если способ разделения экономии топлива не изменяется из года в год, то получаемые расчетные значения правильно отражают тенденцию, но не позволяют сравнить точно с другими странами, где доля теплофикации другая (или ее нет совсем). Из рис. 9.8 видно, что экономичность энергоблоков, спроектированных даже на одинаковые параметры (1200, 800 и 300 МВт), зависит от мощности: чем больше мощность, тем выше КПД.

Недопустимо низким является КПД конденсационных ТЭС на начальное давление 90 ат (8,8 МПа), который составляет 26,9 %.

Страница 47 из 75

### 9.5. Оценка технического уровня ТЭС России

Для оценки технического уровня ТЭС достаточно рассмотреть рис. 9.9. Лучшие пылеугольные энергоблоки ТЭС западных стран имеют КПД на уровне 45 %. Даже если учесть некоторую некорректность сравнения средних показателей группы энергоблоков России и лучших западных ТЭС, разница в КПД составит не менее 5 % (абс.), что дает разницу в расходе топлива в 10—12 %.

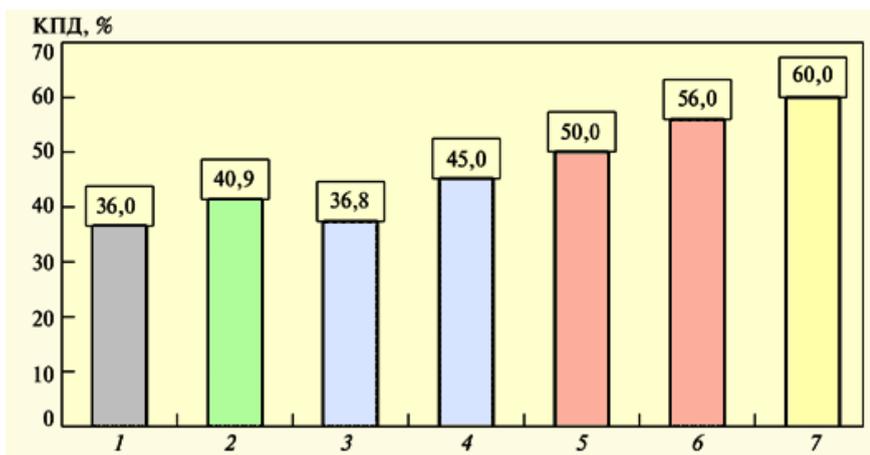


Рис. 9.9. Сравнение экономичности энергоблоков ТЭС России и Запада:  
 1 — средний КПД по ТЭС России; 2 — КПД газомазутного энергоблока 800 МВт Нижневарттовской ГРЭС; 3 — средний КПД пылеугольных энергоблоков 500 МВт Рефтинской ГРЭС; 4 — средний КПД зарубежных пылеугольных энергоблоков нового поколения на повышенные параметры пара; 5 — КПД ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ при работе в конденсационном режиме; 6 — «стандартная» западная ПГУ утилизационного типа; 7 — перспективные западные ПГУ

Еще большее отличие возникает при сравнении с парогазовыми технологиями. Первый в России введенный в эксплуатацию парогазовый блок ПГУ-450Т на Северо-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербурга в конденсационном режиме имеет КПД на уровне 50 %. «Стандартная» ПТУ, вводимая на Западе, имеет КПД на уровне 56 % и в ближайшем будущем он достигнет 60 %.

Таблица 9.6

Годы выпуска головных образцов паровых турбин

Турбина	Год выпуска
Т-100-130	1961
К-300-240	1961
К-200-130	1958
К-800-240	1970 (1975, 1982)
на 90 ат (8,8 МПа)	1945—1950
Т-250-240	1972
К-1200-240	1978

Таким образом, сегодня *технический уровень оборудования, установленного на ТЭС России, существенно ниже современного*, и последствия этого выражаются, прежде всего, в значительном пережоге топлива и соответственно в ухудшенных экономических показателях ТЭС.

Главной причиной технического отставания является *моральное старение* работающего оборудования (табл. 9.6).

Достаточно увидеть, что головные образцы паровых турбин типов Т-100-12,8, К-200-12,8, составляющие основу генерирующих теплоэнергетических мощностей (см. рис. 9.2) были изготовлены на рубеже 50—60-х годов прошлого столетия. Их проектирование началось сразу же после Великой Отечественной войны. Уровень проектирования

и изготовления в те годы, естественно, значительно отличался от современного. Хотя ряд турбин этого типа модернизирован, их технический уровень в принципе не может соответствовать современному.

Другой причиной низкого технического уровня является *физическое старение* из-за его длительной работы. Хотя при капитальных ремонтах происходит полное восстановление работоспособности оборудования, в процессе длительной работы возникает больший или меньший износ элементов турбины и вспомогательного оборудования. Возникает все больше отказов элементов энергетического оборудования, ухудшаются характеристики их надежности. В конечном счете, это приводит к уменьшению абсолютного КПД ТЭС и ТЭЦ в зависимости от срока службы на 1–2 % (абс.).

Третья причина — архаичная структура генерирующих мощностей с преобладанием установок относительно малой мощности на относительно низкие параметры пара с большим расходом топлива на собственные нужды, отсутствие современных парогазовых технологий, использующих природный газ и твердое топливо, преобладание доли базовых мощностей, затрудняющих рациональное покрытие переменной части графика нагрузок.

Возможные пути преодоления этих кризисных явлений в энергетике, которые являются отражением кризиса в экономике страны, мы рассмотрим в следующей лекции.

Страница 48 из 75

## **ЗАРУБЕЖНЫЕ КЛАССИЧЕСКИЕ ПАРОТУРБИННЫЕ ЭНЕРГОБЛОКИ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ**

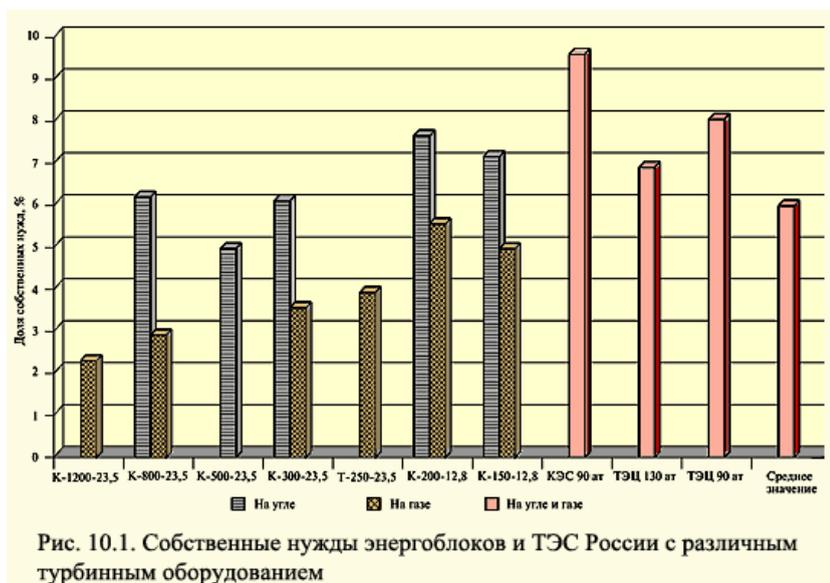
### **10.1. Основные пути совершенствования энергетического оборудования классических ТЭС**

Из лекции 9 мы уже знаем, что *производство электроэнергии в России базируется на использовании классических ТЭС и ТЭЦ, работающих на органическом топливе*. Несмотря на то, что в последние годы в России все шире вводятся ПТУ и ГТУ, классические ТЭС доминируют и еще долгие годы будут доминировать в теплоэнергетике России. Тем более это относится к ТЭС, работающим на твердом топливе, массовое использование для которых парогазовых технологий пока дело отдаленного будущего. Поэтому понимание тех резервов, которые пока еще не используются при создании и эксплуатации традиционных ТЭС, а также тенденций их развития представляется очень важным.

КПД нетто энергоблока как составной части ТЭС определяется соотношением:

$$\eta_{\text{ТЭС}}^{\text{нетто}} = \eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{к}} (1 - N_{\text{с.н}}/N_{\text{э}})$$

где  $N_{\text{с.н}}/N_{\text{э}}$  — доля собственных электрических нужд  $N_{\text{с.н}}$ ;  $N_{\text{э}}$  — мощность на зажимах электрогенератора;  $\eta_{\text{к}}$  — КПД котла;  $\eta_{\text{ПТУ}}$  — КПД паротурбинной установки.



На рис. 10.1 показана доля *собственных нужд* энергоблоков и ТЭС с поперечными связями. В среднем по России они составляют 5,8 %, наибольшие значения соответствуют старым ТЭС на начальное давление 90 ат и энергоблокам, работающим на угле.

Экономичность котлов, работающих на газе, составляет 90—93 %, а малых котлов, работающих на твердом топливе может быть менее 80 %. Имеются отдельные ТЭС, на которых КПД котлов достигает 95—96 %.

Наименьшую экономичность имеют паротурбинные установки: их КПД не превышает 45 %. Это связано не с несовершенством оборудования, а с законами термодинамики: тепло конденсации пара, отработавшего в турбине и передаваемого охлаждающей воде в конденсаторе, составляет половину теплоты, поступившей в котле от топлива к рабочему пару.

Низкое значение КПД ПТУ и обуславливает эффективность его первоочередного повышения. Конечно, и уменьшение расхода электроэнергии на привод питательных, циркуляционных и конденсатных насосов, на систему маслоснабжения, охлаждения генераторов, и повышение КПД котла играет большую роль в экономии топлива, однако эффект от этого меньше, чем от повышения КПД ПТУ. Поэтому именно паротурбинной установке ниже уделяется основное внимание.

**Основными потенциальными методами повышения экономичности ПТУ являются:**

- аэродинамическое совершенствование паровой турбины;
- совершенствование термодинамического цикла, главным образом, путем повышения параметров пара, поступающего из котла, и снижения давления пара, отработавшего в турбине;
- совершенствование и оптимизация тепловой схемы и ее оборудования.

Страница 49 из 75

## 10.2. Сравнительный анализ технического уровня отечественных и зарубежных паровых турбин

Прежде всего, подчеркнем, что сейчас пойдет речь о паровой турбине только как об энергетической машине, преобразующей потенциальную энергию пара высоких давления и температуры в кинетическую энергию

вращения ротора. Иными словами, речь идет о сравнении отечественных и зарубежных паровых турбин, имеющих одинаковое назначение, одинаковые начальные параметры пара, близкую номинальную мощность, подсоединенных к примерно одинаковым электрогенераторам. Если сказать еще короче, то нас будет интересовать качество проточной части и совершенство собственно конструкции паровой турбины.

Выше уже отмечалось высокое совершенство паровой турбины. Еще раз подчеркнем ее исключительную роль в процессе выработки электроэнергии: если путем ее совершенствования удастся увеличить мощность паровой турбины на 1 %, то КПД ТЭС возрастет также на 1 %; если же на той же ТЭС сэкономить 1 % топлива в котле, то ее КПД возрастет только на 0,4 %, так как КПД преобразования теплоты в работу находится на уровне 40 %.

Совершенствование турбины — это самый универсальный способ повышения экономичности ТЭС: он всегда дает эффект вне зависимости от параметров пара, тепловой схемы, условий эксплуатации и т.д. Даже наоборот: чем менее совершенна турбоустановка, тем больший относительный эффект от совершенствования турбины.

Та часть работоспособности пара, которую при его протекании в турбине удалось преобразовать в работу, находится на уровне 40 %. Часть работоспособности пара, которую при его протекании в турбине не удалось преобразовать в работу, условно называется потерей энергии.

Наибольшие потери возникают при течении пара в сопловых и рабочих решетках, особенно в ЦВД и ЦНД, где оно носит явно выраженный пространственный характер и точный расчет которого затруднителен.

Вторыми по значению являются так называемые *потери с выходной скоростью*. Объем пара, покидающего ЦНД огромен (напомним, что при давлении за последней ступенью 4 кПа объем, занимаемый 1 кг пара, составляет 29 м<sup>3</sup>), а площадь для выхода пара из каналов рабочих лопаток последней ступени ограничена их прочностью. Поэтому средняя скорость пара, покидающего ступень, может превышать 300 м/с, энергия этого пара не используется для выработки мощности и поэтому теряется.

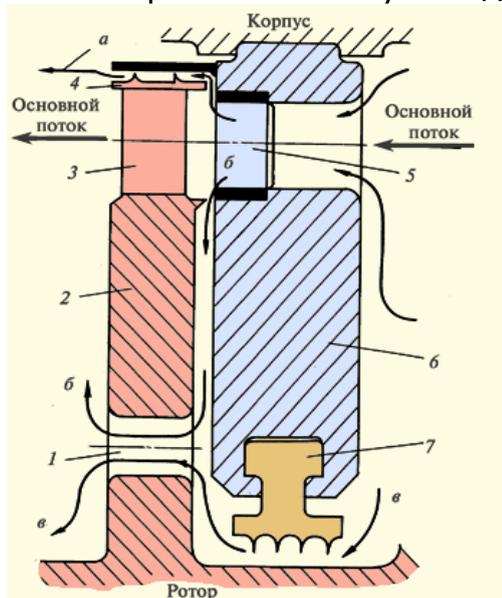


Рис. 10.2. Протечки в ступени турбины

Третьими по значению являются паразитные протечки пара мимо сопловых и рабочих решеток (рис. 10.2): периферийная, корневая (у корня рабочих лопаток), диафрагменная. Пар протечек не поступает на рабочие лопатки ступени и потому не производит работы.

Аэродинамическое совершенствование турбин за рубежом в последние 20 лет было связано, прежде всего, с практическим внедрением в реальные конструкции предложений, большинство из которых сделано еще советскими учеными 30—35 лет назад, к которым отечественное

турбостроение в силу объективных причин оказалось невосприимчивым. Отметим наиболее важные разработки.

Саблевидные сопловые лопатки. Традиционно сопловые лопатки выполняют прямыми (см. рис. 6.3) и устанавливают их радиально. Связано это с простотой изготовления диафрагм.

Саблевидными лопатками называются изогнутые лопатки, напоминающие по внешнему виду саблю (в зарубежной литературе используются термины «банановая» и «трехмерная»). Пока саблевидные лопатки используют только для сопловых решеток.

Сопловые саблевидные лопатки устанавливают вполне определенно: корневые сечения наклоняют в окружном направлении в сторону вращения рабочего колеса, а периферийные, наоборот, навстречу вращению. Общий вид диафрагм с саблевидными лопатками показан на рис. 10.3.



Рис. 10.3. Диафрагмы с саблевидными лопатками турбин фирмы Siemens

Саблевидные сопловые лопатки впервые предложены в 1962 г. в России (кафедра паровых и газовых турбин МЭИ) профессором М.Е. Дейчем и ныне академиком РАН Г.А. Филипповым, а впервые использованы в мощных турбинах фирмой Siemens в середине 80-х годов прошлого столетия. Сейчас их используют все ведущие мировые производители турбин, кроме России.

По разным оценкам повышение экономичности ступени при использовании саблевидных лопаток составляет 1,5–2,5 % (относительных). Поэтому наиболее эффективно их применение для последних ступеней ЦНД мощных паровых турбин, поскольку мощность этих ступеней составляет примерно 10 МВт для турбин ТЭС и 20 МВт для турбин АЭС, а суммарное число таких ступеней в турбине 6–8. Если все ступени ЦНД выполнить с саблевидными сопловыми лопатками, то КПД

ЦНД возрастет на 1,5—2,5 %, что с учетом доли выработки мощности в ЦНД даст выигрыш в экономичности всей турбины в 0,5—0,8 %. Выигрыш при использовании саблевидных лопаток возникает вследствие того, что уменьшается доля пара, протекающего через корневую и периферийную зону ступени, где обтекание ступеней хуже (рис. 10.4).

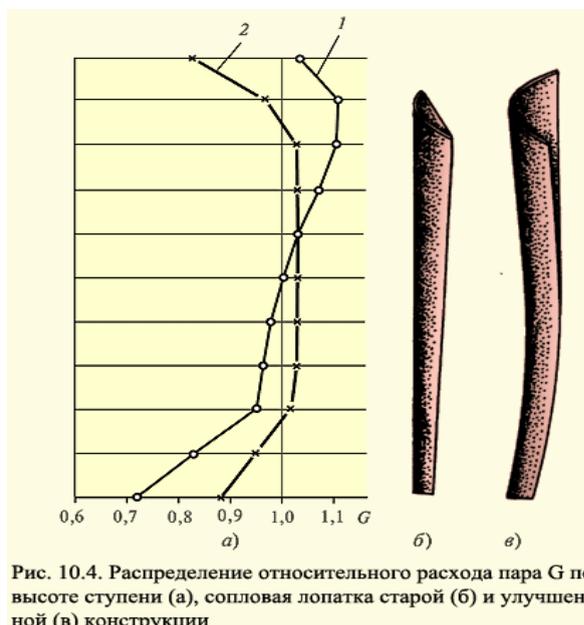


Рис. 10.4. Распределение относительного расхода пара  $G$  по высоте ступени (а), сопловая лопатка старой (б) и улучшенной (в) конструкции



Рис. 10.5. Рабочие лопатки фирмы Siemens умеренной веерности, выполненные с пространственным профилированием

Фирма Siemens использует аналогичные «трехмерные» лопатки для ЦВД и ЦСД (рис. 10.5), где лопатки имеют малую длину, но зато относительно большую зону высоких потерь в корневой и периферийных зонах. Для создания таких лопаток фирма выполнила обширное компьютерное моделирование облопачивания, испытала его в четырехступенчатой паровой экспериментальной турбине, после чего оно стало основным для мощных паровых турбин. По оценкам фирмы Siemens использование

пространственных лопаток в ЦВД и ЦСД позволяет увеличить их КПД на 1—2 % по сравнению с цилиндрами, созданными в 80-е годы прошлого века.

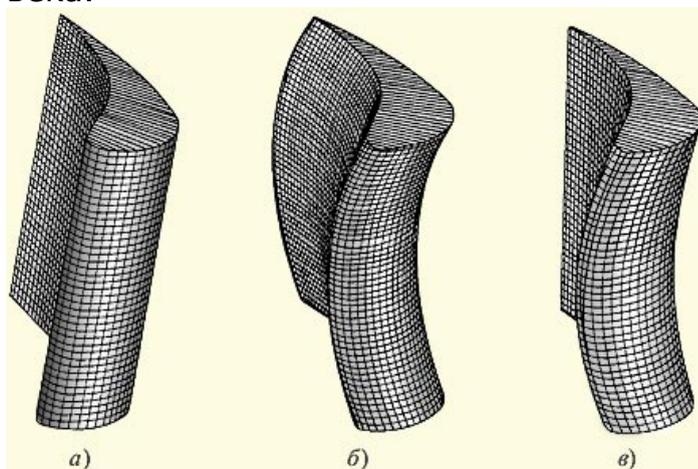


Рис. 10.6. Три последовательные модификации профильной части рабочих лопаток умеренной длины фирмы Alstom  
 а) — обычная («радиальная») лопатка постоянного профиля;  
 б) — саблевидная лопатка; в) — новая лопатка с прямой радиальной выходной кромкой

На рис. 10.6 показано три последовательных модификации рабочих лопаток для ЦВД и первых ступеней ЦНД паровых турбин для АЭС фирмы GEC-Alstom: обычная («радиальная») лопатка постоянного профиля (рис. 10.6, а), используемая в наших турбинах; саблевидная лопатка (рис. 10.6, б) и, наконец, новая лопатка с прямой радиальной выходной кромкой (рис. 10.6, в). Новая лопатка обеспечивает КПД на 2 % больший, чем исходная (рис. 10.6, а).

**Меридиональное профилирование.** Первые ступени паровых турбин, особенно на сверхкритические параметры пара имеют очень малую высоту сопловых и рабочих лопаток. Для повышения КПД таких решеток еще в 60-е года XX в. кафедра паровых и газовых турбин МЭИ предложила так называемое *меридиональное профилирование* сопловых каналов, при котором (рис. 10.7) верхний (меридиональный) обвод канала выполняется не цилиндрическим или коническим, а суживающимся.

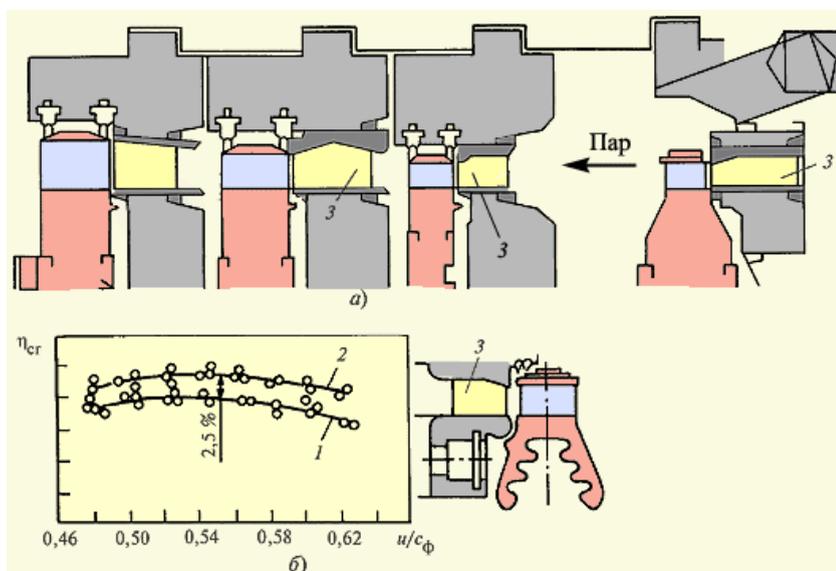


Рис. 10.7. Использование меридионального профилирования в первых ступенях паровых турбин фирмой General Electric (а) и выигрыш в КПД ступени (б)

Меридиональное профилирование впервые исследовано в МЭИ, и различные типы решеток испытаны в экспериментальной турбине. Для малых высот решеток (менее 25 мм) меридиональное профилирование дает относительное повышение КПД ступени более 2 %, а для высоты

10 мм относительное повышение КПД составляет около 3 %. Промышленное применение меридионального профилирования осуществлено в 90-х годах фирмами Toshiba и General Electric (рис. 10.7). Для реализации меридионального профилирования требуется технология изготовления сопловых решеток с фигурным (нецилиндрическим и неконическим) периферийным обводом.



Рис. 10.8. Профильная часть рабочей лопатки последней ступени фирмы Siemens, обеспечивающая выходную площадь 12,5 м<sup>2</sup>

**Увеличение кольцевой площади выхода пара из турбины.** Эта мера приводит к уменьшению потерь с выходной скоростью, пропорциональных квадрату площади выхода. Максимальную площадь выхода в 11,3 м<sup>2</sup> имеет турбина ЛМЗ К-1200-240, рабочая лопатка последней ступени которой имеет длину 1,2 м при среднем диаметре 3 м. Эта титановая лопатка создана более 20 лет назад и долгое время она была мировым рекордсменом. Несколько лет назад фирма Siemens создала новую лопатку (рис. 10.8) с площадью выхода 12,5 м<sup>2</sup> (при длине 1143 мм). Лопатка выполнена из высокопрочной стали с содержанием хрома в 16 % (напомним, что стальная лопатка с 12 % хрома турбин мощностью 300—800 МВт ЛМЗ имеет длину 0,96 м и площадь выхода 7,48 м<sup>2</sup>).

Очень характерным примером целесообразности использования более длинной лопатки последней ступени и перехода на саблевидные лопатки, может служить модернизация турбины пылеугольного энергоблока ТЭС Enstedvarker (Дания), которая позволила увеличить его мощность с 630 до 660 МВт, т.е. уменьшить удельный расход тепла на 4,6 %, что эквивалентно экономии 60 тыс. т угля в год с соответствующим уменьшением вредных выбросов в окружающую среду.

Увеличение длины рабочих лопаток последних ступеней — одна из типичных мер поддержания экономичности морально стареющих турбин. К сожалению, подобные меры для наших турбин не реализованы, хотя имеются полноценные разработки, например для турбин мощностью 200 МВт.

**Применение периферийных разношаговых многоступенчатых уплотнений в ЦВД и ЦСД.** Разношаговые многогребенчатые уплотнения впервые, по-видимому, были применены фирмой Siemens с числом гребешков 12 на роторе и 9 на статоре (рис. 10.9).

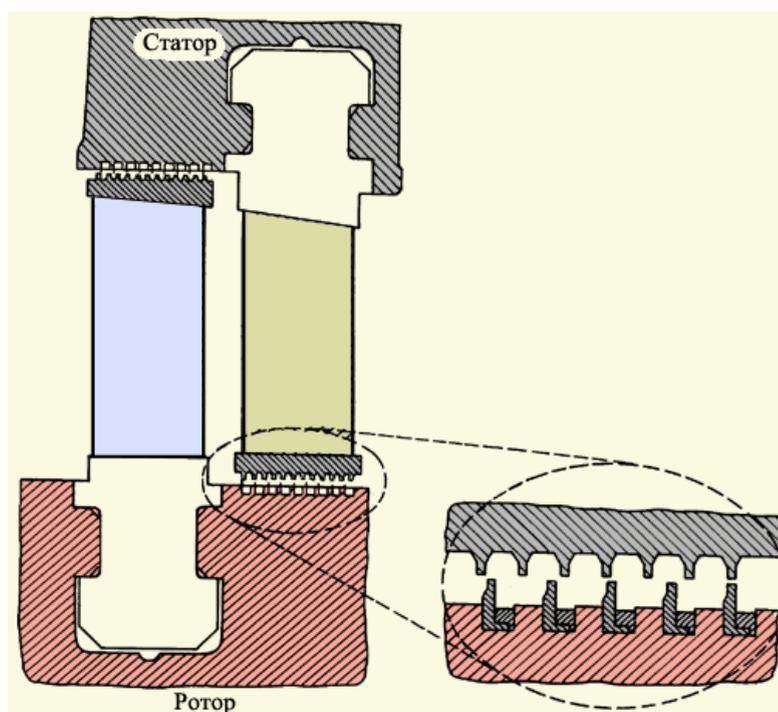


Рис. 10.9. Многогребенчатое разношаговое уплотнение фирмы Siemens

Турбины фирмы Siemens имеют в ЧВД и ЧСД так называемое реактивное облопачивание, и для него разношаговые многогребенчатые уплотнения используются на периферии рабочих лопаток и между направляющими аппаратами и ротором. В наших турбинах периферийные уплотнения ступеней, через которые проходит основная протечка, имеют всего несколько гребней.

Многогребенчатые периферийные уплотнения с числом гребней 9 применяет для активных турбин японская фирма Toshiba. Известна разработка реактивного ЦВД для турбины К-300-240, выполненная ЛМЗ, в которой предлагается использовать многогребенчатые уплотнения.

По сравнению с традиционными уплотнениями, применяемыми в ЦВД и ЦСД отечественными производителями турбин, многогребенчатые уплотнения имеют следующие особенности.

Существенно большее число гребней: 8—12 по сравнению с традиционными двумя, иногда тремя гребнями. При прочих равных условиях это дает снижение потерь от протечки более чем в 2 раза.

Возможность выполнить примерно вдвое меньший радиальный зазор, что обусловлено наличием гарантированного зазора между гребнями ротора и статора и отсутствием опасности задевания между гребнями. Это дает снижение утечек еще примерно в 2 раза. Таким образом, применение многогребенчатых надбандажных уплотнений позволяет сократить утечки пара через периферийные зазоры в 4—5 раз, что дает существенный выигрыш в относительном внутреннем КПД ступени, зависящий от ее параметров. Например, для первых ступеней ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ утечка через периферийные уплотнения при традиционных двухгребешковых уплотнениях составляет примерно 3%. Уменьшение утечки в 4—5 раз дает увеличение КПД ступени на 2—2,5%.

Отсутствие опасности задеваний как при радиальном, так и осевом относительном смещении ротора и статора, т.е. новые уплотнения отличаются высокой степенью сохранности в условиях эксплуатации, что приводит к увеличению средней экономичности турбоустановки в период между ремонтами.

Новые уплотнения наряду с малыми утечками снижают опасность возникновения так называемых самовозбуждающихся колебаний ротора турбины. Новые уплотнения могут быть применены практически во всех турбинах в качестве надбандажных уплотнений не только для новых турбин, но и при реконструкциях и ремонтах.

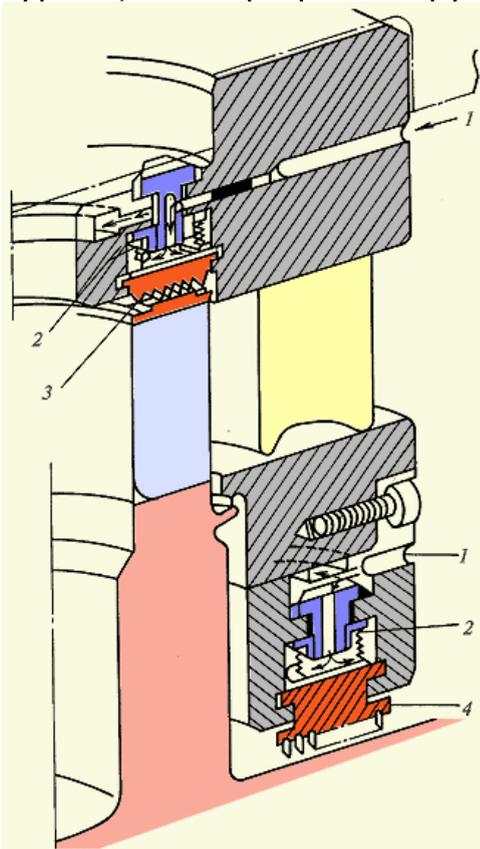


Рис. 10.10. Ступень с саморегулируемыми радиальными зазорами фирмы General Electric

### Применение регулируемых диафрагменных уплотнений в ЧВД и ЧСД.

Диафрагменные уплотнения турбин российских производителей турбин выполняются с плоскими окружными пружинами (см. рис. 6.8), прижимающими сегменты уплотнения к валу с фиксацией малых радиальных зазоров. При пусках и остановках турбины, когда возникает повышенная вибрация вала, могут возникать задевания гребней о ротор с их износом и появлением значительных протечек пара. По опыту General Electric на турбине 500 МВт с совмещенным ПВД при номинальном радиальном зазоре в уплотнениях 0,38 мм после 5 лет эксплуатации зазор увеличился до 1,52 мм, что привело к снижению экономичности турбины на 0,35 %. В последние годы ряд фирм, в частности General Electric и Toshiba, используют так называемые регулируемые уплотнения.

Идея регулируемых уплотнений (рис. 10.10) состоит в том, что при пуске турбины сегменты уплотнений в диафрагмах отжимаются пружинами таким образом, что образуются большие радиальные зазоры и это обеспечивает отсутствие задеваний при пуске. После синхронизации турбины в полость пазов под сегменты уплотнений подается пар повышенного давления (большого, чем давление в проточной части уплотнений) и этим давлением сегменты уплотнений отжимаются к центру вала, и зазоры уменьшаются до номинального значения. Таким образом обеспечивается сохранность уплотнений при переходных режимах и малые зазоры, а следовательно, малые протечки.

Уплотнения устанавливаются на участках вблизи середины пролета ротора, где смещение максимальные. Окупаемость затрат при замене старых на более сложные новые уплотнения по данным фирмы составляет период менее 1 года.

Для условий России применение таких уплотнений наиболее целесообразно на турбинах мощностью 300—800 МВт производства ЛМЗ.

Рассмотренные способы усовершенствования элементов отечественных паровых турбин могут быть реализованы без существенного изменения традиционной технологии, освоенной на российских предприятиях-производителях паровых турбин, и не требуют применения новых неосвоенных материалов.

При таком комплексном усовершенствовании общее повышение экономичности, по существу, получается суммированием экономических эффектов от отдельных рассмотренных мер. Оценка показывает, что существующие меры совершенствования ЦНД могут дать суммарное снижение удельного расхода тепла турбоустановкой более чем на 3 %.

Кроме перечисленных мер, направленных на улучшение экономичности турбины, можно указать на совершенствование аэродинамики пароподводящего тракта, стопорных и регулирующих клапанов, внутренних перепускных трактов, систем паровпуска и выпуска пара из цилиндров, повороты и т.д., выполнение регулирующей ступени (первой ступени с переменной дугой подвода пара).

Таблица 10.1

**Примерные значения экономии топлива в ПТУ при использовании различных способов повышения КПД турбины**

Способ повышения КПД турбины	Экономия топлива, %
Проектирование проточной части с использованием трехмерной методики расчета	0,75
Использование улучшенных дозвуковых и трансзвуковых турбинных решеток	1,23
Оптимизация периферийного обвода сопловых и рабочих решеток	0,80
Увеличение числа гребней в уплотнениях ступеней	0,50
Использование регулируемых зазоров в уплотнениях	0,35
Организация направленных корневых межвенцовых протечек в ступенях дисковой конструкции	0,60
Использование закрученных сопловых и рабочих лопаток с переменным углом по вращению (трехмерные лопатки)	0,85
Оптимизация последней ступени ЦНД	0,15
Использование новых клапанных систем	0,20
Совершенствование внутреннего тракта турбины (входных, выходных диффузоров, переходных патрубков и т.д.)	0,22
Использование совершенных систем влагоудаления	0,05
Оптимизация регулирующей ступени	0,40
<b>Всего</b>	<b>6,10</b>

В табл. 10.1 приведены примерные значения экономии топлива в ПТУ при использовании различных способов повышения КПД турбины. Видно, что эта экономия может достигать 6 %, хотя на практике эти мероприятия в полной мере по разным причинам не реализованы ни в одной турбине западного и отечественного изготовления.

Страница 50 из 75

### **10.3. Переход к суперсверхкритическим параметрам пара**

История развития энергетики — это история повышения параметров пара. С начала 60-х годов XX в. в СССР начался быстрый переход от докритических параметров (13 МПа, 540 °С/540 °С) к сверхкритическим (СКД — 24 МПа, 540 °С /540 °С), и к концу 80-х годов энергетика СССР имела опыт освоения и использования энергоблоков СКД больший, чем какая-либо страна. Переход к энергоблокам СКД происходил в упорной борьбе мнений: и тогда, и даже сейчас имеются убежденные противники энергоблоков СКД, хотя опыт энергетики всего мира показал целесообразность их использования. В настоящее время мировая теплоэнергетика уже сделала реальные шаги к массовому переходу к энергоблокам супер-сверхкритических параметров (ССКП): 30 МПа, 600 °С, а затем 35 МПа, 650 °С. В зарубежной печати имеются сообщения о работе над энергоблоком на начальную температуру 720 °С. Как это принято в последних зарубежных публикациях, под ССКП будем понимать параметры, соответствующие давлению более 24 МПа и/или температуре более 565 °С.

Целесообразность постепенного перехода к энергоблокам ССКП в России в настоящее время обусловлено следующими обстоятельствами.

1. *Повышение параметров пара — это один из наиболее эффективных способов повышения КПД ТЭС.* Для условий России, где климатические условия позволяют иметь глубокий вакуум в конденсаторе, главными мерами являются повышение параметров пара и введение второго промперегрева. Необходимо также подчеркнуть, что повышение параметров дает эффект независимо от типа используемого топлива. Это подтверждает как опыт и намечаемые перспективы американской и датской энергетики, ставящей перед собой создание высокоэкономичных пылеугольных энергоблоков, так и Японии, где повышение параметров происходит и на энергоблоках, работающих на сжиженном газе.

2. *Переход к ССКП дает значительный эффект не только в традиционных технологиях сжигания топлива, но и во всех комбинированных парогазовых технологиях с развитой паротурбинной частью:* уже сейчас за рубежом ведутся работы по использованию в паротурбинной части утилизационных ПГУ пара СКД и ССКП, они с успехом могут использоваться в ПГУ со сбросом газов ГТУ в котел, с вытеснением паровой регенерации, с использованием газификации в кипящем слое под давлением и низкотемпературной ГТУ и т.д.

3. *Повышение параметров пара и, как следствие, уменьшение тепловых выбросов — главный путь решения глобальной экологической проблемы потепления климата.*

4. *Повышение начальных параметров при традиционном способе сжигания — это наиболее простой и действенный способ вовлечения в энергетику наименее «благородного» топлива — твердого, запасов которого хватит на сотни лет.* Нет сомнения в том, что твердое топливо будет в перспективе вытеснять жидкое и газообразное.

К сожалению, российская энергетика в части освоения ССКП существенным образом отстает от энергетики развитых стран. Если оставить в стороне кризисные явления в стране, которые не могут не затронуть энергетику, то повышение параметров сдерживается целым рядом обстоятельств.

Основным энергетическим топливом в России является природный газ, который наиболее целесообразно использовать в ПГУ с котлом-утилизатором. Уже сегодня работающие ПГУ этого типа имеют КПД, превышающий 58 %. Конечно, внедрение аналогичных установок в энергетику России было бы самым оптимальным. Однако отсутствие в России налаженного производства современных высокотемпературных ГТУ мощностью 150—200 МВт не позволяет надеяться на массовое внедрение ПГУ даже в ближайшее десятилетие. Еще длительное время в России будут вводиться традиционные энергоблоки на газе, повышение экономичности которых очень важно. Вместе с тем в современных ПГУ уровень температуры за газовой турбиной уже достиг 580 °С, и начальные параметры ПТУ ПГУ уже таковы (11 МПа, 540 °С/540 °С), что целесообразно перейти к повышенным температурам пара даже в ПГУ утилизационного типа.

Использование твердого топлива на ТЭС в России сегодня ограничено, его запасы сосредоточены в основном в восточных регионах, где он сравнительно дешев. Эти обстоятельства порождают вполне обоснованные сомнения в наличии сегодня в России «ниши» для энергоблоков ССКП. К этому следует добавить, что в качестве конкурентов традиционному сжиганию твердого топлива выступают и другие способы сжигания — внутри-цикловая газификация и сжигание в *циркулирующем кипящем слое* при атмосферном давлении или под давлением.

Парогазовые установки с внутрицикловой газификацией твердого топлива наиболее целесообразны для каменного угля. Существует, по крайней мере, пять различных вариантов технологий газификации, а имеющиеся установки являются демонстрационными.

ПГУ с газификатором с кипящим слоем под давлением и ГТУ, питаемой продуктами сгорания газификатора, при традиционных параметрах ПТУ (даже СКД) в принципе не может обладать высокой экономичностью из-за малой степени бинарности и низкого КПД ГТУ из-за малой начальной температуры перед газовой турбиной. Он оценивается примерно в 40—43 %.

Из-за нестабильности цен в сегодняшней России выполнить полноценное технико-экономическое обоснование строительства энергоблока ССКП не представляется возможным. Однако и без расчетов ясно, что доля твердого топлива будет увеличиваться за счет вытеснения жидкого топлива, дефицит газа будет расти и как следствие твердое топливо будет дорожать и переход к ССКП станет экономически целесообразным даже в условиях России.

Интерес к повышению начальных параметров существовал всегда. Он увеличивался всякий раз с ростом цен на топливо и появлением новых, более жаропрочных материалов и снижался с появлением новых более дешевых видов топлива, например ядерного. Не претендуя на полноту обзора освоения ССКП, поскольку число работ на эту тему, по-видимому, превышает несколько сотен, отметим главные вехи.

История освоения ССКП насчитывает уже почти 40 лет. Она началась с создания в США энергоблока Эддистоун-1 мощностью 325 МВт на параметры 35,9 МПа, 648 °С /565 °С /565 °С.

В 1966 г. на Каширской ГРЭС началась опытно-промышленная эксплуатация паровой турбины СКР-100-300, построенной ХТЗ на начальные параметры 29,4 МПа, 650 °С с противодавлением 3,03 МПа. В течение ряда лет отечественная теплоэнергетика получала уникальный опыт работы на ССКП. На протяжении 1967—1971 гг. было проведено 60 кампаний работы энергоблока, причем максимальная длительность непрерывной работы составила 50 сут. Была проверена эксплуатационная надежность основных узлов, выполненных из различных сталей аустенитного класса, исследованы их температурные режимы. Среди многих оригинальных технических решений, разработанных для турбины СКР-100-300, следует выделить систему охлаждения ротора и статора, разработка которой представляет серьезную проблему и сегодня.

Эксплуатация турбоагрегатов на ССКП, построенных в 50—60-е годы XX в., внесла серьезный научно-технический вклад в развитие мировой теплоэнергетики. Некоторые агрегаты уже выработали свой ресурс и выведены из эксплуатации, но другие продолжают работать. В частности, энергоблок Эддистоун-1 с несколько пониженными относительно проектных значениями начальных параметров (33,62 МПа, 609 °С) планируется эксплуатировать даже в начале нашего столетия, когда срок его службы превысит 40 лет.

В 1978 г. Научно-технический совет Минэнергомаша СССР, обобщив результаты работы энергоблока с турбиной СКР-100 на Каширской ГРЭС, сделал уверенный вывод о технической возможности создания надежных и высокоэффективных паровых котлов и турбин для энергоблоков мощностью 800 МВт и более на начальные параметры 30 МПа, 650 °С. Было выполнено расчетное обоснование и эскизное проектирование котла паропроизводительностью 2400 т/ч на кузнецком угле и турбины типа К-800-30-650 с промежуточным перегревом до 565 °С. С учетом ряда дополнительных усовершенствований энергоблок К-800-30-650 должен был дать экономию до 130 тыс. т условного топлива в год по сравнению с типовым энергоблоком К-800-23,5.

В 1986 г. японская фирма Mitsubishi на электростанции Вакамацу начала эксплуатацию паровой турбины с противодавлением мощностью 50 МВт с температурой свежего пара и пара промперегрева 593 °С. На этом агрегате фирма вела исследования надежности узлов, работающих при высоких температурах. Результаты исследований использованы при разработке турбоагрегата мощностью 700 МВт на начальные параметры 24,6 МПа, 538 °С/593 °С для энергоблока Хекинен-3, введенного в эксплуатацию в 1993 г.

Первым энергоблоком ССКП нового поколения по праву должен считаться энергоблок Кавагое-1 на параметры 30,5 МПа, 566 °С/566 °С/566 °С. Пробный пуск и синхронизация осуществлены в конце декабря 1988 г., номинальная нагрузка при номинальных параметрах пара достигнута 3 февраля 1989 г., а с 30 июня 1989 г.,

после проведения необходимых испытаний, началась промышленная эксплуатация энергоблока.

В июне 1992г. введен энергоблок Кавагое-2, аналогичный Кавагое-1. В июле 1992 г. был испытан, а в апреле 1993 г. принят в коммерческую эксплуатацию энергоблок Хекинен-3 (Япония) мощностью 700 МВт на параметры пара 25 МПа, 538 °С/593 °С. При разработке турбины использованы все последние достижения в области материалов, аэродинамики и технологии, а также исследований систем охлаждения на энергоблоке Вакамацу.

В Европе и в Японии введены новые энергоблоки ССКП: в 1997— 1998 гг. два энергоблока на ТЭС Конвой (Дания) мощностью 400 МВт на параметры 29 МПа, 582 °С/580 °С/580 °С, в 1995 г. на ТЭС Любек (Германия) на параметры 27,5 МПа, 580 °С/600 °С, в 1997 г. на ТЭС Матсуура на параметры 25,6 МПа, 593 °С/593 °С/593 °С.

В настоящее время практически все ведущие турбостроительные фирмы создают паровые турбины ССКП нового поколения.

Целесообразность перехода к ССКП необходимо оценивать по многим факторам: экономичности, капиталовложениям, экологичности, эксплуатационным затратам, маневренности, экономичности на частичных нагрузках и т.д., причем все оценки необходимо делать в сравнении с

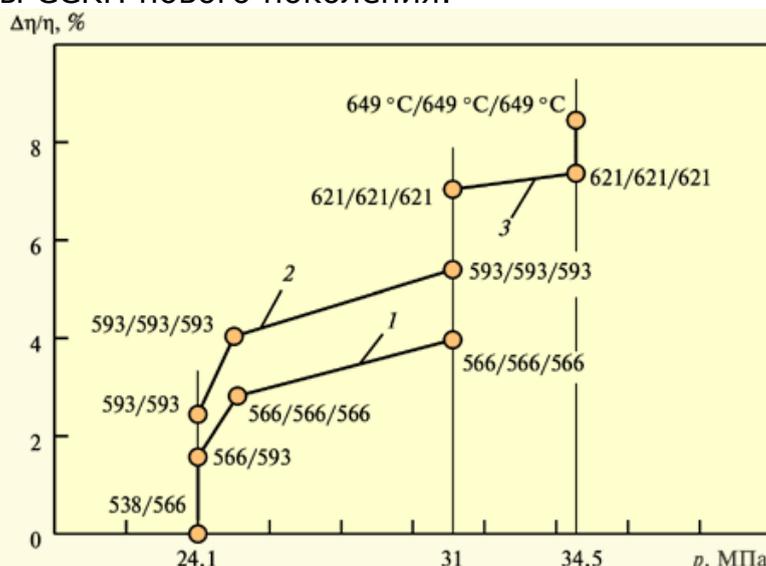


Рис. 10.11. Относительное повышение КПД турбинной установки по отношению к КПД турбин с параметрами 24,1 МПа, 538 °С/566 °С (по данным японских энергетиков)

альтернативными установками, например, ПГУ с внутрицикловой газификацией, ПГУ с циркулирующим кипящим слоем, а когда используется природный газ — и с утилизационными ПГУ.

Эффект от повышения параметров пара приведен в десятках работ. Остановимся на данных, где этот эффект представлен в наиболее наглядной форме (рис. 10.11). Видно, что в рамках температур, давно освоенных в Японии (566 °С), при переходе от 24,1 до 31 МПа и при введении второго перегрева можно суммарно сэкономить более 4 % топлива по сравнению с параметрами 24,1 МПа, 538 °С/566 °С, причем эффект будет таким же, если оставаться при начальном давлении 24,1 МПа, но поднять температуры перед цилиндрами до 593 °С. Освоенные материалы и имеющийся опыт эксплуатации позволяют уже сегодня перейти к температурам 593 °С, повысив КПД еще на 1,5 %.

Эти расчетные данные полностью подтверждены испытаниями и опытом эксплуатации энергоблоков Кавагое-1 и Кавагое-2, на которых получена

экономия топлива в 5 % по сравнению с обычными энергоблоками СКД на 24 МПа, 538 °С/566 °С.

Сопоставление энергоблоков на ССКП с другими технологиями приведено в табл. 10.2.

Таблица 10.2

**Сравнение показателей энергоблоков ССКП, с внутрицикловой газификацией твердого топлива и с кипящим слоем**

Показатель	Энергоблок ССКП <sup>1</sup>	ПГУ с внутрицикловой газификацией <sup>2</sup>	ПГУ с кипящим слоем <sup>3</sup>
Мощность нетто, МВт	385	417	460
Начальная температура перед газовой турбиной, °С	—	1260	870
Параметры пара, МПа/°С:			
свежий пар	29/582	12,5/510	29/580
первый промежуточный перегрев	80/580	29/510	94/580
второй промежуточный перегрев	23/580	—	29/580
Температура, °С:			
питательной воды	298	133	315
уходящих газов	105	80	105
Мощность собственных нужд, МВт	30	65	22
КПД ПГУ нетто, %	47,0	47,3	48,0
Стоимость электроэнергии, %	100	120—125	107
Капитальные вложения, %	100	160—170	145
Годовые эксплуатационные издержки при работе 5500 ч/год	100	105	111
Выбросы:			
SO <sub>2</sub> , Мг/МДж	менее 70	менее 22	менее 70
NO <sub>2</sub> Мг/МДж	менее 70	менее 62	менее 70
твердые частицы, мг/м <sup>3</sup>	менее 25	менее 1	менее 5

Характерно, что ПГУ с кипящим слоем предусматривает использование в паротурбинной части ССКП и, по-видимому, только при этих условиях она может быть конкурентоспособна по отношению к другим установкам. Из табл. 10.2 также видно, что по экономичности, эксплуатационным издержкам и стоимости электроэнергии все три типа установок примерно равноценны, особенно с учетом точности выполнения расчетов. При этом, конечно, подразумевается, что нет никаких проблем с созданием и производством высокотемпературных ГТУ, что, как указывалось выше, является весьма серьезной проблемой для энергомашиностроения России. Капиталовложения в ПГУ с внутрицикловой газификацией и ПГУ с кипящим слоем в 1,5 раза выше, чем в энергоблоки ССКП, и это обстоятельство, с учетом отсутствия производства высокотемпературных ГТУ в России делает весьма целесообразным освоение ССКП в нашей стране.

Одним из основных требований к оборудованию ССКП является сохранение таких эксплуатационных показателей, как надежность, экономичность на частичных режимах, маневренность на уровне не худшем, чем у энергоблоков СКД. Известно, что противники создания энергоблоков СКД в качестве аргумента в первую очередь выдвигали невозможность обеспечить именно эти эксплуатационные

характеристики. Однако опыт освоения энергоблоков СКД показал, что при нормальной эксплуатации они не уступают энергоблокам докритического давления. К сожалению, работа энергоблоков ССКП (Эддистоун-1, СКР-100) в первое время сопровождалась появлением трещин в паровпускных элементах, выполненных из аустенитных сталей, вследствие как их неблагоприятных физико-механических характеристик, так и несовершенства методов расчета долговечности с учетом переходных режимов, и неотработанностью режимов пуска.

К энергоблоку Кавагое-1 уже при проектировании предъявлялись по маневренности требования такие же, как и к другим энергоблокам Японии, в частности, ежедневные пуски с учетом большой и возрастающей из года в год неравномерности графика нагрузки. Удовлетворение требований к маневренности энергоблоков ССКП не должно вызывать каких-либо особых проблем.

Возможность обеспечения надежной эксплуатации энергоблоков ССКП подтверждается 13-летним опытом работы энергоблока Кавагое-1. Почти все возникшие неполадки оборудования могли появиться и на обычном энергоблоке СКД.

Определенные резервы повышения экономичности содержатся в снижении конечного давления — давления за турбиной. Уменьшение конечного давления на 1 кПа увеличивает КПД турбоустановок ТЭС примерно на 1 %. Однако с учетом того, что типичное расчетное давление в конденсаторах КЭС составляет 3—5 кПа, становится ясным, что обеспечить снижение давления на 1 кПа — это довольно сложная задача, связанная с необходимостью увеличения и без того огромной поверхности конденсации конденсатора, увеличения расхода дефицитной охлаждающей воды и, в конечном счете — к существенному росту капитальных вложений, которые могут иметь длительный срок окупаемости.

Последний значимый фактор, определяющий экономичность, это температура *питательной воды*. В теории тепловых циклов показано, что для каждой турбоустановки существует некоторая термодинамически оптимальная температура питательной воды, при которой ее КПД достигает максимального значения. При проектировании турбоустановки фактическую температуру питательной воды принимают меньше термодинамически оптимальной. Это позволяет уменьшить капиталовложения в систему регенерации, но уменьшает ее эффективность.

В табл. 10.3 приведены данные по возможной экономии удельного расхода тепловой энергии турбоустановкой при совершенствовании параметров ее термодинамического цикла.

## Потенциал совершенствования параметров термодинамического цикла

Мероприятие	Относительное повышение КПД
Повышение температуры свежего пара	0,02 % /1 °С
Повышение давления свежего пара	0,1%/1МПа
Повышение температуры промежуточного перегрева	0,015 %/1 °С
Использование второго промежуточного перегрева пара	1,2 %
Снижение давления в конденсаторе	1 % /1 кПа
Повышение температуры питательной воды	0,02 % /1 °С

Таблица 10.3 позволяет сразу же сделать несколько важных оценок. Как отмечалось выше, в начале 70-х годов прошлого века на энергоблоках СКД температура свежего пара и промежуточного перегрева была снижена с 565 до 540 °С, что привело к потере экономичности турбоустановки только по этой причине на значение

$$\Delta\eta = (0,02 + 0,015)(565 - 540) = 0,88 \%$$

т.е. почти на 1 %. Если оценить количество топлива, дополнительно использованного в топках котлов энергоблоков (а это примерно 3 г условного топлива на каждый 1 кВт·ч выработанной электроэнергии при примерной ежегодной выработке в 300 млрд кВт·ч в течение 30 лет), то его стоимость многократно перекроет затраты на решение проблемы возврата энергоблоков России к параметрам, освоенным 30 лет назад.

Вторая интересная оценка — это экономия топлива при переходе на ССКП. Если с параметров 24 МПа, 540 °С/540 °С перейти на параметры пара 30 МПа, 600 °С/600 °С и повысить температуру питательной воды с 275 до 300 °С, то экономия тепловой энергии составит

$$\Delta\eta = (0,02 + 0,015)60 + 0,1 \cdot 6 + 0,02 \cdot 25 = 3,2 \%$$

Если при этом использовать еще и второй промежуточный перегрев пара, то экономия тепловой энергии составит 4,4 %. Подчеркнем, что в этих оценках не учитывается потенциал повышения экономичности, связанный с совершенствованием турбины (см. § 10.3), котла и тепловой схемы.

Страница 51 из 75

#### 10.4. Совершенствование тепловой схемы турбоустановки

Определенные резервы повышения экономичности содержатся и в тепловой схеме, а точнее — в конденсатно-питательном тракте. К таким резервам относится:

использование бездеаэрационной схемы, когда деаэратор исключается и при этом экономится электроэнергия на подъем конденсата из конденсатора на отметку установки деаэратора и экономится теплота пара, покидающего деаэратор вместе с газами;

использование двухподъемной схемы питания котла;

снижение гидравлического сопротивления паропроводов отбора пара на регенеративные и сетевые подогреватели, позволяющее отбирать пар

при меньшем давлении и, следовательно, заставить его совершать большую работу в турбине;

увеличение числа регенеративных подогревателей, обеспечивающего большую мощность турбины при той же температуре охлаждающей воды;

снижение гидравлического сопротивления тракта промежуточного перегрева.

Все эти и некоторые другие усовершенствования позволяют снизить удельный расход тепла на турбоустановку примерно на 1,5 %.

Таким образом, суммарный резерв повышения экономичности для энергоблоков нового поколения составит:

- от совершенствования турбины 6,1 %;
- от перехода на ССКП 3,2 %;
- от совершенствования тепловой схемы 1,5 %,

что в итоге дает 10,8 %.

Аналогичному усовершенствованию может быть подвергнута и котельная установка. Ее КПД может быть увеличен примерно на 2,5 %. Таким образом, резерв повышения экономичности обычных энергоблоков СКД на параметры 24 МПа, 540 °С/540 °С с КПД 40 % при переходе на ССКП составляет примерно 13 %, что позволяет построить энергоблок с КПД  $h = 1,13 \cdot 40 = 45,2$  %

Страница 52 из 75

### **10.5. Параметры и технические характеристики зарубежных классических энергоблоков нового поколения**

В табл. 10.4 приведены данные по работающим, строящимся и спроектированным энергоблокам ССКП. Список охватывает 58 энергоблоков, что свидетельствует о том, что энергоблоки ССКП перестали быть «экзотикой» и все шире внедряются в теплоэнергетику, в первую очередь, в Японии, Германии и Дании.



Большинство новых энергоблоков выполняется с одним промежуточным перегревом пара, хотя, как отмечалось выше, второй перегрев дает прибавку в КПД в 1,2 % (по другим оценкам — 1,5 %). Связано это с тем, что введение второго промперегрева существенно усложняет конструкцию и турбины, и котла, создавая, кроме того, ряд эксплуатационных проблем. Поэтому два промежуточных перегрева пара используют в основном в тех энергоблоках, в которых без него обойтись невозможно. В своем большинстве — это энергоблоки с очень низкой температурой охлаждающей воды и соответственно очень низким давлением в конденсаторе. Именно для того, чтобы избежать высокой конечной влажности, необходим второй промежуточный перегрев.

подавляющее большинство энергоблоков нового поколения выполнено на начальное давление 24—26 МПа. Это также, судя по публикациям, связано с тем, что усложнение конструкции турбины (увеличение числа ступеней и соответственно цилиндров, трудности обеспечения плотности горизонтальных разъемов корпусов с высоким внутренним давлением, сложность обеспечения вибрационной надежности валопровода турбоагрегата и другие) сегодня не окупает выигрыша в экономичности.

Большинство энергоблоков имеет мощность в диапазоне 400—1000 МВт, что, с одной стороны, позволяет оставаться в рамках умеренного количества ЦНД (2—3) и общего количества цилиндров (4—5), а с другой — обеспечить достаточно высокий КПД проточной части турбины. Большинство энергоблоков, вводимых в Японии, имеет мощность 1000 МВт. Заметим, что даже для докритических начальных параметров пара строительство энергоблоков мощностью менее 600 МВт ведется в исключительных случаях, обусловленных специальными соображениями. На этом фоне энергоблоки России мощностью 150—300 МВт, на которых вырабатывается почти половина электроэнергии, выглядят архаичными. Наконец, обратим внимание на температуру питательной воды. Здесь обнаруживается явная тенденция к ее повышению вплоть до 310—340 °С, что также существенно повышает КПД.

Конечно, высокий КПД вновь вводимых зарубежных паротурбинных энергоблоков обусловлен не только их преимуществами в параметрах и тепловых схемах, но и в аэродинамическом совершенствовании самой турбины, которая не отражена в табл. 10.4.



## **11.1. Техническая стратегия обновления теплоэнергетики для различных регионов России**

Под технической стратегией обновления энергетики будем понимать основные технические решения, направленные на ликвидацию или смягчение тех глобальных технических недостатков, которые характерны для российской теплоэнергетики. Здесь не будем касаться вопросов инвестиций, экономики, реструктуризации, законодательной базы электроэнергетики, которые, конечно, не могут не влиять на выбор технической стратегии совершенствования и обновления генерирующих мощностей. По существу, в этой лекции речь пойдет о некоторой идеальной структуре генерирующих мощностей России и оборудовании для них, которые целесообразно создать в России на базе имеющихся технических возможностей, обеспечиваемых природными ресурсами и структурами, потребляющими электрическую и тепловую энергию.

Техническая стратегия неизбежно базируется на имеющихся (или приобретаемых за рубежом) топливных ресурсах. Именно они определяют генеральные направления совершенствования теплоэнергетики. В топливном балансе энергетики в настоящее время преобладает природный газ (64 % в 2000 г.), затем следует твердое топливо различных типов (30,8 % в 2000 г.) и жидкие топлива на основе нефти (5,2 %). Значение природного газа в теплоэнергетике России не является случайным. Кроме того, что Россия обладает большими запасами и вместе с США добывает примерно половину природного газа, важно учитывать, что он в основном используется в европейской части, где проживает 80 % населения, а обеспеченность топливом находится на уровне 20 %. Легкость доставки природного газа потребителям трубопроводным транспортом, а также высокие экологические качества, особенно, с учетом того, что газ используется на ТЭЦ крупных городов, делают газ весьма привлекательным видом топлива для ТЭС и ТЭЦ.

В последние годы все чаще говорят о целесообразности замещения природного газа углем, приводя в пример топливно-энергетический баланс мировой энергетики (газ — 24 %, уголь — 27 %, нефть — 39 %, атомная энергия — 7 %, гидроэнергия — 3 %) или США, где доля использования угля составляет 50 %. Однако в России совсем другие условия. Представляется, что для европейской части России с преобладанием ТЭЦ и необходимостью широкомаштабных перевозок угля на большие расстояния и к тому же еще огромными затратами на реконструкцию, простой перевод работающих ТЭС с природного газа на твердое топливо является нерациональным (а во многих случаях — и невозможным). Подчеркнем, что сейчас идет речь не о строительстве высокоэкономичных энергоблоков нового поколения, например на ССКП, а о переделке газомазутных котлов на пылеугольные. Это нерационально и потому, что огромные затраты на переделку котлов с сохранением старых низкоэкономичных турбин и вспомогательного оборудования принесут только убытки.

Замещение газа на электростанциях европейской части России должно осуществляться гармоничным строительством АЭС и ТЭС нового поколения. Достройка энергоблоками мощностью 1000 МВт Балаковской,

Калининской, Курской и Ростовской АЭС в ближайшие годы — это реальное замещение природного газа в топливном балансе европейской части. Однако решить проблему только с помощью АЭС не удастся в силу ее органического недостатка — неспособностью АЭС к покрытию переменной части графика электрической нагрузки.

Поэтому генеральным направлением обновления теплоэнергетики европейской части России должно стать строительство ПГУ утилизационного типа, работающих на природном газе. Массовый ввод таких ПТУ позволит:

обеспечить экономию топлива по сравнению с лучшими работающими ТЭС в 25—30 % (и это будет реальная, весьма ощутимая экономия газа);

решить проблему теплоснабжения и экологии крупных городов путем строительства ПГУ-ТЭЦ, имеющих выработку электроэнергии на тепловом потреблении вдвое большую, чем классическая паротурбинная ТЭЦ;

облегчить проблему недостатка водных ресурсов для водоснабжения, как при прямоточном, так и при оборотном водоснабжении с градирнями, ухудшающими экологическую обстановку (напомним, что ПГУ требует втрое меньше охлаждающей воды, чем классическая ТЭС такой же мощности);

существенно облегчить проблему покрытия переменной части графика электрической нагрузки в силу высокой маневренности ГТУ ПГУ;

обеспечить реальное решение проблемы экологии путем резкого уменьшения тепловых выбросов с охлаждающей водой конденсаторов (ведь воды требуется втрое меньше!) и уходящими газами котлов (ведь температура уходящих газов за КУ составляет 100—110 °С, а не 140—160 °С за котлом классической ТЭС), оксидов азота (за ГТУ их втрое меньше).

Конечно, генеральное направление строительства ПТУ в европейской части вовсе не означает полное отрицание целесообразности строительства ТЭС других типов, особенно в тех районах, где есть дешевые угли (например, Печорский бассейн высококачественных энергетических углей). Однако и здесь должны строиться высокоэкономичные энергоблоки нового поколения, а не тиражироваться морально устаревшие энергоблоки.

Другим важным источником экономии природного газа в европейской части России должно стать повышение эффективности использования выработанной электроэнергии промышленностью, транспортом, коммунальным хозяйством и т.д.

Несколько другой должна быть техническая стратегия обновления теплоэнергетики в азиатской части России, и она опять-таки привязана к топливу. В районах добычи природного газа (месторождения Медвежье, Уренгой, Ямбург, потенциальных месторождений на шельфе Баренцева моря, на Сахалине, в Лено-Тунгусской и Хатангско-Виллюйской провинциях) целесообразно строить утилизационные ПГУ точно такие, как и в западной части России. В Сибири и на Дальнем Востоке

расположены крупнейшие угольные бассейны: Кузнецкий, Канско-Ачинский, Южно-Якутский, Сахалинский и др. В районах этих месторождений целесообразно сооружать электростанции с высокоэкономичными энергоблоками ССКП.

Имеются регионы, преобладающим топливом в которых является уголь, однако имеется и природный газ, стабильное круглогодичное использование которого возможно в ограниченном количестве. В этом случае целесообразно строительство ПТУ со сбросом газов ГТУ в котел, которые менее эффективны, чем утилизационные ПГУ, но позволяют использовать твердое топливо.

Страница 55 из 75

### **11.2. Состояние и перспективы создания современных высокотемпературных ГТУ российским энергомашиностроением**

Общие направления технической стратегии обновления российской энергетики не могут быть реализованы без широкого производства современных газовых турбин и паротурбинных энергоблоков ССКП.

В настоящее время Россия может производить только две ГТУ, пригодные для использования в составе утилизационных ПГУ: ГТЭ-150 и ГТЭ-160. Обе ГТУ производятся ЛМЗ.

**Газотурбинная установка ГТЭ-150** прошла в своем трудном развитии два этапа. В 1990 г. на ГРЭС-3 АО «Мосэнерго» (ГРЭС им. Классона) была смонтирована первая ГТУ проектной мощностью 128 МВт на начальную температуру 950 °С и КПД 29 %. В 1997 г. уже две таких ГТУ были приняты в опытную эксплуатацию. Затем началась модернизация одной из ГТУ с переводом ее на начальную температуру 1100 °С. В результате после двухлетней модернизации была получена ГТУ-150, параметры которой представлены в табл. 7.1.

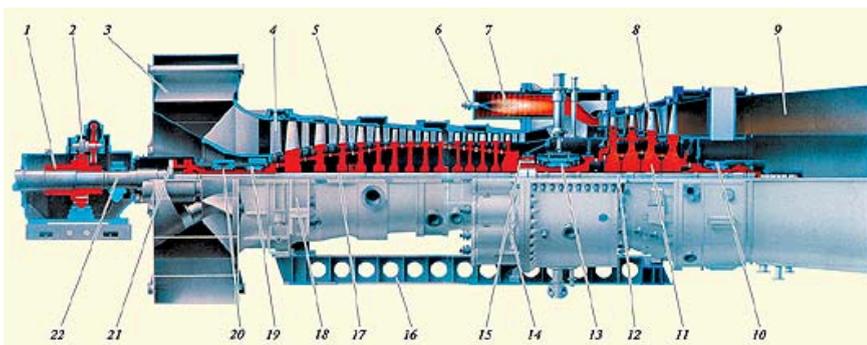


Рис. 11.1. Газотурбинная установка ГТЭ-150 ЛМЗ

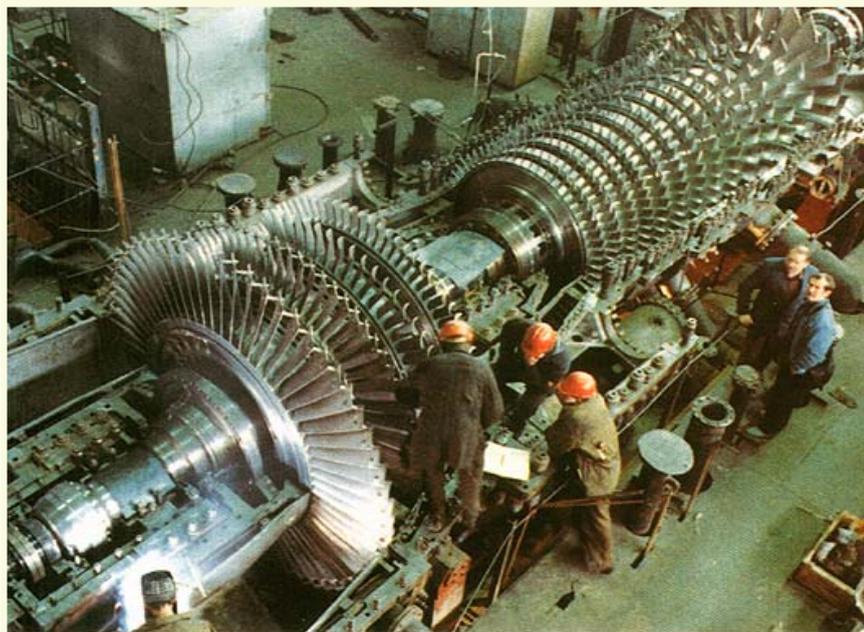


Рис. 11.2. Сборка ГТЭ-150 ЛМЗ на ГРЭС-3 Мосэнерго

Конструкция ГТУ-150 (рис. 11.1 и 11.2) представляет блочно-транспортабельный модуль, транспортируемый на фундаментной плите. Он состоит из 15-ступенчатого компрессора, 4-ступенчатой газовой турбины и секционной камеры сгорания, включающей 14 пламенных труб и соответствующих переходных патрубков. Ротор электрогенератора присоединяется к выходному валу компрессора. Горячие отработавшие газы из выходного патрубка направляются в дымовую трубу или котел-утилизатор.

Отличие конструкции турбины ГТЭ-150 от ранее рассмотренных (см. лекцию 7) состоит в опирании ротора: он опирается не на два, а на три опорных подшипника. Установка среднего подшипника в зоне высоких температур, снабжение его маслом через маслопроводы, проходящие через эту зону, существенно усложнило конструкцию и снизило ее надежность.

При освоении ГТЭ-150, которое происходило очень долго и трудно и результаты которого нельзя признать успешными с точки зрения достигнутой экономичности, было решено много проблем, которые являются узловыми для создания ЛМЗ отечественных ГТУ. К ним относятся:

изготовление Заводом турбинных лопаток (ЛЗТЛ, г. Санкт-Петербург) методом точного литья по выплавляемым моделям первых двух рядов охлаждаемых рабочих лопаток;

изготовление штампованных лопаток длиной 735 мм для 4-й ступени газовой турбины;

освоение термобарьерных покрытий из диоксида циркония для лопаток и пламенных труб камер сгорания;

создание современных многорегистровых горелочных устройств для каждой пламенной трубы.

При доводке ГТЭ-150 были выполнены уникальные научно-исследовательские работы на камерах сгорания, компрессоре, газовой турбине и т.д. Эти работы и ввод ГТЭ-150 в опытную эксплуатацию создают реальные предпосылки для создания ЛМЗ мощной энергетической ГТУ усовершенствованной конструкции.

Вторую ГТУ, которую сегодня готов поставлять ЛМЗ — это ГТЭ-160, изготавливаемая по лицензии фирмы Siemens. Уже почти 2 года в двух экземплярах в составе ПГУ-450Т она эксплуатируется на Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга. Конструкция этой ГТУ, как ГТУ V94.2, подробно рассмотрена в лекции 14. Сейчас же отметим возможности ее использования для обновления теплоэнергетики России. Как видно из рис. 7.16 и рис. 7.23, ГТЭ-160 относятся к первому поколению высокотемпературных ГТУ, пригодных для использования в составе утилизационных ПГУ. Однако, как показано ниже (см. лекцию 14), после ряда усовершенствований ГТЭ-160 представляет собой вполне современную ГТУ, позволяющую построить ПГУ с КПД 50—52 %. Как уже неоднократно отмечалось, это дает экономию топлива в 25—30 %, и ПГУ с ГТЭ-160 можно строить уже сегодня.

Дополнительно в пользу целесообразности неотложного строительства ПГУ с ГТЭ-160 можно указать на то, что еще долгое время Россия будет страной с относительно дешевым природным газом (несмотря на неизбежность его существенного удорожания). Поэтому даже при таком КПД (50—52 %), относительно невысоком для современных ПГУ, рентабельность таких ПГУ для энергетики России несомненна.

Еще одно сомнение в целесообразности строительства ПГУ с ГТЭ-160 возникает в связи с использованием значительной доли деталей этой ГТУ,купаемых за рубежом (по неофициальным данным до 40 %), в частности, охлаждаемых лопаток газовой турбины. Однако большинство зарубежных фирм, строящих ГТУ, также прибегают к услугам специализированных предприятий, изготавливающих, в частности, охлаждаемые лопатки. Далее ЛЗТЛ изготовил охлаждаемые лопатки для ГТУ ГТЭ-150 ЛМЗ, с участием предприятия «Машпроект» (г. Николаев, Украина) изготовлены две ГТУ ГТЭ-110 (об этом ниже), выполнен рабочий проект ГТУ ГТЭ-180, для которой планируется производство охлаждаемых лопаток в России. Поэтому есть надежда, что изнашиваемые детали ГТУ, построенных сегодня и в ближайшем будущем, будут постепенно заменяться деталями отечественного производства.

Конечно, после ввода в эксплуатацию первого энергоблока ПГУ-450Т с КПД 50—52 %, возникает вопрос о строительстве ПГУ с еще большей экономичностью (54—56 % или 57—58 %) с использованием ГТУ с КПД 36—36,5 % или даже 38—38,5 % (см. табл. 7.2). Тогда эти ГТУ сейчас необходимо закупать за рубежом. Было бы крайне желательно построить одну или несколько таких ПГУ (например, одновальную трехконтурную ПГУ с промежуточным перегревом с ГТУ мощностью 240 МВт с температурой уходящих газов 580 °С, с расцепной муфтой, с байпасной дымовой трубой и газоплотным шибером, с подогревом топливного газа и встроенной в барабан деаэрационной колонкой) для критического изучения передового зарубежного опыта в области создания высокоэкономичных ПГУ. Тем самым в России просто сократится период освоения современных ГТУ.

Однако российская теплоэнергетика, в которой в ближайшие 15—20 лет предстоит заменить примерно 100 млн кВт установленной мощности, не может и не должна базироваться на иностранной технике вообще и зарубежных ГТУ в частности. Такое мнение основано не на патриотизме и даже не энергетической безопасности (хотя и они имеют значение), а просто на экономических соображениях: техническое обслуживание, ремонты, замена деталей и отечественное сервисное обслуживание обойдется нашей энергетике существенно дешевле, чем иностранное.

Первой реальной современной отечественной высокотемпературной ГТУ, которая найдет самое широкое применение в энергетике России, в том числе и в ПГУ, следует считать ГТЭ-110 номинальной мощностью 110 МВт (см. табл. 7.1). Первая ГТУ разработана НИИ «Машпроект», и ее первый опытный экземпляр был изготовлен в 1998 г. в производственной кооперации НПП «Машпроект» и ОАО «Рыбинские моторы». Результаты его испытаний, выполненные на специальном испытательном стенде на Украине, подтвердили правильность заложенных в конструкцию технических решений. Второй экземпляр ГТЭ-110 был установлен на испытательном стенде Ивановской ГРЭС с целью проведения ресурсных испытаний. В отличие от первого экземпляра ГТЭ-110, мощность которого при испытаниях поглощалась гидротормозом, вторая ГТЭ-110 приводит электрический генератор с выдачей мощности в электрическую сеть.

Конструкция ГТЭ-110 показана на рис. 11.3. Она основана на опыте создания судовых ГТУ, для которых характерны компактность конструкции, тонкие диски компрессора и

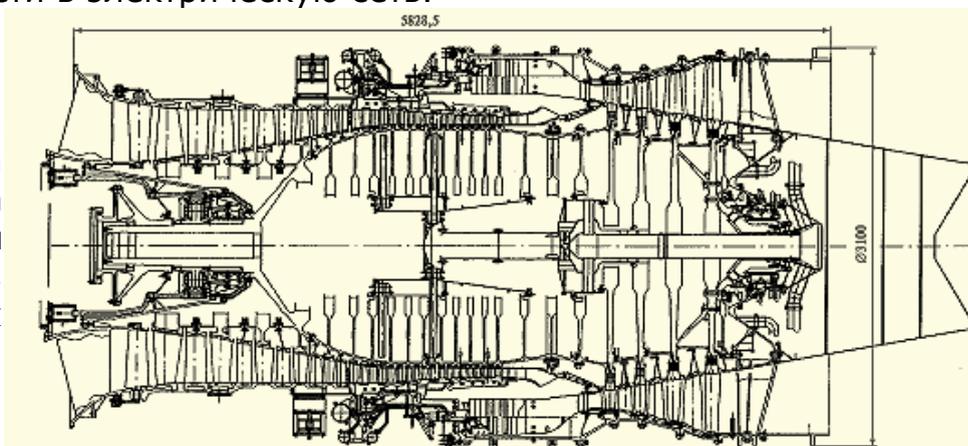


Рис. 11.3. Газотурбинная установка ГТЭ-110

турбины и др. Следствием этих конструктивных решений явилась очень малая масса ГТУ, не превышающая 50 т.

ГТУ выполнена по простой термодинамической схеме. Она имеет двухпорный ротор, опирающийся как и все современные ГТУ только на два опорных подшипника и объединяющий роторы компрессора и турбины. Упорный подшипник расположен в левой опоре и совмещен с опорным подшипником. Компрессор имеет ВНА с электроприводом и 15 ступеней. За пятой и десятой ступенями компрессора и за камерой сгорания установлены перепускные (антипомпажные) клапаны, обеспечивающие устойчивый пуск ГТУ. Камера сгорания — противоточная, трубчато-кольцевая, содержащая 20 пламенных труб, может работать на газе и жидком топливе. Турбина имеет четыре ступени. Охлаждаются сопловые лопатки первых трех ступеней и рабочие лопатки первых двух ступеней.

В декабре 2001 г. — январе 2002 г. выполнены комплексные 72-часовые испытания второго экземпляра ГТУ при работе на жидком топливе. Было проведено более 20 пусков с последовательным нагружением от минимальной до максимальной нагрузок. Максимальная нагрузка составила 114 МВт, а достигнутый КПД — 34,6 %. Ревизия ГТУ после испытаний выявила значительное число дефектов элементов пламенных труб, сопловых и рабочих лопаток турбины, являющихся следствием литейных дефектов из-за недостаточно отработанной технологии литья, а также нештатной работы пламенных труб с превышением температуры. Тем не менее, можно быть уверенным, что в ближайшее время ГТЭ-110 будет доведена до необходимой надежности.

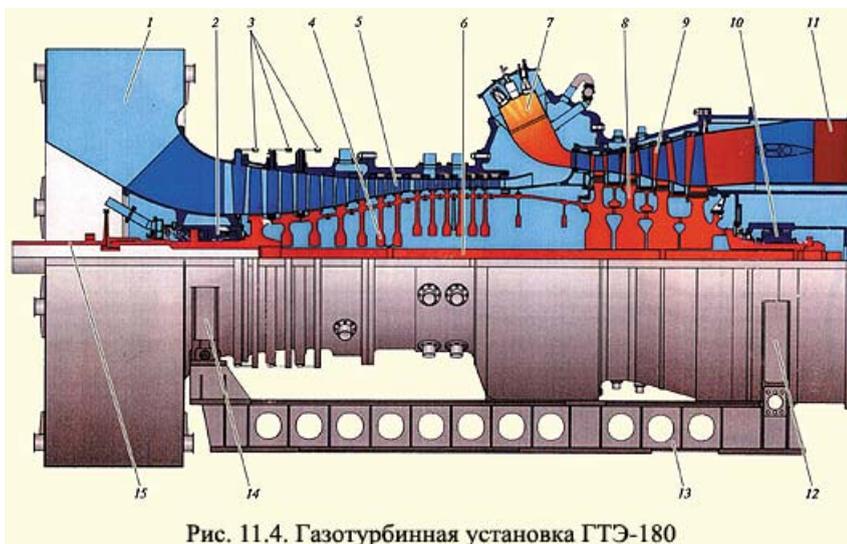


Рис. 11.4. Газотурбинная установка ГТЭ-180

В 2002 г. ЛМЗ совместно с АО «Авиадвигатель» (г. Пермь) закончил рабочий проект турбины ГТЭ-180 (рис. 11.4) и приступил к ее изготовлению. Это будет вполне современная ГТУ серии FA (см. рис. 7.16), параметры которой приведены в табл. 7.1. Ее конструкция удовлетворяет самым современным представлениям.

Страница 56 из 75

### **11.3. Проблемы и перспективы создания российских паротурбинных энергоблоков нового поколения**

Стратегическим направлением развития теплоэнергетики, работающей на твердом топливе, является создание паротурбинных энергоблоков нового поколения, работающих на ССКП пара, имеющих совершенную проточную часть и улучшенную тепловую схему. Принципиальным в этом перечне вопросов является повышение параметров пара, которое требует решения ряда принципиальных, в первую очередь, научных и технологических проблем.

Главной проблемой является обеспечение ресурса в 200—250 тыс. ч таких элементов энергоблока как высокотемпературные роторы турбины, коллекторы пароперегревателей котлов, паропроводы и корпуса арматуры, установленной на них. Критическими элементами в этом перечне являются роторы ЦВД и ЦСД паровой турбины, для которых обычные трудности обеспечения необходимой прочности усугубляются технологическими проблемами изготовления огромных поковок высокого качества.

Создание новых турбинных материалов, обладающих необходимыми рабочими свойствами при суперсверхкритических начальных параметрах пара, является главной проблемой освоения новой ступени параметров. Установившееся совершенно неверное представление о паротурбинной энергетике, как о направлении, достигшем предела своего технического развития ввиду невозможности повышения параметров пара, привело практически к полному свертыванию работ в нашей стране по созданию новых материалов. Для высокотемпературных роторов используются низколегированные хромомолибденованадиевые стали P2 (P2M) и ЭИ-415, а для корпусов — аналогичные стали 15X1M1ФЛ, 20XMФЛ и 20XMЛ. Имеется опыт использования внутренних корпусов ЦВД из 12 %-ной хромистой стали. Поэтому, говоря о перспективах создания новых турбинных материалов для энергоблоков ССКП, к сожалению, приходится в значительной степени ориентироваться на зарубежный опыт.

Специфические проблемы материалов для ССКП связаны с роторами высокотемпературных цилиндров: сверхвысокого, высокого и среднего (для турбин с двумя промежуточными перегревами) давлений. Главная проблема — обеспечение длительной прочности при достаточных жаростойкости, вязкости разрушения, сопротивлении малоцикловой усталости и технологичности изготовления.

Для каждого уровня параметров требуются свои материалы, в определенной степени зависящие от отмеченных выше особенностей конструкции турбины и наличия охлаждения.

Для температур вплоть до 570—580 °С пригодны имеющиеся материалы, возможно модифицированные с целью небольшого улучшения характеристик. В частности, для критического элемента турбины — ротора среднего давления — требуется разработка модифицированной низколегированной хромомолибденованадиевой стали с содержанием хрома до 2 % и присадками никеля, азота и вольфрама. Это позволит существенным образом повысить вязкость разрушения при сохранении остальных прочностных характеристик.

Для параметров 30 МПа, 600 °С требуются улучшенные жаропрочные стали с содержанием хрома 9–12 %. В отличие от стандартных 12 %-ных хромистых сталей, улучшенные стали легируются дополнительно ниобием и вольфрамом, в них уменьшается в 2 раза содержание углерода и молибдена. Такие стали разработаны в Японии и в рамках европейской программы COST как для поковок роторов, так и для литых элементов арматуры. Сегодня созданы все основные необходимые материалы для уровня температур 600 °С. Однако высказываются и более осторожные точки зрения, как правило, не исследователями новых материалов, а производителями энергетического оборудования. Сравнительно небольшой разброс мнений связан, как отмечалось выше, с различной конструкцией турбин, в частности, с использованием охлаждения.

Отношение к созданию материалов на параметры 35 МПа, 650 °С в настоящее время двоякое. С одной стороны, имеется многолетний опыт использования аустенитных материалов для энергоблоков Эддистоун-1, Фило-6, СКР-100 и других, а с другой — понимание того, что создание современного энергоблока достаточно большой мощности с хорошими эксплуатационными характеристиками на эти параметры невозможно без создания новых материалов. Поэтому уже сейчас, несмотря на неопределенность сроков перехода на параметры 35 МПа, 650 °С, осуществляются работы, направленные на создание критического (из-за своей массы) элемента — ротора ЦСД. Первые исследования материала слитков массой 16–19 т показали, что такие материалы могут быть созданы в обозримом будущем.

Наибольших успехов в разработке новых жаропрочных материалов достигли фирмы Японии и европейские фирмы в рамках программы COST, специально осуществленной для разработки жаропрочных материалов для энергоблоков ССКП.

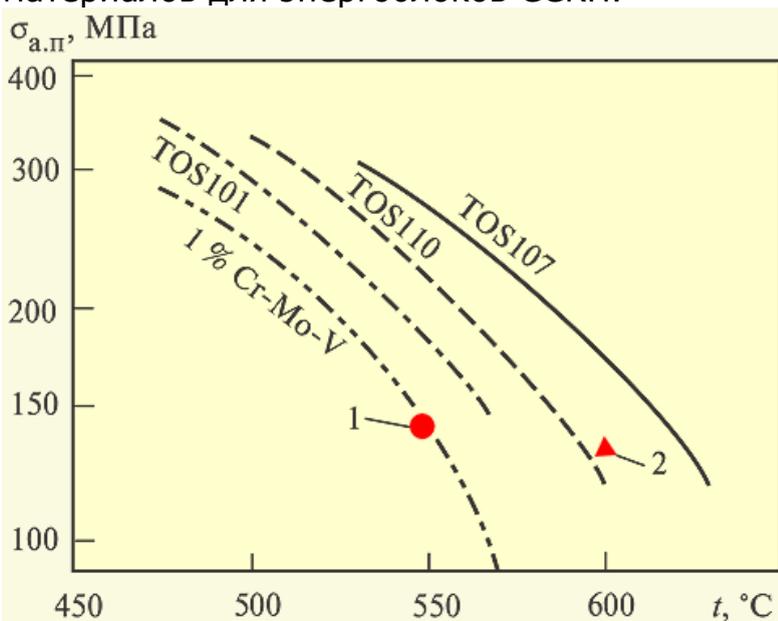


Рис. 11.5. Сравнение длительной прочности японских роторных сталей с отечественными

На рис. 11.5 представлены данные по длительной прочности роторных сталей. На графике показано значение длительной прочности, полученное специалистами ЦКТИ и ЛМЗ в результате испытаний турбинных роторов после их длительной эксплуатации (точка 1). Видно, что отечественная

хромомолибденованадиевая сталь Р2МА имеет практически такие же характеристики, как и японская сталь 1 % Cr-Mo-V. Экстраполяция

кривой для этой стали на повышенные температуры показывает, что при реальных напряжениях в роторах в 70—80 МПа предельная температура для нее составляет 575 °С. По существу это означает, что хорошо освоенная отечественная роторная сталь Р2МА не хуже японской и может применяться до 575 °С.

Сталь TOS101 была разработана в Японии в 60-е годы XX в. для роторов турбин с начальной температурой 566 °С. Первый ротор из нее был использован в турбине мощностью 375 МВт в 1973 г. К настоящему времени из этой стали изготовлено более 20 роторов для турбин мощностью до 1000 МВт, в основном, для ЦСД и ЦВСД.

Улучшенная высокохромистая сталь TOS107, разработанная в 1982 г. с добавлением 1 % вольфрама, предназначена для роторов турбин с начальной температурой 593 °С. К настоящему времени из нее изготовлены роторы для цилиндров турбин мощностью до 700 и 1000 МВт. Новая сталь TOS110 предназначена для турбин с начальной температурой 630 °С. Из нее сначала были изготовлены поковки массой 20 т с наружным диаметром 1060 мм, из которых были взяты образцы и получены характеристики, приведенные на рис. 11.5. Отечественная сталь ЭИ 756 с содержанием хрома 10,5—12,5 % имеет длительную прочность (точка 2) на уровне длительной прочности японской стали TOS107, однако она содержит больше нечистот, что неудивительно, поскольку она разрабатывалась еще в 50-е годы, когда технология получения слитков и поковок существенно отличалась от современной. Это означает, что улучшенная сталь потребует доводки для обеспечения необходимого сопротивления охрупчиванию, скорости распространения трещин и вязкости разрушения. Для решения этой проблемы в России существует база для получения современных материалов для паровых турбин и котлов нового поколения (лаборатории в ЦКТИ, ЦНИИТМАШ, ВТИ и других организациях). После улучшения сталей и дополнительных исследований на больших базах по времени, исследований малоциклового усталости, сопротивления хрупкому разрушению и распространению трещин под действием статических и переменных нагрузок может быть создана полноценная перспективная сталь для высокотемпературных роторов. Имеются и другие стали для использования для роторов турбин ССКП.

Альтернативой разработки новых жаропрочных материалов является создание систем охлаждения роторов в зоне высоких температур. В отличие от лопаток газовых турбин, для которых требуется глубокое охлаждение (примерно с 1300—1400 до 800—850 °С), в паровой турбине в охлаждении лопаток нет необходимости, а для обеспечения достаточной надежности, как видно из рис. 11.5, требуется снижение температуры металла всего лишь на 40—60 °С.

Использование охлаждения для роторов паровых турбин началось в начале 60-х годов XX в., и в настоящее время его применяют многие фирмы. Универсальной является комбинированная

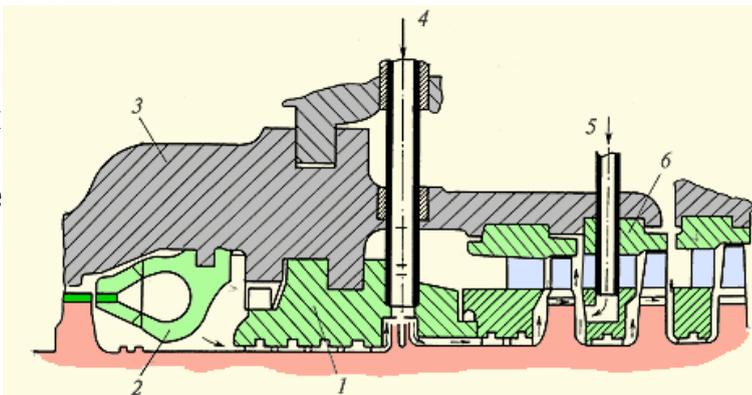


Рис. 11.6. Схема универсальной системы охлаждения ротора с комбинированным ЦРСД и ЦВСД

система (рис. 11.6), сочетающая в себе элементы естественного (внутреннего) и принудительного (внешнего) охлаждения. Цилиндры высокого и среднего давления выполнены в одном внешнем корпусе (совмещенный ЦВД). Впуск свежего и вторично перегретого пара осуществляется в среднюю часть. Свежий пар расширяется в соплах регулирующей ступени и поступает в промежуточное уплотнение, где его температура снижается при дросселировании (естественное охлаждение). Затем к дросселированному пару подмешивается относительно холодный пар из первого отбора на регенерацию (принудительное охлаждение). Холодная смесь движется вдоль промежуточного уплотнения, охлаждая участок ротора ЦСД и диск его первой ступени. Этот же диск и часть ротора под диафрагмой второй ступени принудительно охлаждаются паром из следующего отбора на регенерацию. При нагрузках турбины, близких к номинальной, когда давление в камере регулирующей ступени велико и снижение температуры пара вследствие дросселирования значительно, принудительное охлаждение может вообще не использоваться. Нельзя обойтись без него и при работе на скользящем давлении.

Использование отработавшего в ЦВД пара для охлаждения роторов реализовано ПКТИ на 13 турбинах мощностью до 500 МВт. Хотя разработанная система устанавливалась в основном с целью повышения эксплуатационных характеристик работающих турбин (повышение малоциклового долговечности, предупреждение прогибов вследствие ползучести и т.д.), она годится и для освоения повышенных температур пара.

Еще раньше принудительное охлаждение использовалось на опытно-промышленном энергоблоке с предвключенной турбиной СКР-100 на параметры пара 30 МПа/650 °С на Каширской ГРЭС. Принудительное охлаждение ротора ЦСД применялось и на первой в мире современной мощной турбине ТЭС Хекинен при температурах 538 °С/593 °С.

Идея применения только естественного охлаждения ротора ЦВД вследствие дросселирования в промежуточном уплотнении использована в предложении по реконструкции энергоблоков 300 МВт при одновременном повышении начальной температуры до 570 °С. По оценкам снижение температуры может составить более 40—50 °С, что достаточно для обеспечения длительной прочности ротора ЦСД.

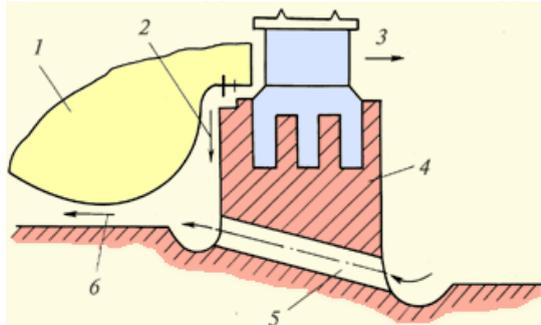


Рис. 11.7. Охлаждение диска и вала под ним «холодным» паром из камеры регулирующей ступени

Определенный интерес представляет давно применяемая в турбинах СКД Японии система естественного охлаждения, основанная на использовании насосного эффекта диска регулирующей ступени. Разработка и исследования этой системы (рис. 11.7) осуществлялись применительно к ротору двухпоточного ЦВД турбины мощностью 1000 МВт на параметры 24,1 МПа, 593 °С/593 °С

японской фирмы Мицубиси. Охлаждение диска регулирующей ступени осуществляется «прокачкой» части «холодного» пара из камеры регулирующей ступени в пространство перед ее диском. При этом расход пара через охлаждающие отверстия подбирается таким образом, чтобы иметь в них турбулентное течение, обеспечивающее высокий уровень теплообмена. Затем нагретый пар смешивается с высокотемпературной корневой утечкой, и смесь пониженной температуры поступает на охлаждение средней части ротора.

Опыт использования системы охлаждения в России уже имеется. Совершенствование расчетных методик оценки температурных полей охлаждаемых элементов турбин и определение экономической выгоды от введения охлаждения позволят без больших затрат провести оптимизацию параметров этой системы и их конструктивные исполнения для турбин на повышенные параметры пара.

Использование любой системы охлаждения приводит либо к недовыработке мощности в турбине высокопотенциальным отбираемым паром (при принудительном охлаждении), либо к дополнительным потерям в проточной части вследствие затраты мощности. Поэтому система охлаждения должна быть выполнена так, чтобы выигрыш от повышения параметров пара при ее использовании превышал необходимые затраты. По многим причинам натурные исследования теплообмена на натуральных турбинах затруднительны и чрезвычайно дорогостоящи. Поэтому необходимы создание экспериментальных стендов, моделирующих процессы теплообмена и газодинамическую картину течения различных потоков пара в турбинной ступени, разработка уточненных методов расчета потерь в проточной части охлаждаемых ступеней с оценкой экономического эффекта для всей турбоустановки.

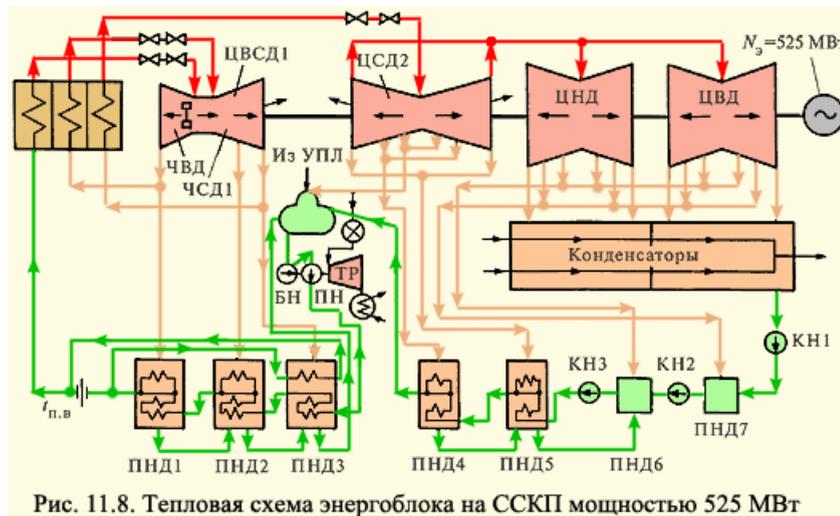
Можно с уверенностью прогнозировать, что подобно тому, как охлаждение лопаток газовых турбин привело к революции в газотурбостроении и создало предпосылки к появлению высокоэкономичных утилизационных ПТУ, разработка охлаждения паровых турбин приведет к аналогичной революции. Это тем более целесообразно, что в наших научных организациях накоплен огромный задел в области теплообмена.

В отличие от ГТУ, паровым турбинам СКД и ССКП в бывшем СССР уделялось особое внимание. Были времена, когда СССР лидировал в строительстве энергоблоков СКД, ввел в эксплуатацию и освоил энергоблок с турбиной СКР-100 на параметры 29,4 МПа/650 °С (1966 г.). С начала 90-х годов научно-техническая общественность России, обеспокоенная наметившимся отставанием энергетики России в области освоения ССКП, подняла вопрос о необходимости вновь вернуться к повышению параметров (здесь необходимо в первую очередь отметить усилия ученых кафедры паровых и газовых турбин МЭИ). Были проработаны различные концепции турбоустановок с турбиной мощностью 525 МВт с начальным давлением  $p_0 = 29$  МПа. Температура свежего пара и пара промперегрева варьировалась от 580 до 600 °С, давление в конденсаторе  $p_k = 3,4$  кПа, температура питательной воды  $t_{п.в}$

= 300 °С. Вариант с одним промперегревом базировался на усовершенствованной тепловой схеме турбины ЛМЗ К-500-23,5-4, выпущенной ЛМЗ для района Экибастуза. При расчетах принято, что проточная часть турбины отвечает современному уровню, лопатка последней ступени имеет длину 1200 мм ( $W = 11,3 \text{ м}^2$ ), КПД котла  $\eta_k = 94,5 \%$ . Итоги расчета влияния температуры пара на КПД энергоблока мощностью 525 МВт при одном промежуточном перегреве пара приведены ниже

$t_0 / t_{\text{пп}}, \text{ }^\circ\text{C}$	580/580	580/600	600/600
КПД $\eta_{\text{Эб}}^{\text{нетто}}, \%$	44,94	45,11	45,33

Как видно, при начальных параметрах пара 29 МПа, 600 °С/600 °С вполне достижим КПД энергоблока нетто в 45,3 %.



На рис. 11.8 приведена тепловая схема энергоблока с двумя промежуточными перегревами. Результаты расчета влияния температуры пара на КПД энергоблока мощностью 525 МВт при двух промежуточных перегревах приведены ниже:

$t_0 / t_{\text{пп1}} / t_{\text{пп2}}, \text{ }^\circ\text{C}$	580/580/580	580/590/600	600/600/600
КПД $\eta_{\text{Эб}}^{\text{нетто}}, \%$	45,51	45,67	45,90

Видно, что введение второго промежуточного перегрева позволяет поднять КПД примерно на 0,6 % абсолютных, т.е. сэкономить 1,3 % топлива. Основываясь на этих разработках, организациями России (ВТИ, ЛМЗ, ЦНИИТМАШ, ЗиО, МЭИ, ХТЗ) были разработаны технические требования к энергоблоку мощностью 525 МВт на ССКП. Энергоблок выполняется с одним промежуточным перегревом пара на параметры перед турбиной 29 МПа, 595 °С/597 °С с давлением в конденсаторе 3,5 кПа, температуре питательной воды 300 °С. В схеме применены все новейшие отечественные и мировые достижения, турбина выполняется в соответствии с последними достижениями в аэродинамике. Она состоит из ЦВД, ЦСД и двух ЦНД. При работе на каменном угле КПД энергоблока нетто составляет 45 %, а на буром — 45,5 %.

В октябре 1997 г. Научно-технический совет РАО «ЕЭС России» после рассмотрения разработок по энергоблоку ССКП мощностью 525 МВт отметил его соответствие мировому уровню и готовность российских производителей создавать оборудование для энергоблока. В качестве

ТЭС для строительства головного энергоблока по предложению Мордовэнерго была намечена Мордовская ГРЭС, на которой ранее предполагалось строить энергоблок 500 МВт на стандартные параметры СКД. К сожалению, несмотря на то, что прошло 6 лет, никаких подвижек в дальнейшем проектировании энергоблока нет.

Страница 57 из 75

#### 11.4. Котлы с циркулирующим кипящим слоем

При рассмотрении перспектив использования твердого топлива, в частности для энергоблоков нового поколения, одним из основных вопросов является его эффективное сжигание. Под последним в первую очередь понимается выполнение двух требований: сжигание должно быть полным, т.е. экономичным, и оно не должно приводить к большим выбросам вредных веществ (в первую очередь оксидов серы и азота).

Долгое время для сжигания использовался и продолжает использоваться так называемый *факельный метод*, при котором смесь мелкоразмолотого угля и горячего воздуха непрерывно подается в зону горения, поддерживая горящий факел, являющийся источником лучистой и тепловой энергии для нагрева рабочего тела. Для выполнения указанных выше требований разработан и внедрен в практику целый ряд режимных и конструктивных мероприятий, которые, тем не менее, не могут решить проблему в полной мере. Поэтому последние 15 лет ведутся поиски экологически чистых технологий сжигания широкой гаммы твердых топлив, особенно энергетических твердых топлив низкого качества. В числе таких технологий находится технология сжигания твердых топлив в *циркулирующем кипящем слое* (ЦКС) при атмосферном давлении.

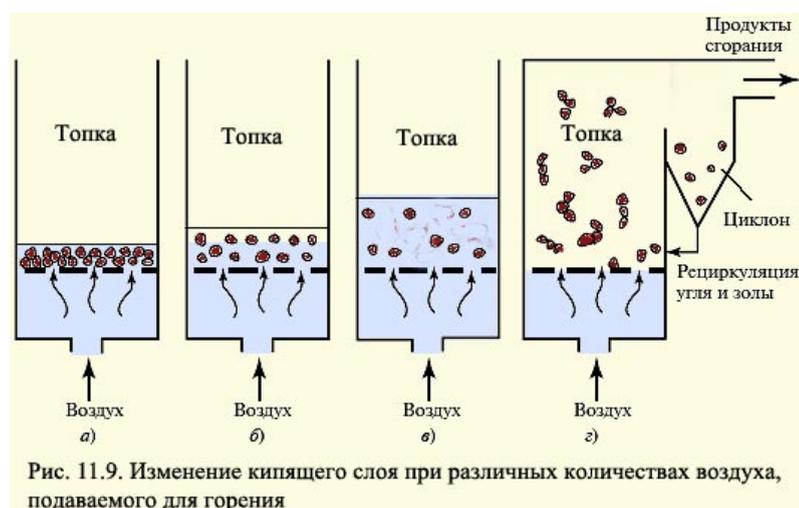


Рис. 11.9. Изменение кипящего слоя при различных количествах воздуха, подаваемого для горения

Теоретической основой функционирования котлов с ЦКС является представление о *кипящем слое*. Если в некоторой камере (рис. 11.9, а) установить решетку, на которую поместить слой угля, и к решетке подать в небольшом количестве воздух, то после предварительного разогрева слоя начнется горение топлива с поверхности с выделением газообразных продуктов сгорания. При восполнении сгорающего топлива на решетке будет поддерживаться горящий фиксированный слой. Будет осуществляться так называемое *слоевое сжигание* твердого топлива. Если увеличивать подачу воздуха под решетку, то на частицы топлива, находящегося на решетке, будет действовать скоростной напор, который

будет противодействовать силе тяжести, действующей на каждую частицу топлива. При некоторой скорости воздуха частицы топлива окажутся во взвешенном состоянии в подъемном потоке воздуха, а толщина горящего слоя возрастет (рис. 11.9, б).

При дальнейшем возрастании скорости в слое появляются отдельные пузыри воздуха (рис. 11.9, в), и толщина слоя возрастает еще больше. Это так называемый пузырьковый кипящий слой. Он ведет себя так, как ведет себя кипящая жидкость, отсюда и название метода — сжигание в кипящем слое.

При еще большем расходе воздуха подъемная сила, действующая на частицы топлива, оказывается настолько большой, что они не успевают сгорать и вырываются из кипящего слоя. При дальнейшем увеличении расхода воздуха видимый слой исчезает и происходит горение скоплений частиц топлива во всем объеме камеры с интенсивным перемешиванием (рис. 11.9, г). Больше количество частиц топлива не успевает сгореть и выносятся из камеры. Здесь на их пути устанавливают циклон — цилиндрический сосуд, в котором продукты сгорания отделяются от несгоревших частиц. Продукты сгорания направляются во вторую часть котла — конвективную шахту — для нагрева рабочего тела (воды и пара), а несгоревшие частицы движутся в закрученном потоке, отбрасываются к стенкам, падают вниз и снова направляются в камеру горения. Это и есть *циркулирующий кипящий слой*. Главная его особенность состоит в том, что циркулирующий материал в сотни раз превышает количество воздуха, подаваемого для горения.

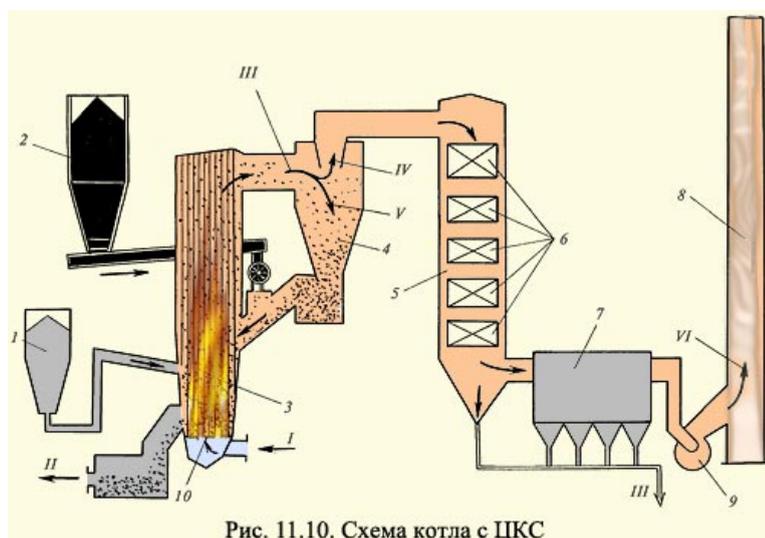


Рис. 11.10. Схема котла с ЦКС

Имеется целый ряд схем, реализующих технологию ЦКС. Рассмотрим одну из них, показанную на рис 11.10. Уголь из бункера направляется на воздухораспределительную решетку топki, под которую для горения подается горячий воздух. На нее же из другого бункера поступает известняк, который вступает в химическую реакцию с серой, связывает ее и в дальнейшем вместе с сухой золой отводится из котла. Таким образом, исключается попадание серы в дымовые газы и затем в воздушный бассейн. Образующийся кипящий слой передает часть своей теплоты рабочему телу, движущемуся в экранах, которыми облицованы стены топki. Из верхней части топki смесь продуктов сгорания и частиц

топлива, не сгоревших в кипящем слое, направляется в циклон, где происходит отделение частиц несгоревшего топлива от продуктов сгорания. Несгоревшие горячие частицы смешиваются с частицами свежего топлива, и эта смесь поступает в горящий кипящий слой топки. Продукты сгорания поступают в конвективную шахту, в которой расположены другие поверхности нагрева рабочего тела: конвективный первичный и промежуточный пароперегреватели, экономайзер, воздухонагреватель. На выходе из конвективной шахты из продуктов сгорания удаляется летучая зола, и затем они поступают в электрофильтры для удаления остатков летучей золы, после чего они направляются в дымовую трубу для рассеивания в верхних слоях атмосферы.

Одна из основных идей, реализуемых в котлах с ЦКС, состоит в том, что температура кипящего слоя оказывается невысокой — на уровне 820—900 °С. При таких температурах образование окислов азота идет очень медленно. Заметим, что в факельных пылеугольных топках температура горения достигает 2000 °С. В свою очередь, низкая температура горения обеспечивается большим размером частиц угля (от 2 до 25 мм) и их разобщенностью в кипящем слое, в отличие от пылеугольного сжигания, когда размер пылевых частиц находится на уровне 200 мкм.

Другая важная идея — многократная циркуляция горячей смеси золы, известняка и сравнительно небольшого количества подводимого свежего топлива. Это обеспечивает не только хорошую сероочистку продуктов сгорания, но и существенно интенсифицирует процесс сжигания.

Котлы с ЦКС, кроме отмеченных выше преимуществ имеют ряд других.

1. В ЦКС эффективно сжигаются некачественные топлива: угли с большим содержанием породы, который в ЦКС играет роль циркулирующего наполнителя слоя; угли с высоким содержанием золы и влаги, а также трудно зажигаемые топлива (с малым выходом летучих легковоспламеняющихся газов).
2. В одном и том же котле можно сжигать топливо разного и меняющегося качества.
3. Перед подачей в топку ЦКС топливо не требует мелкого размола (достаточно дробление), что исключает необходимость в угольных мельницах и улучшает экологическую обстановку на ТЭС.
4. Отсутствие отдельных серо- и азотоочистки (в котлах с ЦКС они органически встроены в процесс горения) обеспечивает компактность этих котлов, что делает их привлекательными для реконструкции действующих ТЭС.

Вместе с тем, по сравнению с пылеугольными котлами, котлы с ЦКС более сложны, работают в более тяжелых условиях (эрозия поверхностей нагрева запыленным потоком), имеют повышенный расход электроэнергии на привод высоконапорных вентиляторов для подачи воздуха в зону горения и создания кипящего слоя.

Технико-экономические оценки показывают, что котлы с ЦКС в энергоблоках 150—200 МВт обеспечивают себестоимость электроэнергии, капитальные затраты, затраты на топливо, на

обслуживание и ремонт, не превышающие аналогичные затраты для пылеугольных котлов с сероочисткой. При этом подчеркивается, что результаты сравнения зависят от большого числа факторов и определяются конкретными условиями.

Область применения котлов с ЦКС — сжигание низкосортных твердых топлив при паропроизводительности до 250 т/ч как для новых ТЭС, так и проходящих модернизацию. В мире в настоящее время эксплуатируется более 200 энергетических котлов с ЦКС, в том числе освоен энергоблок мощностью 250 МВт. В России разрабатываются котлы с ЦКС паропроизводительностью 160, 500 и 1000 т/ч для сжигания каменных и бурых углей различных месторождений.

Страница 58 из 75

## **СТРАТЕГИЯ ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА И РЕНОВАЦИИ РАБОТАЮЩИХ ТЭС**

### **12.1. Методы реновации ТЭС и проблемы продления ресурса**

«Моральное» и «физическое» старение энергетического оборудования, срок службы которого рассчитан не менее чем на 40 лет, — вполне естественный процесс. Грамотные эксплуатация и техническое обслуживание позволяют обеспечить его нормальное «физическое» состояние в течение этого срока. Тем не менее, несмотря на то, что теплоэнергетика является очень инерционной отраслью промышленности, энергетическое оборудование постоянно совершенствуется. Это приводит к «моральному» старению: устаревший объект имеет существенно больший расход топлива на выработку электроэнергии, худшие показатели надежности, меньшую маневренность, чем усовершенствованные энергоблоки. И тогда появляются две возможности.

Первая возможность — это продолжение эксплуатации при принятой системе ремонтов и технического обслуживания, постепенно сокращая время его работы, т.е. постепенно переводя его из работы в базовой части графика нагрузки сначала в полупиковую, а затем — и в пиковую. Чем значительнее «моральное» старение, тем меньшее время должно работать неэкономичное оборудование (при том же календарном сроке службы в 40 лет). По существу почти таким путем развивалась энергетика СССР в доперестроечные годы советской власти: ежегодно вводилось 8—10 млн кВт новых мощностей, которые частично заменяли списанное не по «физическому», а по «моральному» возрасту оборудование (хотя при этом всегда находились «физические» причины для списания), а частично служили естественному развитию теплоэнергетики. Естественно, что такая схема функционирования теплоэнергетики требует больших средств, мощной энергомашиностроительной и строительной промышленности.

Вторая возможность — это постоянная реновация энергетических объектов, направленная на повышение технико-экономических показателей. Это при том же календарном сроке службы продлевает «активную» жизнь стареющих электростанций, позволяет сократить затраты средств на ввод новых более экономичных мощностей.

Наиболее выгодной является реновация паровых турбин. Усовершенствование проточной части турбины, сокращение паразитных протечек в ней, уменьшение потерь трения в подшипниках и другие мероприятия (см. лекцию 10) сразу же повышают мощность турбины без дополнительных затрат топлива. В большинстве случаев такая реновация позволяет сохранить не только всю инфраструктуру ТЭС (техническое водо- и топливоснабжение, котельную установку и систему регенерации) и системы контроля и автоматики, но и фундамент турбоагрегата. Все это обеспечивает малые затраты на реновацию.

Реновация другого оборудования ТЭС менее эффективна с точки зрения экономичности: как отмечалось выше, экономия теплоты приводит к вдвое меньшей экономии топлива (затрат на выработку электроэнергии). Конечно, при этом могут решаться не менее важные проблемы: уменьшение вредных выбросов в окружающую среду, повышение надежности и т.д.

Абсолютно бессмысленной, а если быть строгим — весьма малоэффективной является замена устаревшего оборудования на идентичное. Его технико-экономические показатели остаются на прежнем уровне, а «физическое» состояние не имеет, как мы увидим ниже, серьезных преимуществ перед списанным оборудованием (хотя, как правило, при заменах именно на него и ссылаются).

Структура генерирующих теплоэнергетических мощностей России в настоящее время уникальна. До конца 70-х годов она развивалась очень динамично и ни в чем не уступала, а во многом даже опережала теплоэнергетику западных стран. Однако, начиная с середины 70-х годов, односторонняя ориентация на преимущественное строительство АЭС и последующее его замораживание, практически полное прекращение вложения инвестиций в теплоэнергетику и энергомашиностроение в последующие годы привели к консервации энергетического оборудования на техническом уровне начала 80-х годов (см. табл. 9.6 выпуска головных образцов турбин). При нормальном развитии нашей теплоэнергетики в эти годы следовало развернуть широкий фронт работ по созданию жаропрочных материалов и технологий для энергоблоков нового поколения, и тогда сейчас мы имели бы структуру генерирующих теплоэнергетических мощностей совершенно другого уровня.

Сегодня в России практически все конденсационные теплоэнергетические мощности морально устарели. Исключение составляют 14 энергоблоков 800 МВт и энергоблок 1200 МВт, у которых экономичность находится на уровне 40 %. Несколько лучшая ситуация с теплофикационным оборудованием: энергоблоки 250 и 180 МВт, ТЭС с турбинами ТМЗ (Т-175/185-12,8 и ПТ-135/145-12,8) можно считать вполне современными, хотя и они требуют реновации с целью увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Таким образом, подавляющая часть парка генерирующих мощностей (примерно 100—110 млн кВт) требует либо замены, либо реновации. Это задача гигантского масштаба и в условиях, когда нет инвестиций для реализации очевидного проекта энергоблока 525 МВт на ССКП на

Мордовской ГРЭС (см. лекцию 11), говорить о массовой перестройке теплоэнергетики в ближайшие годы не приходится.

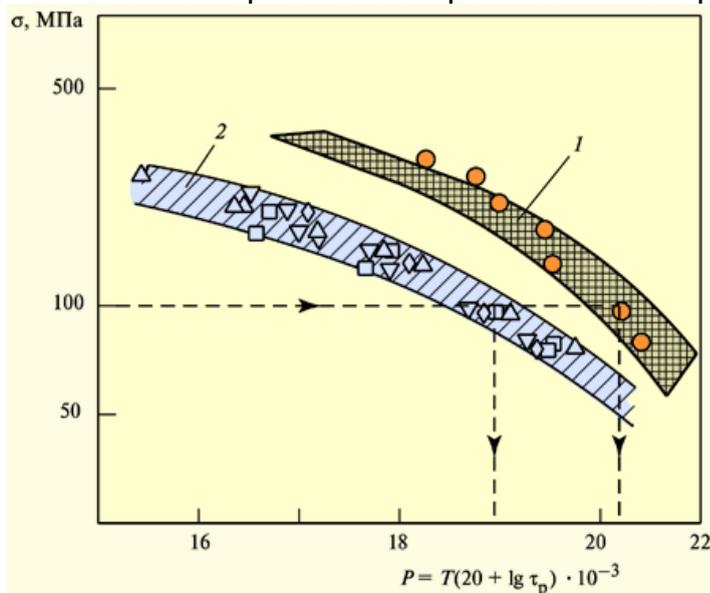
Даже при самой оптимистичной реализации планов по вводу высокоэкономичных ПГУ, работающих на природном газе, и пылеугольных энергоблоков ССКП нового поколения, потребуется обеспечить работу значительного парка энергоблоков с малоэкономичным морально устаревшим оборудованием после выработки им и расчетного, и даже паркового ресурса. В связи с этим важно понять, что происходит с металлом наиболее нагруженных элементов турбин, котлов, паропроводов и существуют ли «физические» пределы их несущей способности, после чего происходит их неизбежное разрушение. Этот вопрос рассмотрим в следующем разделе, а сейчас вполне определенно подчеркнем следующее: даже если «физические» возможности металла указанных элементов допускают весьма существенное продление сроков эксплуатации (а мы увидим, что так оно и есть), продление ресурса — это весьма дорогое и вынужденное мероприятие. Ежесекундные потери, связанные с пережогом топлива, необходимость частых и дорогостоящих инспекций (с потерями от недопроизводства электроэнергии), повышенные затраты на ремонт и замену изношенных элементов, необходимость в большом количестве ремонтного персонала, — все эти недостатки могут быть оправданы только тем, что убытки потребителей электроэнергии при ее недопоставке будут еще большими.

Очень часто даже от работников РАО «ЕЭС России» можно услышать мнение о дешевизне мероприятий по продлению ресурса. С точки зрения капитальных вложений это действительно так, однако с учетом пережога топлива и повышения его стоимости в перспективе, продление ресурса без реновации может быть оправдано лишь в отдельных конкретных случаях.

Страница 59 из 75

## 12.2. Последствия длительной работы металла при высокой температуре и истощение ресурса

Все характеристики металла, длительное время пребывающего при высокой температуре, ухудшаются в большей или меньшей степени независимо от того, находится он под напряжением или нет. При высокой температуре происходит изменение его структуры, и он постепенно теряет свою прочность. Говорят, что металл «старится».



Физическая причина старения состоит в зернистой структуре металла и образовании пор по границам зерен. Анализ изменения структуры металла по мере срока службы оборудования показывает, что после достаточно длительного времени по границам соседних зерен металла возникают отдельные

микропоры, видимые при 500-кратном увеличении. Их число растёт, и постепенно появляются цепочки микропор. В свою очередь цепочки микропор при дальнейшем развитии процесса ползучести превращаются в микротрещины, длина которых достигает одного-двух зерен. Микроповрежденность металла оценивается по балльной системе (от 1 до 5 баллов). Отсутствие микропор, выявляемых оптическими методами, соответствует 1 баллу, наличие по границам зерен микротрещин длиной 0,2—0,3 мм и появление макротрещин — 6 баллам. Промежуточные оценки соответствуют разной длине микропор и их числу в поле микроскопа с 800—1000-кратным увеличением.

На рис. 12.1 показана зависимость разрушающих напряжений в детали  $\sigma$  от так называемого параметра Ларсона-Миллера

$$P = T \cdot 10^{-3}(20 + \lg \tau_p)$$

где  $T$  — абсолютная температура;  $\tau_p$  — время пребывания материала при этой температуре. Параметр  $P$  характеризует требование к материалу детали проработать число часов  $\tau_p$  при температуре  $T$ , и тогда кривая  $s(P)$  даёт то напряжение, которое способна выдержать деталь. Наоборот, если деталь работает при напряжении  $s$  и температуре  $T$ , то кривая  $s(P)$  определяет значение параметра  $P$ , а из последнего можно получить возможное время работы детали. Если, например, в детали действует напряжение  $s = 100$  МПа (примерно такие напряжения действуют на расточке цельнокованого ротора), а прочность материала отражается областью для исходного (в состоянии поставки) материала, то при работе детали параметр  $P = 21,8$  и из формулы (12.1) легко получить, что материал может проработать  $\tau_p = 33,8$  млн ч, после чего в нём появится трещина. В действительности уже после 130—150 тыс. ч работы вследствие пребывания при высокой температуре прочность материала изменится, параметр  $P$  станет равным 20 и его возможная долговечность составит примерно 750 000 ч, т.е. уменьшится в 45 раз. С учётом естественного разброса свойств материала, значительной чувствительности  $\tau_p$  к отклонениям в напряжениях и температуре долговечность в 750 000 ч не является чрезмерной.

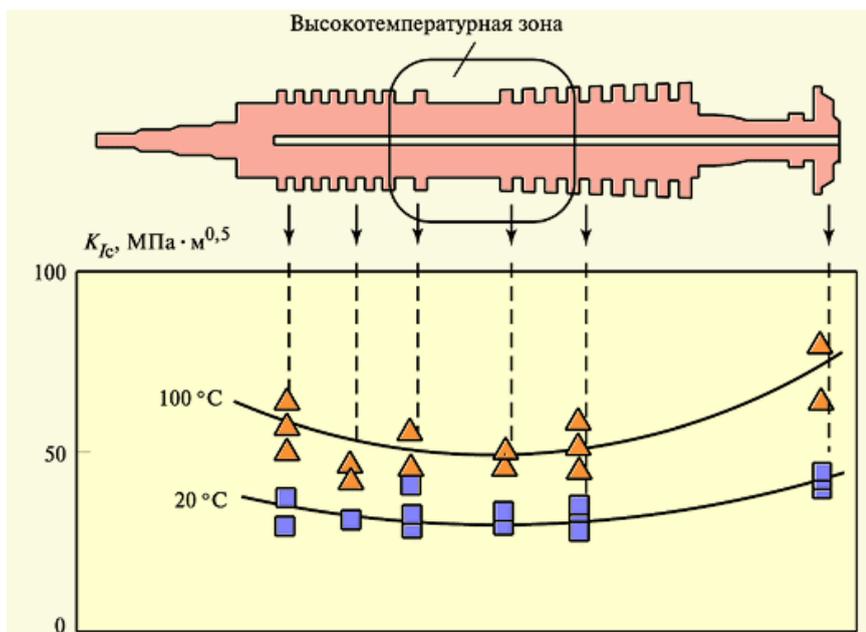
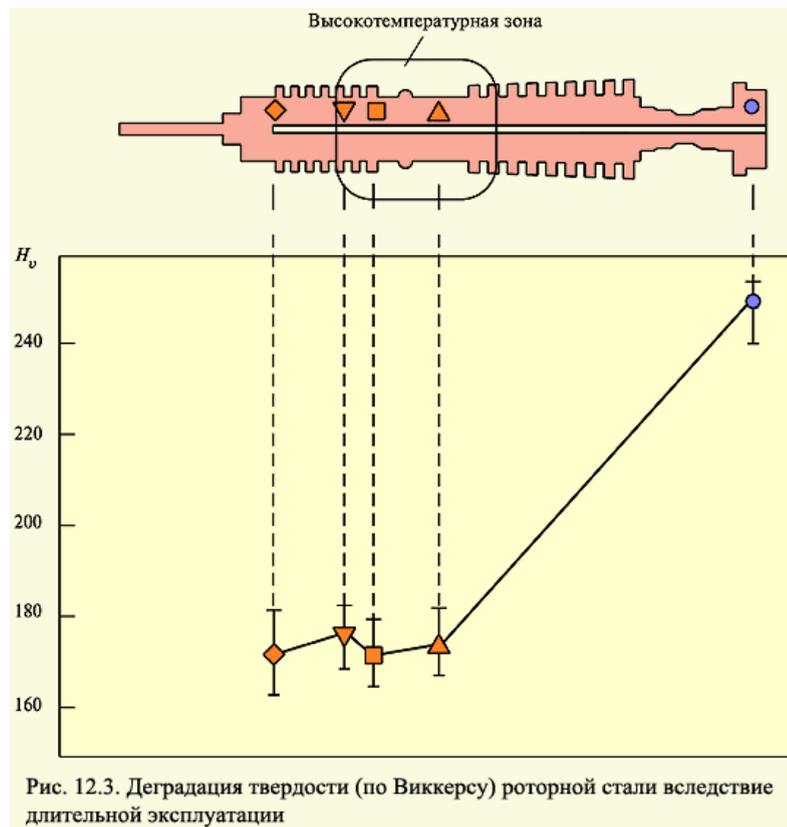
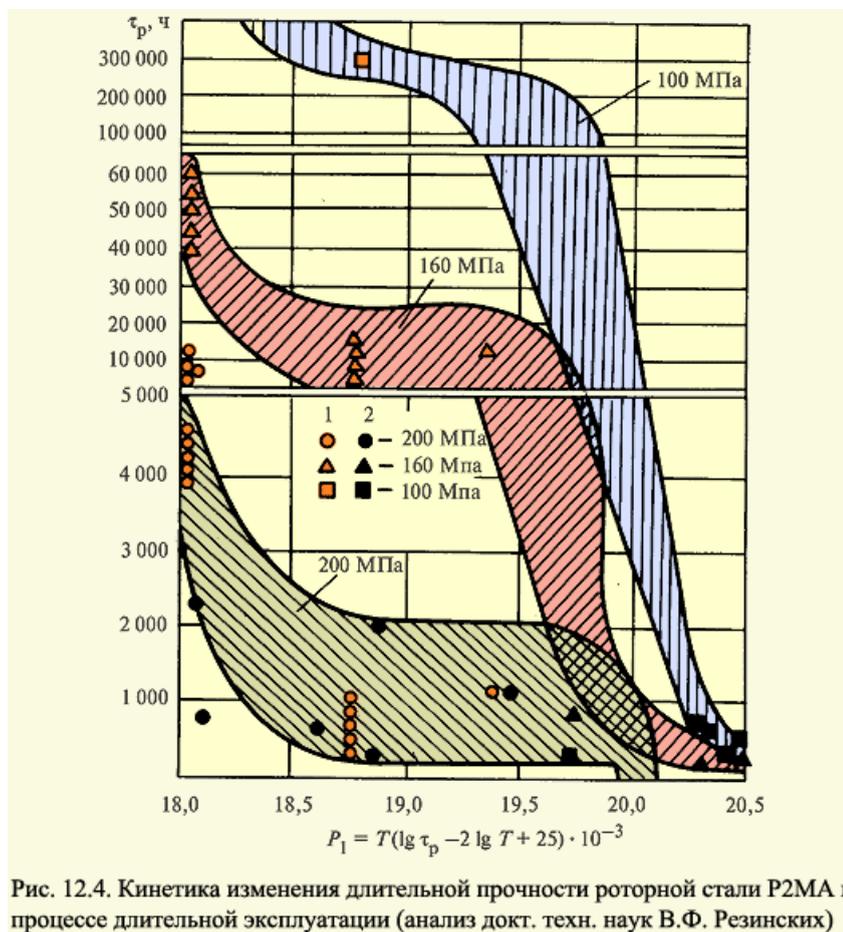


Рис. 12.2. Дegrаdация сопротивления хрупкому разрушению роторной стали вследствие длительной эксплуатации (испытания образцов при 20 и 100°C)

На рис. 12.2 показано распределение вязкости разрушения  $K_{1c}$  (см. лекцию 1) вдоль ротора цилиндра, которая характеризует сопротивление металла хрупкому разрушению при наличии трещин. Свежий пар и пар из промежуточного перегрева в таком цилиндре подводится в среднюю зону, и поэтому она самая горячая. Видно, что в зоне подвода свежего пара и пара после промежуточного пароперегревателя после 130—150 тыс. ч эксплуатации вязкость разрушения материала снизилась примерно на 20 %, и тогда деталь разрушится хрупко при наличии трещины примерно на 50 % меньшей, чем деталь из исходного материала.



Точно также уменьшается твердость металла (рис. 12.3), отражающая его прочность: пребывание при высокой температуре снижает и эту характеристику металла.



Для того, чтобы понять суть явления, рассмотрим результаты анализа влияния температуры и времени пребывания  $t$  материала при высокой температуре (времени старения) на время до разрушения  $t_p$ , полученное в испытаниях образцов после старения. Эти результаты показаны на рис. 12.4 (анализ докт. техн. наук В.Ф. Резинских). По оси абсцисс графика отложен параметр

$$P_1 = T \cdot 10^{-3}(\lg \tau - 2 \lg T + 25)$$

Параметр  $P_1$  зависящий от температуры и времени старения, определяет структуру металла: если, например, материал работает короткое время при высокой температуре или длительно, но при малой температуре, а параметр  $P_1$  для этих двух случаев одинаков, то считается, что и структура металла в этих двух случаях также одинакова. Если из различных зон, например ротора, прослужившего достаточно длительное время, изготовить образцы, то их структура будет различной и ее можно характеризовать соответствующими значениями параметра  $P_1$ . Если теперь все эти образцы нагрузить одинаковым напряжением  $s$ , например  $s = 160$  МПа и поместить в среду с одинаковой температурой, то через некоторое время  $t_p$ , отложенное по оси ординат, произойдет разрушение этих образцов, причем время пребывания под нагрузкой  $t_p$  зависит от параметра  $P_1$ . Для всех значений напряжений  $s$  характер зависимости долговечности  $t_p$  от  $P_1$  оказывается одинаковым (рис. 12.4): на первом этапе эксплуатации (20—40 тыс. ч) прочность стали уменьшается и затем стабилизируется, а при значении параметра  $P_1$  в пределах 19,5—20,0 катастрофически падает. Температура металла в наиболее горячих зонах турбины находится на уровне 500 °С и тогда из соотношения (12.1) легко получить, что при приведенных значениях параметра  $P_1$  необходимо достигнуть наработки в 1—2 млн ч, что в 2—5 раз меньше, чем наработка, достигнутая в настоящее время.

Аналогичным образом происходит изменение и других характеристик прочности.

Таким образом, металл длительно работающих турбин сегодня и в ближайшие 10 лет будет оставаться достаточно далеким от своего предельного состояния — полной потери несущей способности.

Почему же все-таки большая наработка, как мы уже знаем более 170—220 тыс. ч, приводит к опасности массового вывода из эксплуатации энергетического оборудования? Ответ на этот вопрос прост: в процессе эксплуатации на фоне общего ухудшения механических свойств в наиболее напряженных зонах возникают дефекты, размеры которых растут и достигают критического размера, при котором происходит практически мгновенное хрупкое разрушение детали.

Опасности внезапного хрупкого разрушения после длительной эксплуатации подвергаются паропроводы, особенно их тройники и гибы паропроводов, в которых возникают повышенные напряжения; арматура (корпуса задвижек, предохранительных и стационарных клапанов), корпуса стопорных и регулирующих клапанов свежего пара и пара

промежуточного перегрева, корпуса и цельнокованные роторы высокотемпературных цилиндров паровых турбин.

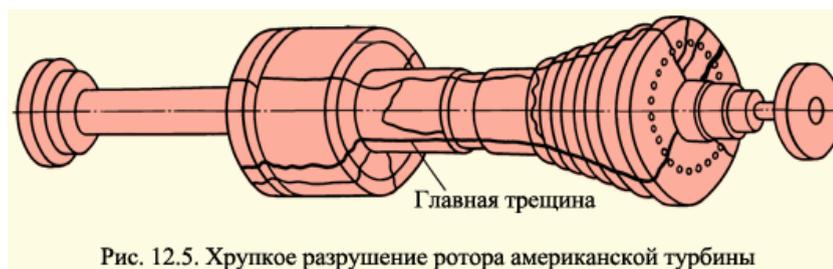


Рис. 12.5. Хрупкое разрушение ротора американской турбины

Особенно опасны по своим последствиям разрушения роторов. В качестве примера на рис. 12.5 показано разрушение ротора вала низкого давления (частота вращения 3600 об/мин), произошедшего в 1974 г. при пуске из холодного состояния на американской станции. В результате аварии образовались 23 куска массой более 40 кг и один массой 800 кг. Причиной разрушения явились мелкие трещины, появившиеся возле неметаллических включений внутри ротора под действием малоциклового усталости и ползучести, которые в процессе пусков (турбина прослужила 106 000 ч при 145 пусках из холодного состояния и 150 пусках из горячего состояния) объединились в магистральную трещину, достигшую критического размера, после чего и произошло разрушение.

Хрупкие разрушения роторов, как правило, приводят к механическому разрушению всего турбоагрегата (и турбины, и генератора), к возникновению пожара вследствие горения масла, поступающего из системы маслоснабжения подшипников, приводящего в считанные минуты к обрушению кровли, повреждению соседствующего вспомогательного оборудования и даже устройств, находящихся вне машинного зала (например, блочных трансформаторов). На многие месяцы из эксплуатации выводятся не только турбоагрегат, претерпевший аварию, но и соседние турбоагрегаты.

При длительной работе трещины образуются в зонах максимальной температуры: на внутренней поверхности осевых каналов под дисками первых ступеней ЦВД и ЦСД. Считается, что в общем случае они имеют плоскую полуэллиптическую форму с короткой полуосью, равной глубине  $l$  трещины, и длинной осью  $2c$ . Чем больше эллиптичность  $l/2c$ , тем опаснее трещина: при одинаковой глубине  $l$  трещина с  $l/2c = 0,1$  примерно вдвое опаснее, чем трещина с  $l/2c = 0,5$ . Трещина располагается в плоскости, проходящей через ось ротора, так как при вращении центробежные силы стремятся разорвать ротор по радиальным плоскостям.

Расчеты показывают, что для хрупкого разрушения типичного цельнокованого ротора достаточно на его расточке иметь осевую трещину глубиной 25—40 мм (при диаметре бочки ротора примерно 500—550 мм).

Таким образом, главная опасность эксплуатации оборудования, отработавшего свой расчетный ресурс, состоит в возможности тяжелых массовых аварий элементов энергоблока с выводом из эксплуатации на

длительный срок значительной части генерирующих мощностей вследствие возникновения и роста трещин.

Страница 60 из 75

### 12.3. Технология обеспечения и продления ресурса элементов энергетического оборудования

Предупреждение образования дефектов, ведущих к катастрофическим последствиям, начинается еще на этапе проектирования. Все оценки времени до появления трещин вследствие истощения длительной прочности металла ведут с учетом старения, т.е. ухудшенных характеристик по сравнению с теми, которые имеет металл новых деталей [для участка стабилизации (см. рис. 12.4)]. Проектирование ведется с большим, не менее чем 10-кратным запасом времени до разрушения. Цельнокованные роторы ЦВД и ЦСД турбин российских заводов выполняются с центральным каналом (рис. 12.6), необходимым для удаления наименее качественного металла, образующегося в середине слитка еще при его остывании в изложнице. Кроме того, полученный и тщательно зашлифованный канал позволяет средствами дефектоскопии тщательно проконтролировать его поверхность на наличие трещин и зон со свойствами, имеющими отклонения от нормы. Диаметр канала тщательно измеряют и последующее его увеличение при эксплуатации позволит контролировать его ползучесть.

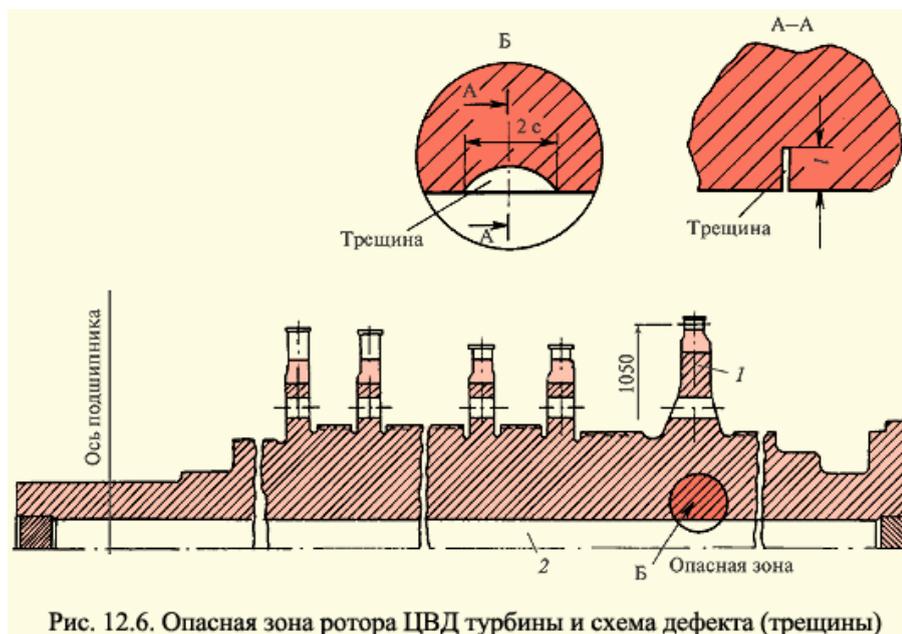


Рис. 12.6. Опасная зона ротора ЦВД турбины и схема дефекта (трещины)

Для обеспечения гарантированного расчетного срока службы все ответственные детали энергоблоков проходят тщательный поэтапный контроль и диагностику.

Например, для изготовления ротора его литье происходит в условиях вакуума для дегазации вредных газов, химический состав строго гарантируется для исключения таких элементов как сера и фосфор, придающих металлу склонность к хрупкому разрушению. Именно на этом этапе в значительной степени обеспечивается большая или меньшая склонность к высокотемпературному старению при последующей эксплуатации. Тщательно контролируемый режим остывания отливки обеспечивает равномерность свойств металла во всех ее зонах. После

получения отливки для ротора, из нее изготавливается поковка, форма которой имеет осевую симметрию. Поковка проходит тщательный контроль на трещины, рыхлости, пустоты, осесимметричность механических свойств. При обнаружении недопустимых дефектов и отклонений от требований технических условий на изготовление поковка безжалостно бракуется и направляется на переплав. Отливка иковка заготовки для ротора выполняются на металлургическом заводе, после выходного контроля на котором она поступает на турбинный завод. Здесь она подвергается входному контролю и из нее с соблюдением многочисленных мер контроля изготавливают ротор и облопачивают его.

При обнаружении дефектов и дефектных зон принимаются меры по их ликвидации (например, расточкой центрального канала). Если это оказывается невозможным, ротор бракуется.

После облопачивания ротор поступает в вакуумную разгонную камеру с прочными стенами. Он устанавливается на специальный балансировочный разгонный стенд, и его частота вращения доводится до 3300—3400 об/мин (если рабочая частота ротора турбины 3000 об/мин). Эта операция, наряду с динамической балансировкой, является последней проверкой качества изготовления ротора на заводе.

С началом эксплуатации ТЭС производится регулярный контроль и наблюдение за металлом основных деталей в соответствии со специальной обязательной инструкцией. Контролю и наблюдению подлежит металл практически всех основных деталей турбины, работающих при температуре 450 °С и выше. К перечисленным выше элементам, подлежащим контролю, следует добавить диафрагмы, сопловые коробки, крепеж (болты или шпильки фланцевых соединений), штоки стопорных и регулирующих клапанов, сварные швы. Контроль осуществляют визуальным осмотром с применением различных дефектоскопических методов, использованием металлографических микроскопов для исследования микроструктуры, испытаниями образцов на разрыв и ударную вязкость, измерением остаточных деформаций. Результаты контроля оформляются протоколами и актами, которые хранятся в книге капитальных ремонтов турбины. В результате к моменту достижения расчетного ресурса на каждый ротор имеется «история болезни», учитываемая при принятии решения о продлении ресурса.

Для конкретного энергоблока вопрос о продлении срока эксплуатации впервые возникает при достижении расчетного ресурса (обычно это 100 тыс. ч). При решении этого вопроса выполняется комплекс исследований основных элементов, включающий:

- ретроспективный анализ режимов эксплуатации, анализ повреждений, восстановительных ремонтов, а также результатов анализа контроля металла за весь истекший срок эксплуатации;
- дефектоскопию и неразрушающий контроль металла, позволяющий оценить размеры дефектов в нем;
- исследование структуры и получение характеристик металла;

- расчетную оценку накопленных повреждений в металле, основанную на анализе режимов эксплуатации и полученных фактических свойствах конкретных элементов энергоблока.

Впервые в нашей стране такой анализ с положительными результатами по всем пунктам, перечисленным выше, был выполнен при ведущей роли ВТИ в конце 70-х годов XX в. Полученные результаты анализа позволили продлить срок службы турбин К-300-240 ЛМЗ до 220 000 ч, а ХТЗ — 170 000 ч. Постепенное накопление данных по однотипным турбинам по мере эксплуатации позволяет установить парковый ресурс. Действующие сегодня значения парковых ресурсов для турбин различного типа, представлены в табл. 12.1.

Комментируя табл. 12.1, заметим, что поврежденность в металл ротора вносит не только длительная работа при высоких температурах и напряжениях, но и их пуски и остановки. При этих режимах в металле роторов, вследствие быстроменяющихся температур в проточной части возникают очень высокие температурные напряжения, приводящие к малоцикловой усталости роторов: в кольцевых термокомпенсационных канавках на поверхности ротора возникают кольцевые трещины. При их значительной глубине ротор может хрупко разрушиться. Поэтому в табл. 12.1 приведены и ограничения по количеству пусков.

Таблица 12.1

**Парковые ресурсы роторов турбин, находящихся в эксплуатации**

Завод — изготовитель турбины	Давление свежего пара, МПа	Мощность, МВт	Парковый ресурс роторов	
			Наработка, тыс. ч	Количество пусков
ТМЗ	9 и менее	50 и менее	270	900
	13—24	50—250	220	600
ЛМЗ	9 и менее	100 и менее	270	900
	13—24	50—300	220	600
	24	500—1200	100	300
«Турбоатом» (Украина)	9 и менее	50 и менее	270	900
	13	160	200	600
	24	300	170	450
	24	500	100	300

Далее, необходимо обратить внимание на то, что работающие турбины ЛМЗ мощностью 800 и 1200 МВт имеют парковый ресурс 100 тыс. ч. Это связано с двумя обстоятельствами. Первое — эти турбины сразу же проектировались на температуру свежего пара и промежуточного перегрева 540 °С, а не на 565 °С как турбины мощностью 300 и 200 МВт, что создало резерв долговечности и возможность существенного продления ресурса. Второе — парк этих турбин невелик, и только одна из них достигла расчетной наработки; поэтому говорить о парке турбин и парковом ресурсе нет смысла.

При достижении паркового ресурса эксплуатация оборудования может быть продлена после назначения индивидуального ресурса для конкретной турбины после проведения исследований, аналогичных тем, которые проводятся для определения паркового ресурса.

## 12.4. Управление сроком эксплуатации энергетического оборудования

Существующая на российских ТЭС система контроля за состоянием металла наиболее ответственных деталей энергоблоков, степень научной изученности процессов, происходящих в металле под действием высоких температур и напряжений и достаточно высокий уровень эксплуатации и технического обслуживания позволяют принять ряд эффективных мер по продлению их эксплуатации. При этом снова подчеркнем, что продление ресурса может быть только вынужденным или временным, поскольку он связан с большими потерями топлива и затратами на техническое обслуживание. Перечислим и прокомментируем главные из этих мер.

1. Опыт эксплуатации показывает, что трещины, угрожающие хрупким разрушением детали, в первую очередь возникают на поверхности деталей или в их подповерхностном слое глубиной до 2 мм, а возникшая трещина растет сравнительно медленно. Это, в частности, относится к осевым каналам цельнокованых роторов и термокомпенсационным канавкам (см. рис. 12.6 и 12.7). Такие трещины можно удалить простым снятием поврежденного слоя в условиях ТЭС (хонинговальной головкой при малой толщине снимаемого слоя) или в заводских условиях (при толщине снимаемого слоя до 2 мм). При этих условиях происходит практически полное восстановление работоспособности металла в этих зонах. Однако это не означает, что в такой же степени восстанавливается работоспособность всей турбины или энергоблока, так как и в турбине, и в энергоблоке имеются многочисленные детали, где рассматриваемый способ неприменим (например, ободья дисков, где крепятся рабочие лопатки и посадочные размеры должны выполняться с большой точностью). Появится новый лимитирующий элемент, но срок эксплуатации будет продлен.

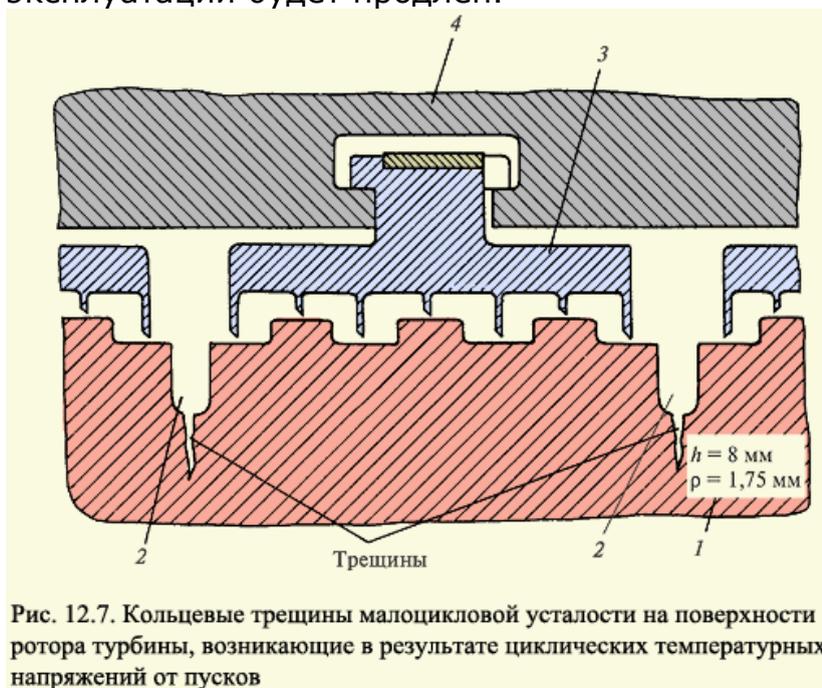


Рис. 12.7. Кольцевые трещины малоциклового усталости на поверхности ротора турбины, возникающие в результате циклических температурных напряжений от пусков

2. Большинство опасных трещин возникает в зоне концентрации напряжений, — областях резкого изменения формы детали, отверстий, приливов, сварочных соединений и т.д. Снижение концентрации [например, увеличение при ремонтах радиуса термокомпенсационной канавки  $r$  (см. рис. 12.7)] при одновременном снятии

поврежденного слоя повышает возможное число пусков (см. табл. 12.1) в несколько раз.

3. Выше сказано, что одним из механизмов старения металла является образование микропор по границам зерен. Вплоть до состояния металла с баллом 4, когда микропоры еще не объединились в цепочки, путем специальной восстановительной термообработки возможно «залечивание» этих микропор. При большем балле поврежденных режимы восстановительной термообработки становятся очень сложными и не всегда гарантируют полное «излечение». Однако она не «лечит» макротрещины, и потому ее использование имеет профилактический характер.

Наибольший успех достигнут в восстановительной термообработке паропроводов (более 60 паропроводов), который осуществляется с помощью нагревательных электрических индукторов по особой технологии. Стоимость восстановительной термообработки паропроводов обходится вдвое дешевле, чем их замена на новые.

Восстановительная термообработка возможна и для корпусов, и для роторов турбин, и ее использование для этих элементов сдерживается, по-видимому, временными, чисто техническими трудностями. На рис. 12.8 показано, что восстановительная обработка роторной стали Р2М может ее вернуть практически к исходному состоянию.



4. Практически неограниченные возможности по продлению срока эксплуатации при нормальном состоянии структуры металла и отсутствии дефектов представляет сравнительно простая эксплуатационная мера — снижение температуры свежего и вторично перегретого пара. Всего снижение этих температур на 5 °С позволяет увеличить долговечность примерно на 30—35 %, однако при этом возникает перерасход топлива в 0,25— 0,3 %, что весьма существенно. Поэтому такая мера может использоваться только в редких случаях, например, когда на первый план выходит снабжение потребителей тепловой энергией.

Страница 62 из 75

### 13.1. Принципиальная схема, основные параметры и технико-экономические показатели

Теплоэлектроцентраль с ПГУ (ПГУ-ТЭЦ) служит для выработки электроэнергии и тепла. Получение горячей сетевой воды, направляемой на отопление зданий, на ПГУ-ТЭЦ принципиально не отличается от ее получения на обычной ТЭЦ: пар соответствующего давления, греющий сетевую воду, отбирается от паровой турбины ПГУ и направляется в сетевые подогреватели. В них греющий пар конденсируется и передает тепло конденсации сетевой воде.

На Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга планируется установить четыре одинаковых парогазовых энергоблока ПГУ-450Т номинальной мощностью по 450 МВт (табл. 13.1).

Таблица 13.1

**Проектные технико-экономические показатели Северо-Западной ТЭЦ**

Показатель	Единица измерения	Значение
Количество энергоблоков	шт.	4
Установленная мощность: электрическая	МВт	1800
тепловая	Гкал/ч	1400
Топливо: основное	—	природный газ
резервное	—	дизельное
Годовая выработка: электроэнергии	млн кВт·ч	9730
тепла с горячей водой	тыс. Гкал	6930
Расход электроэнергии на собственные нужды	%	3,6
Число часов использования установленной мощности в году: электрической	ч	5445
тепловой	ч	5139
Удельный расход условного топлива на отпуск: электроэнергии	г/(кВт·ч)	154,5
тепла	кг/Ткал	170,0

Первый энергоблок ПГУ-450Т введен в эксплуатацию 22 декабря 2000 г. В настоящее время идет монтаж оборудования второго энергоблока. Оба энергоблока устанавливаются в одном машинном зале и составят первую очередь ТЭЦ.

Суммарная электрическая мощность всех энергоблоков ТЭЦ при работе в теплофикационном режиме составит 1800 МВт. Это будет самая мощная ТЭЦ в России (и, наверное, в мире). Напомним, что самые мощные ТЭЦ в России (ТЭЦ-23 и ТЭЦ-26 Мосэнерго) имеют мощность по 1410 МВт. При отключенных тепловых отборах, т.е. в конденсационном режиме мощность ТЭЦ составит 2000 МВт.

Установленная тепловая мощность ТЭЦ по отпуску горячей сетевой воды составит 1400 Гкал/ч (1630 МВт).

ТЭЦ работает на природном газе, а в качестве резервного топлива использует дизельное топливо. Она использует обратную систему технического водоснабжения с двумя градирнями (по одной на каждую

очередь с площадью орошения по 3200 м<sup>2</sup>). Общий расход циркуляционной воды составит 76 000 т/ч.

Проектирование Северо-Западной ТЭЦ выполнено содружеством ведущих российских и зарубежных фирм: Северо-Западным филиалом ВНИИПИэнергопром, ВТИ, ОРГРЭС, ЛМЗ, ЗиО, «Электросила». Самое активное участие принимали ведущие специалисты Северо-Западной ТЭЦ и РАО «ЕЭС России»; ряд необходимых исследований выполнен научно-исследовательскими организациями и вузами. Активную помощь в создании первого энергоблока ТЭЦ оказали германская фирма Siemens и бельгийская фирма Cockerille.

При создании первой очереди ТЭЦ было использовано в основном отечественное энергетическое оборудование, в целом в рамках принятой технической концепции не уступающее западному уровню. Совместное российско-германское предприятие «Интертурбо» (ЛМЗ — Siemens) изготовило для первой очереди две ГТУ V94.2 (см. подробнее 7 и 14), машиностроительный завод ЗиО (г. Подольск) совместно с фирмой Cockerille спроектировал и построил два котла-утилизатора, ЛМЗ спроектировал и изготовил паровую турбину, завод «Электросила» (г. Санкт-Петербург) изготовил генератор с воздушным охлаждением.

По расчетам в годовом разрезе удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии составит (см. табл. 13.1)  $b_э = 154,2$  г/(кВт·ч), а на отпуск тепла  $b_т = 170$  кг/Ткал. Необходимо еще раз подчеркнуть, что эти значения не имеют никакого отношения к расходам физического топлива (см. лекцию 3), так как экономия топлива от теплофикации при комбинированной выработке тепловой и электрической энергии разделяется чисто условно (в данном случае по «физическому» методу). Однако приведенные выше значения  $b_э$  и  $b_т$  можно сравнить с такими же показателями какой-либо мощной традиционной ТЭЦ, которые рассчитаны точно таким же образом. Если обратиться к показателям ТЭЦ-26 Мосэнерго, то для нее средние за много лет значения  $b_э$  » 252 г/(кВт·ч), а  $b_т$  » 170 кг/Ткал. Таким образом, производство тепла на традиционной ТЭЦ и на ТЭЦ с ПГУ-450Т осуществляется с примерно одинаковой экономичностью. Однако электроэнергия на ТЭЦ с ПГУ-450Т вырабатывается с экономией топлива в

$$\frac{252 - 154,5}{252} 100 \% = 38,7 \%$$

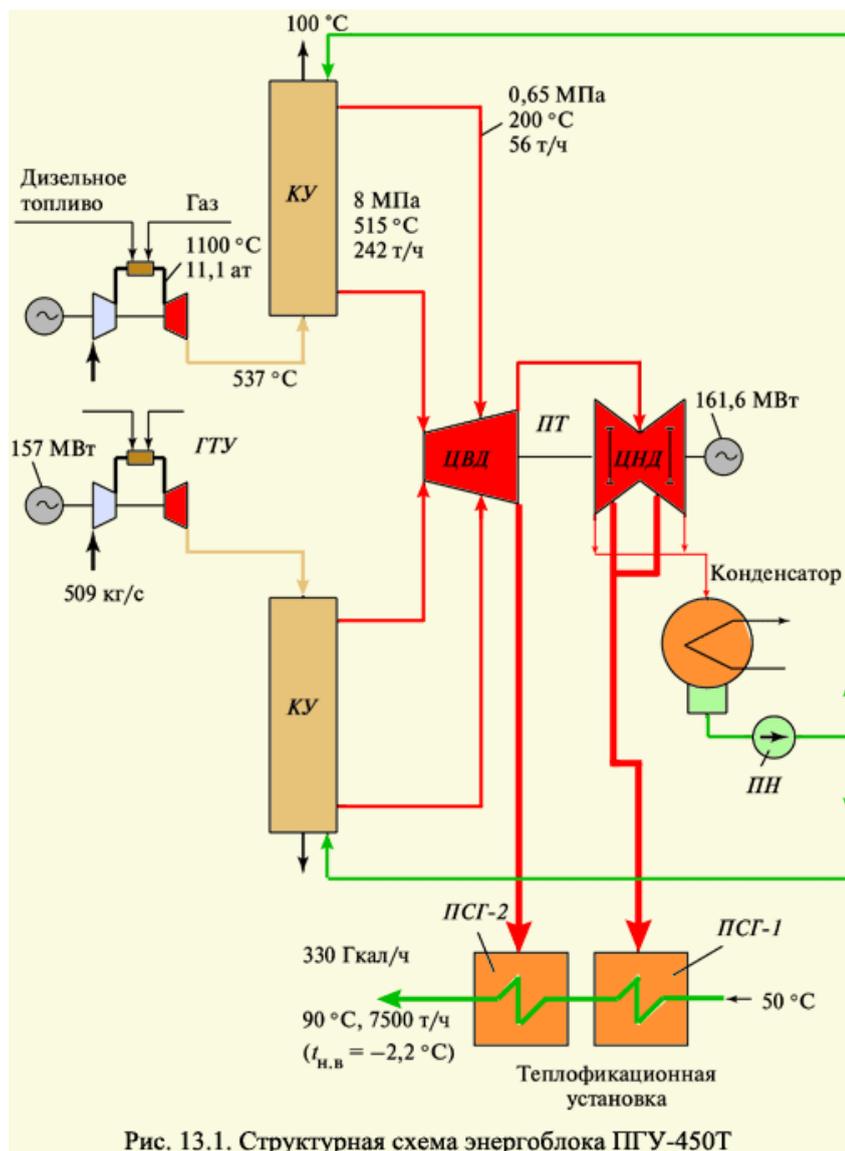


Рис. 13.1. Структурная схема энергоблока ПГУ-450Т

На рис. 13.1 показана структурная схема энергоблока ПГУ-450Т. Она выполнена по схеме дубли-блока: две одинаковые ГТУ типа V94.2 и паровая турбина приводят свои электрогенераторы. Таким образом, ПТУ является трехвальной.

Каждая из ГТУ имеет мощность 157 МВт. Ее компрессор со степенью сжатия  $p_k = 11,1$  засасывает из атмосферы 509 кг/с воздуха и подает его в две камеры сгорания. С температурой 1100 °С газы поступают к газовой турбине и расширяются в ней, вырабатывая мощность для привода компрессора и электрогенератора.

Уходящие газы каждой из ГТУ с температурой 537 °С направляются в свой двухконтурный котел-утилизатор, который генерирует пар двух давлений: 8 и 0,65 МПа. От обоих котлов пар поступает в одну паровую турбину ПТ. Пар высокого давления имеет температуру 515 °С, и он направляется на вход ЦВД паровой турбины. Пар низкого давления с температурой 200 °С подается в камеру ЦВД, расположенную за четыре ступени до выхода из него. Он сливается с потоком пара из ЧВД, и далее оба потока расширяются совместно в последних четырех ступенях ЦВД.

На выходе из ЦВД общий поток пара разделяется на два: первый поток пара направляется в теплофикационную установку (в верхний сетевой подогреватель горизонтального типа ПСГ-2) для нагрева сетевой воды, а второй поступает в двухпоточный ЦНД. В каждом из потоков ЦНД установлена регулирующая диафрагма, которая снова разделяет его на два потока. Первый из них поступает в нижний сетевой подогреватель ПСГ-1, а второй продолжает расширение в ЦНД (это так называемый конденсационный поток пара), и поступает в конденсатор. Образовавшийся конденсат питательным насосом разводится на входы котлов-утилизаторов.

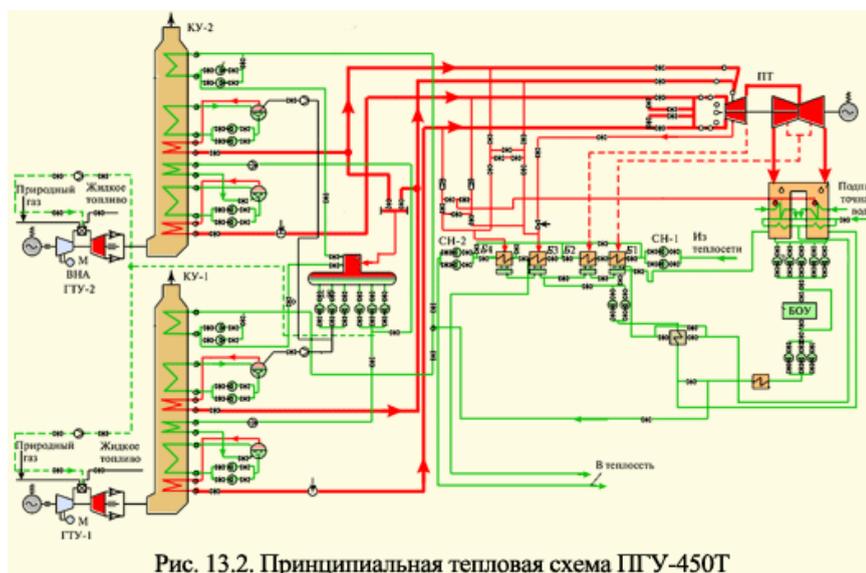
Номинальная мощность паровой турбины составляет 161,6 МВт.

Характерная особенность ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ — отсутствие байпасной трубы (см. лекцию 8 и рис. 8.3). Это усложняет эксплуатацию и не дает возможности работать ГТУ в автономном режиме (в лучшем случае образующийся в котле-утилизаторе пар можно сбрасывать в обвод турбины в конденсатор или другое конденсационное устройство). Однако отказ от байпасной трубы в данном конкретном случае оправдывается несколькими обстоятельствами. Первое из них состоит в том, что ПГУ-ТЭЦ предназначена в первую очередь для несения теплофикационной нагрузки, которая достаточно стабильна, и потому ПГУ будет останавливаться и пускаться несколько раз в году. Второе обстоятельство связано с высокой экономичностью, которая существенно выше экономичности всех работающих энергоблоков на северо-западе России. Поэтому ПГУ-450Т должна работать в базовом режиме при максимальной загрузке. И, наконец, паровая турбина — настолько надежный элемент ПГУ, что ее аварийный вывод из работы достаточно редкое явление.

Страница 63 из 75

### 13.2. Особенности тепловой схемы ПГУ-450Т

Тепловая схема — это совокупность тепломеханического оборудования (котлов, турбин, насосов и т.д.), трубопроводов и арматуры (клапанов различного типа и задвижек), позволяющая осуществлять работу энергоблока в заданных режимах с заданной экономичностью.



На рис. 13.2 показана принципиальная тепловая схема ПГУ-450Т. Принципиальной она называется потому, что на ней указаны лишь основное оборудование и основные трубопроводы. Не указаны, к примеру, трубопроводы так называемых дренажей — трубопроводов малого диаметра с арматурой, присоединенных к основным паропроводам и служащих для прогрева последних при пусках, всевозможные баки конденсата, расширители пара, источники пара для прогрева оборудования в предпусковых операциях и т.д. Эти элементы самым тщательным образом указываются на пусковой и развернутой тепловых схемах, которые в деталях должен знать эксплуатационный персонал в пределах своей компетенции.

В камеры сгорания ГТУ-1 и ГТУ-2 подается природный газ (основное топливо) или жидкое топливо (резервное топливо) и устанавливается их режим работы соответствующим расходом топлива и положением лопаток входного направляющего аппарата компрессора. При малой мощности ГТУ для уменьшения выбросов оксидов азота по трубопроводам 1 с помощью питательных насосов высокого давления (ПНВД) 2 осуществляется экологический впрыск воды в камеры сгорания. Каждая из ГТУ вырабатывает мощность, а на выходе из них формируется поток горячих газов различного расхода и, вообще говоря, различной температуры. Эти потоки газов направляются в отдельные котлы-утилизаторы КУ-1 и КУ-2.

Контур ВД котлов (устройство котлов рассматривается в лекции 15) вырабатывают пар ВД, который каждый по своему паропроводу 3 и 3' направляется в паровую турбину ПТ. При высокой температуре наружного воздуха, когда температура пара становится чрезмерно высокой, в паропроводы впрыскивается вода (поз. 4 и 4') для уменьшения его температуры.

Аналогичным образом, контуры НД КУ-1 и КУ-2 вырабатывают пар НД и по паропроводам 5 и 5' направляют его в промежуточную ступень паровой турбины ПТ.

При нагрузке ГТУ от 60 до 100 % ни расходы, ни параметры генерируемого котлами пара не регулируются, поэтому паровая турбина работает при переменных (скользящих) параметрах на входе (в отличие от традиционных паровых турбин, на входе которых температура пара поддерживается с высокой точностью). Поэтому и мощность паровой турбины никак не регулируется, а требуемая мощность всего энергоблока определяется расходом топлива в камеры сгорания ГТУ.

Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор 6, конденсируется в нем и конденсатными насосами 1-го подъема 7 подается в БОУ. После очистки конденсатные насосы 2-го подъема 9 подают конденсат в конденсатор пара концевых уплотнений 10 паровой турбины. Пар, поступающий из уплотнений паровой турбины, передает тепло конденсации конденсату, который по трубопроводам 10 и затем 11 и 11' подается на вход котлов-утилизаторов в газовые подогреватели конденсата (ГПК) 12 и 12'. С помощью насосов рециркуляции 13 и 13' (см. лекцию 15) перед ГПК поддерживается температура конденсата примерно 60 °С.

Из каждого ГПК по трубопроводам 14 и 14' конденсат направляется в общий деаэратор 15. Нагрев конденсата в деаэраторе до температуры насыщения для дегазации осуществляется паром из коллектора собственных нужд 16, питаемого паром из контуров НД котлов. Дегазированная питательная вода собирается в деаэраторном баке. Далее конденсатными насосами НД 18 по трубопроводам 19 и 19' она подается в барабаны НД котлов, где генерируется пар НД. Насосы ВД 2 подают конденсат в контуры ВД.

Тепловая схема ПГУ-450Т включает теплофикационную установку, главными элементами которой являются четыре подогревателя сетевой воды Б1—Б4, сетевые насосы СН-1 и СН-2 и подпиточная установка теплосети (не показана на рисунке). Ее схема достаточно подробно рассмотрена в лекции 16.

На каждой нитке свежего пара 3 и 3' устанавливается быстродействующая редуционно-охлаждающая установка (БРОУ) 20, представляющая собой устройство, снижающее давление с 8,8 до 0,6 МПа с впрыском воды для снижения температуры. БРОУ позволяет сбрасывать по паропроводу 21 часть пара в конденсатор при пусках ПТУ, когда параметры пара за котлом не соответствуют тепловому состоянию турбины, и запускать ГТУ при неработающей паровой турбине (но включенной конденсационной установке), и неработающей теплофикационной установке. Если теплофикационная нагрузка имеется (т.е. имеется проток сетевой воды), то пуск и работа ГТУ при неработающей паровой турбине может осуществляться со сбросом пара из котла в подогреватель сетевой воды Б3. Тогда он играет роль конденсатора. Таким образом, даже при отсутствии байпасной трубы котла, ГТУ ПГУ-450Т может работать при неработающей паровой турбине, но при этом должен осуществляться прием генерируемого пара в подогревателе сетевой воды.

Страница 64 из 75

### **13.3. Результаты первого года эксплуатации и технический уровень ПГУ-450Т**

Все преимущества ПГУ-450Т уже без всяких условностей можно увидеть при рассмотрении ее экономичности для конденсационного режима работы. В табл. 13.2 показаны результаты предварительной обработки результатов испытаний при конденсационном режиме.

Из табл. 13.2 видно, что при температуре наружного воздуха 0...-3,3 С при мощности 470—490 МВт КПД энергоблока составляет 50—50,3 %. При предварительных испытаниях выявлены определенные просчеты в тепловой схеме, устранение которых позволит увеличить КПД энергоблока примерно на 1 %. Если при этом учесть, что паровая турбина при проектировании оптимизирована для работы в теплофикационном, а не в конденсационном режиме, то экономические показатели построенного головного блока будут очень близки к проектным.

Результаты предварительных тепловых испытаний ПГУ-450Т

Барометрическое давление, кПа	Температура наружного воздуха, °С	Температура воздуха перед компрессором, °С		Мощность энергоблока, МВт	КПД энергоблока, %
		ГТУ-1	ГТУ-2		
103,1	0,7	2,45	3,39	468,3	50,2
103,1	0	2,85	3,93	469,6	50,3
103,1	-3,3	-2,9	-2,7	489,7	50,0

В 2000 г. лучший паротурбинный энергоблок России (энергоблок СКД мощностью 800 МВт Нижневартовской ГРЭС, работающий на газе) имел КПД 40,9 %. Следовательно, экономия топлива, получаемая на энергоблоке ПГУ-450Т, по сравнению с этим энергоблоком составляет

$$\frac{0,515 - 0,409}{0,409} 100 = 25,8 \%$$

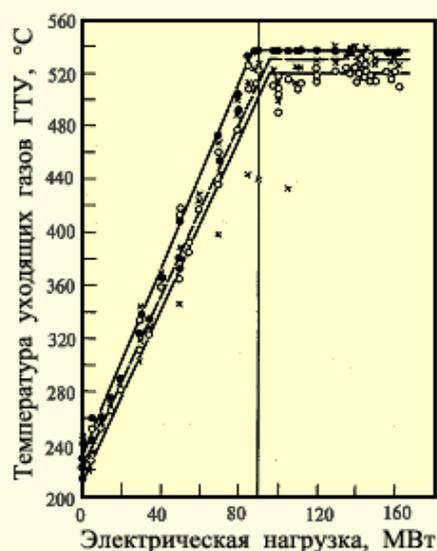


Рис. 13.3. Зависимость температуры уходящих газов ГТУ от ее электрической нагрузки (опытные данные)

Другим важным результатом исследований, выполненных в процессе первого года эксплуатации энергоблока ПГУ-450Т, явилось полное соответствие температуры уходящих газов за ГТУ проектным данным при изменении нагрузки. Из рис. 13.3 видно, что она в диапазоне 80—160 МВт практически постоянна и равна 535 °С. Это одно из основных обстоятельств, которое гарантирует получение высоких характеристик экономичности паротурбинной установки и всей ПГУ при различных режимах, отличных от номинального. В табл. 13.3 представлены результаты расчетной экономичности энергоблока ПГУ-450Т для различных температур наружного воздуха. Видно, что максимальная экономичность достигается

при работе одной или двух ГТУ в номинальном режиме и паровой турбины в чисто теплофикационном режиме (при закрытых регулирующих диафрагмах ЦНД и отсутствии потока пара в конденсатор, теплота конденсации которого отдается охлаждающей воде). В этих режимах из теплоты топлива, сгоревшего в камере сгорания ГТУ, теряется только теплота уходящих газов котлов-утилизаторов, а вся остальная теплота передается либо тепловому потребителю, либо преобразуется в электроэнергию.

Удельный расход условного топлива для различных режимов эксплуатации при различных температурах наружного воздуха

Состав работающего оборудования энергоблока	Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч), при температуре наружного воздуха, °С				
	-40	-26	-14,5	-2,2	+8
Две ГТУ в номинальном режиме, два КУ и паровая турбина в чисто конденса-ционном режиме (без теплофикации)	247,1	241,2	241,3	244,3	250,5
Одна ГТУ в номинальном режиме, один КУ и паровая турбина в чисто конденса-ционном режиме (без теплофикации)	245,5	239,5	239,8	243,6	251,3
Две ГТУ в номинальном режиме, два КУ и паровая турбина в чисто теплофика-ционном режиме (без пропуска пара в конденсатор)	155,2	149,8	143,6	137,8	134,2
Одна ГТУ в номинальном режиме, один КУ и паровая турбина в чисто теплофи-кационном режиме (без пропуска пара в конденсатор)	152,6	147,1	142,6	138,0	134,5

Страница 65 из 75

## ГАЗОТУРБИНАЯ УСТАНОВКА ЭНЕРГОБЛОКА ПГУ-450Т

### 14.1. Общее описание ГТУ

Для ПГУ-450Т используется ГТУ V94.2 производства предприятия Интертурбо — совместного предприятия фирмы Siemens и АО ЛМЗ. Перед тем, как переходить к изучению этой ГТУ, необходимо просмотреть материал лекции 7, в которой рассмотрена конструкция ГТУ V94.3 (см. рис. 7.4), являющаяся развитием ГТУ V94.2. В этой же лекции в табл. 7.2 приведены основные параметры и характеристики этой ГТУ, а ниже в § 14.5 рассмотрена поучительная эволюция ГТУ фирмы Siemens.

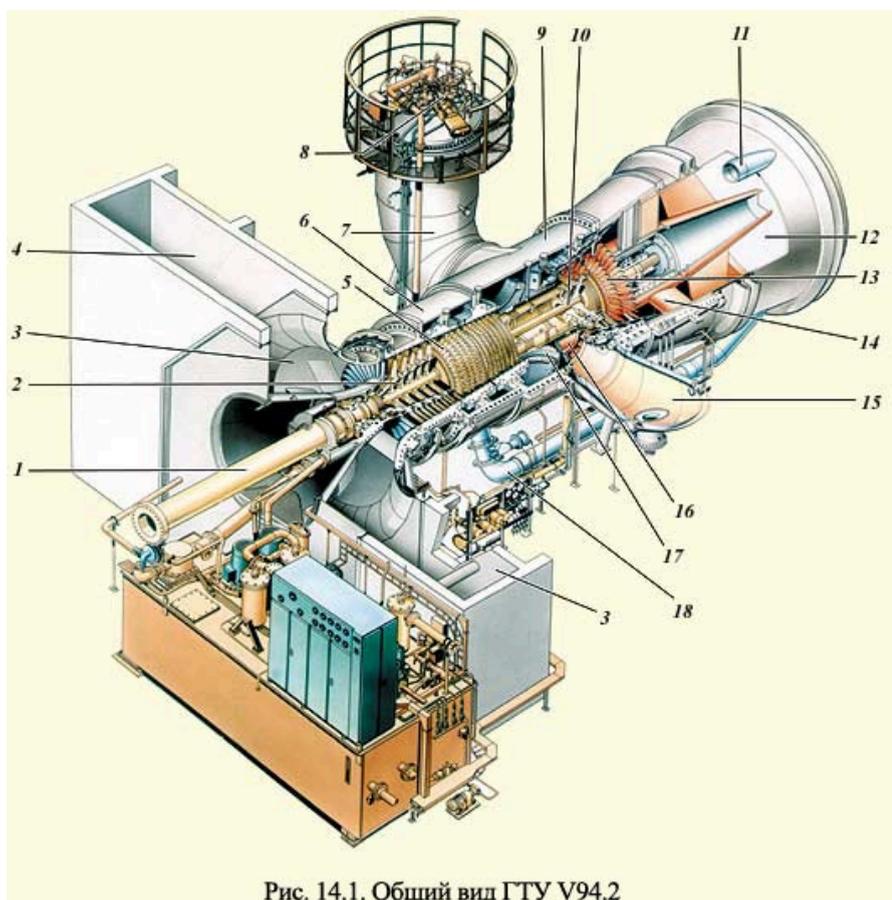


Рис. 14.1. Общий вид ГТУ V94.2

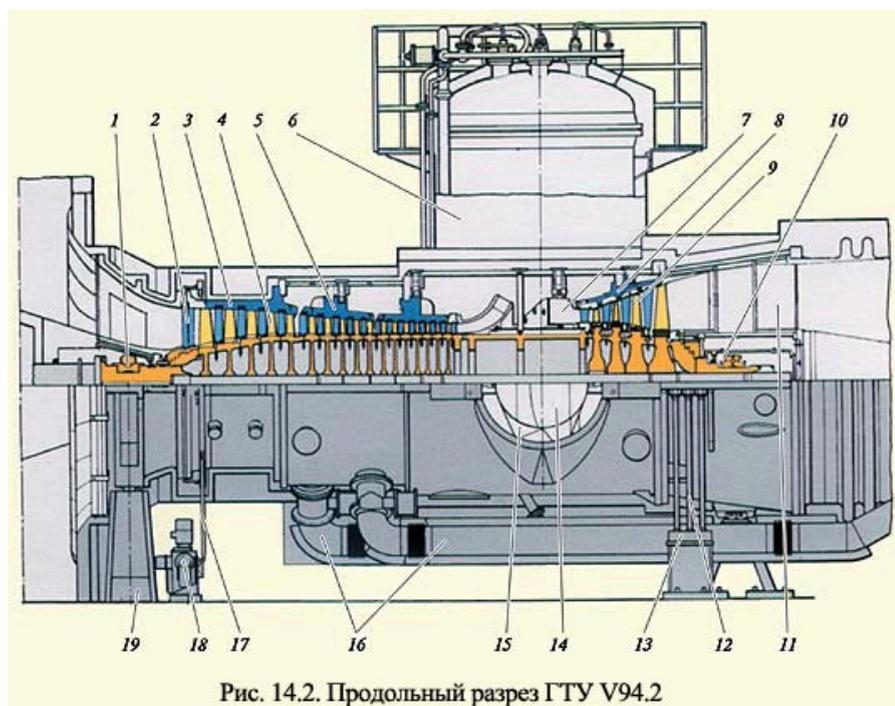


Рис. 14.2. Продольный разрез ГТУ V94.2

На рис. 14.1 показан общий вид ГТУ V94.2, а на рис. 14.2 — ее продольный разрез (верхняя часть чертежа) с закрытой нижней частью. Одновременное рассмотрение этих двух рисунков позволяет уяснить конструкцию ГТУ.

Ротор состоит из концевых частей и дисков компрессора и турбины, соединяемых хиртовыми соединениями (см. рис. 7.21) и центральным стяжным болтом 10 (см. рис. 14.1). Между дисками последней ступени компрессора и первой ступени турбины размещают кольцевой элемент, раздвигающий их и позволяющий разместить отвод воздуха из выходного диффузора 17 компрессора в две выносные камеры сгорания 7, расположенные по бокам турбокомпрессорной группы. Подробное описание конструкции ротора и его сборки приводится в лекции 7.

Ротор ГТУ укладывается в два опорных подшипника 1 и 10 (см. рис. 14.2), которые с помощью силовых стоек (см. рис. 14.1) крепятся соответственно к корпусу выходного диффузора и входному конфузору воздушного компрессора.

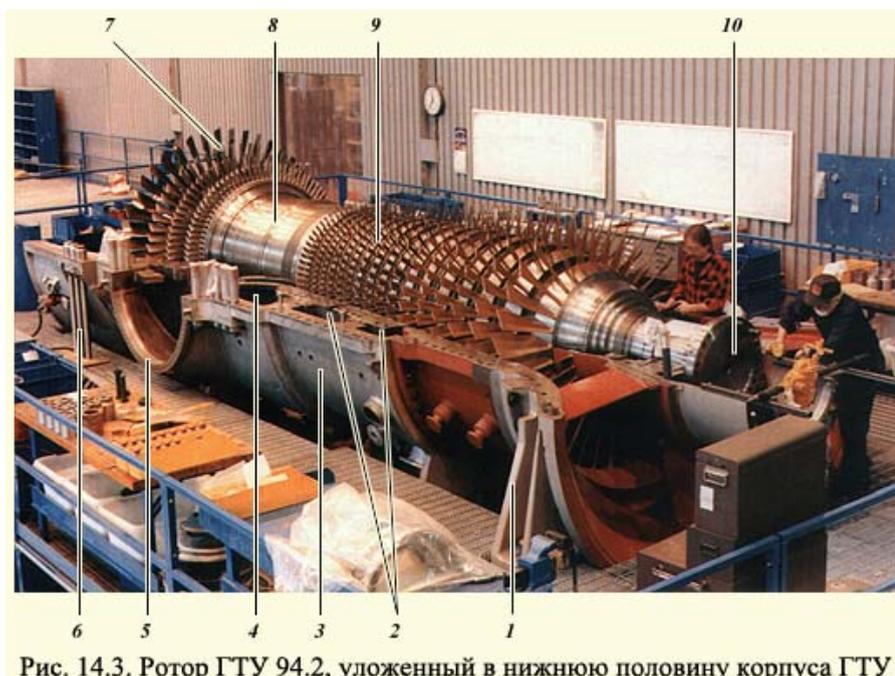
Корпус ГТУ состоит из средней силовой части 9 (см. рис. 14.1), по сторонам которой с помощью фланцев крепятся камеры сгорания 7.

С правой стороны силовой части устанавливается одна обойма 8 (см. рис. 14.2), в которую помещаются сопловые аппараты всех четырех ступеней газовой турбины.

К вертикальному фланцу левой стороны средней части крепится корпус 6 (см. рис. 14.1) части высокого давления компрессора. В этот корпус помещают две обоймы 5 (см. рис. 14.2), в расточки которых устанавливают направляющие лопатки компрессора. Пространство между обоймами и передней силовой частью компрессора 3 (см. рис. 14.2) используется для байпасирования воздухом ступеней компрессора при пусках ГТУ.

На входе в компрессор установлен входной направляющий аппарат 2 (см. рис. 14.2), лопатки которого синхронно поворачиваются кольцом (см. рис. 7.5), привод которого осуществляется тягой 17 и электродвигателем 18.

Силовой корпус ГТУ устанавливается на две опоры 19 и 13. Две опоры 19, расположенные по сторонам корпуса, неподвижны и поддерживают корпус в районе фланца горизонтального разъема. Опоры 13, основания которых также жестко закреплены в бетонной плите, включают по три гибких стержня 12, на верхние части которых устанавливается внешний корпус ГТУ. При пусках стержни свободно изгибаются и не препятствуют тепловым расширениям корпуса ГТУ.



На рис. 14.3 показан ротор ГТУ, уложенный в нижнюю половину ее корпуса при сборке ГТУ на сборочном стенде. Хорошо видны только что упомянутые опоры 1 и 6, на которых «висит» внешний корпус ГТУ, фланец 5 для присоединения камеры сгорания, рабочие лопатки компрессора 9 и турбины 7, полости 2 между обоями компрессора.

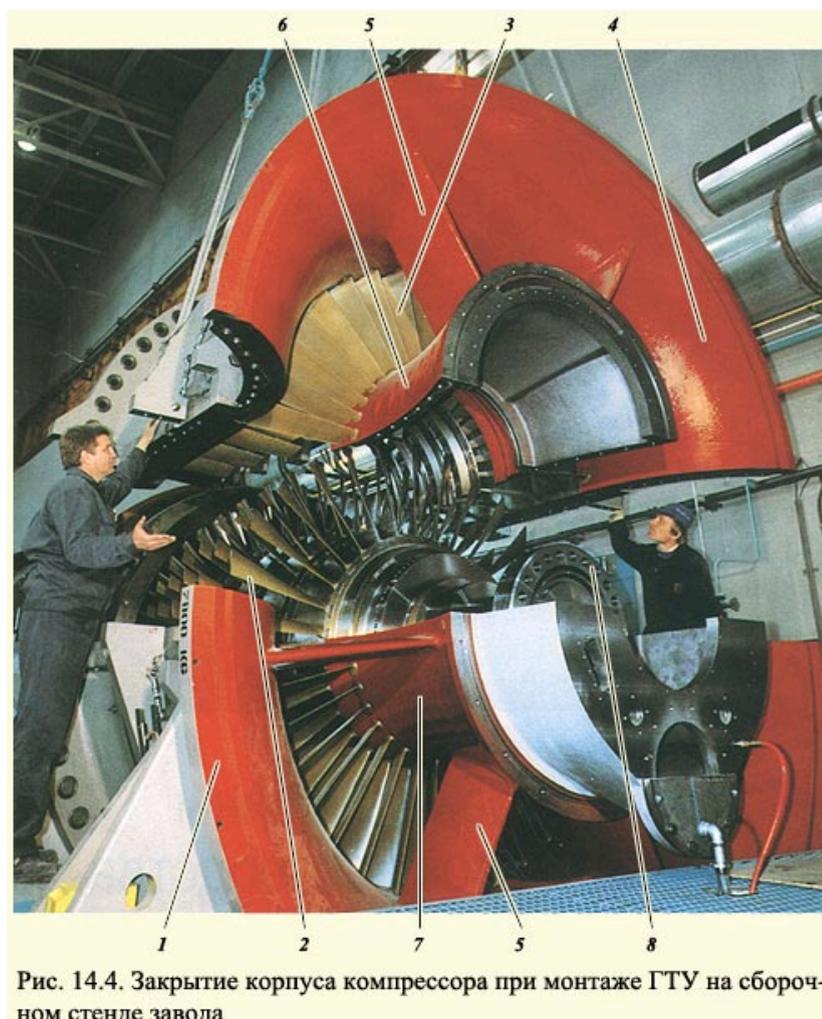


Рис. 14.4. Закрытие корпуса компрессора при монтаже ГТУ на сборочном стенде завода

На рис. 14.4 показано закрытие корпуса ГТУ с установленным ротором крышкой 4. Хорошо видны радиальные стойки 5, связанные с нижней 7 и верхней 6 половинами корпуса подшипника, лопатки 3 поворотного ВНА. Страница 66 из 75

### **14.2. Устройство камер сгорания**

Газотурбинная установка имеет две выносные камеры сгорания, установленные симметрично относительно оси ГТУ (см. рис. 14.1). Разрез по камерам сгорания показан на рис. 14.5. Воздух из выходного диффузора компрессора 17 (см. рис. 14.1) поступает в кольцевое пространство 9 (рис. 14.5) и из него расходится на две выносные камеры сгорания по кольцевому пространству 1 между корпусом камеры 2 и пламенной трубой 3 или переходными элементами 15.

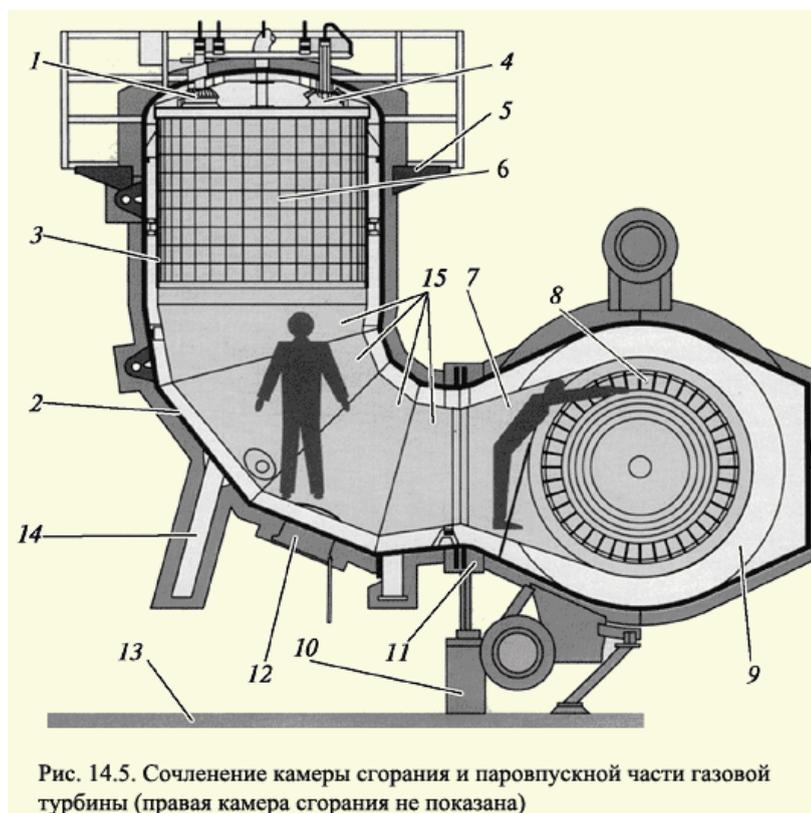


Рис. 14.5. Сочленение камеры сгорания и паровпускной части газовой турбины (правая камера сгорания не показана)

Пройдя в зазоре между корпусом и пламенной трубой и охладив ее, воздух поступает к восьми горелочным модулям, к которым подается топливо (основное топливо — природный газ, резервное — жидкое). Горение происходит на коротком участке пламенной трубы, где температура составляет примерно 1450 °С. Относительно низкая температура горения сдерживает образование вредных оксидов азота. Изнутри пламенная труба покрыта термостойкими керамическими плитками, защищающими пламенную трубу от действия высокой температуры. Сама пламенная труба выполнена из инконеля — сплава на основе никеля с высоким содержанием хрома. В нижней части пламенной трубы имеются специальные окна (не показанные на рис. 14.5), через которые подводится вторичный воздух. Его смешение с продуктами сгорания и тщательное перемешивание в переходных элементах 15 обеспечивает перед сопловым аппаратом 1-й ступени газовой турбины температуру газов 1100 °С. Именно эта температура представлена в табл. 7.2. Температура за соплами 1-й ступени при стандартных условиях на входе в компрессор составляет 1050 °С.



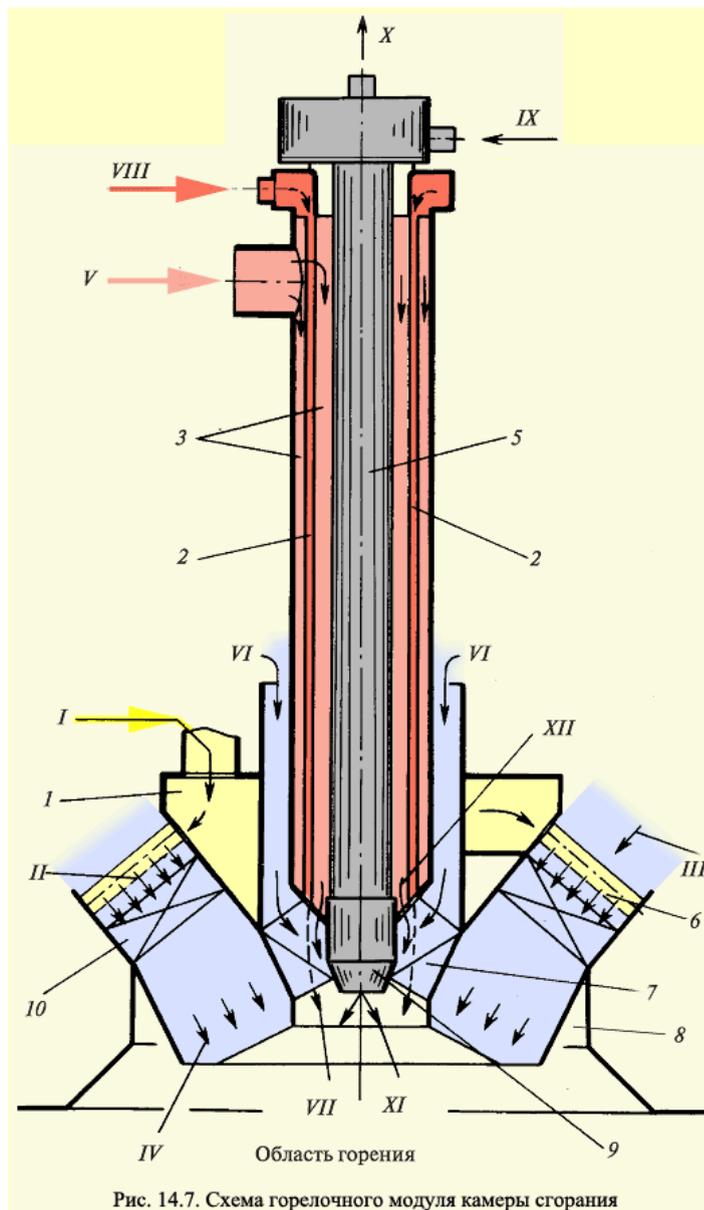
а)



б)

Рис. 14.6. Пламенная труба камеры сгорания:  
а — внешний вид; б — вид на внутреннюю поверхность и горелки

На рис. 14.6, а показана фотография пламенной трубы снаружи (горелочное устройство устанавливается сверху). Внизу пламенной трубы видны упомянутые выше прямоугольные окна для прохода вторичного воздуха. Фотография, представленная на рис. 14.6, б, дает вид на крышку пламенной трубы изнутри (со стороны выхода газов). Хорошо видно расположение всех восьми горелочных модулей, облицовочные керамические плитки и окна для прохода вторичного воздуха.



На рис. 14.7 приведена схема горелочного модуля, представляющий собой комбинацию трех горелок, т.е. устройств, предназначенных для сжигания газа, и одной форсунки, служащей для сжигания жидкого топлива. Такой горелочный модуль называется комбинированным. При мощности ГТУ более 50 %, т.е. при нормальной ее работе используется так называемая горелка с предварительным смешением. Топливный газ подается в коллектор 1, а из него — к многочисленным перфорированным трубкам 6. В кольцевое пространство между трубками подается воздух. Решетка 10 турбулизует поток и в результате на выходе из горелки создается однородная смесь топлива и воздуха. Эта смесь поджигается постоянно горящей пилотной («дежурной») горелкой (о ней рассказано ниже). Горение такой смеси происходит по законам кинетики химических реакций. Поэтому его называют кинетическим. Оно происходит сразу во всем объеме и на коротком участке пламенной трубы. Главная особенность горения топлива с предварительным смешением — образование малого количества оксидов азота и оксида углерода.

Однако горелки с предварительным смешением имеют и недостаток: при малых нагрузках, т.е. при малых расходах топливного газа по отношению к поступающему воздуху (напомним, что, так как компрессор имеет постоянную частоту вращения, то расход воздуха можно уменьшить сравнительно мало только с помощью входного направляющего аппарата компрессора), горение становится неустойчивым. Поэтому горелочный модуль снабжают диффузионной горелкой (без предварительного смешения), работающей при малых нагрузках, в частности при пуске и наборе начальной нагрузки. Через кольцевые полости 3 подается горючий газ, который не успевает смешаться с воздухом VI, а само горение происходит на выходе из горелки в факеле по мере перемешивания топлива и воздуха. Такое горение определяется скоростью диффузии, т.е. механического проникновения топлива в воздух. Поэтому его называют диффузионным, а саму горелку — диффузионной. Горелку, сочетающую в себе горелку с предварительным смешением и диффузионную, часто называют гибридной. Диффузионное горение более устойчиво, чем кинетическое, но характеризуется высоким уровнем вредных выбросов.

Наконец, третья горелка — это пилотная диффузионная горелка, к которой газ подается по нескольким трубкам 2. Она горит постоянно при работе и горелок с предварительным смешением, и диффузионных.

При работе на жидком топливе используется центробежная форсунка 9. С ее помощью на выходе создается коническая закрученная струя топлива, которая распадается на мелкие капли, смешивается с воздухом и обеспечивает диффузионное горение. К форсунке жидкое топливо подается в постоянном количестве (поток IX), а отводится в разном (поток X). Увеличивая обратный поток, изменяют расход топлива в зону горения.

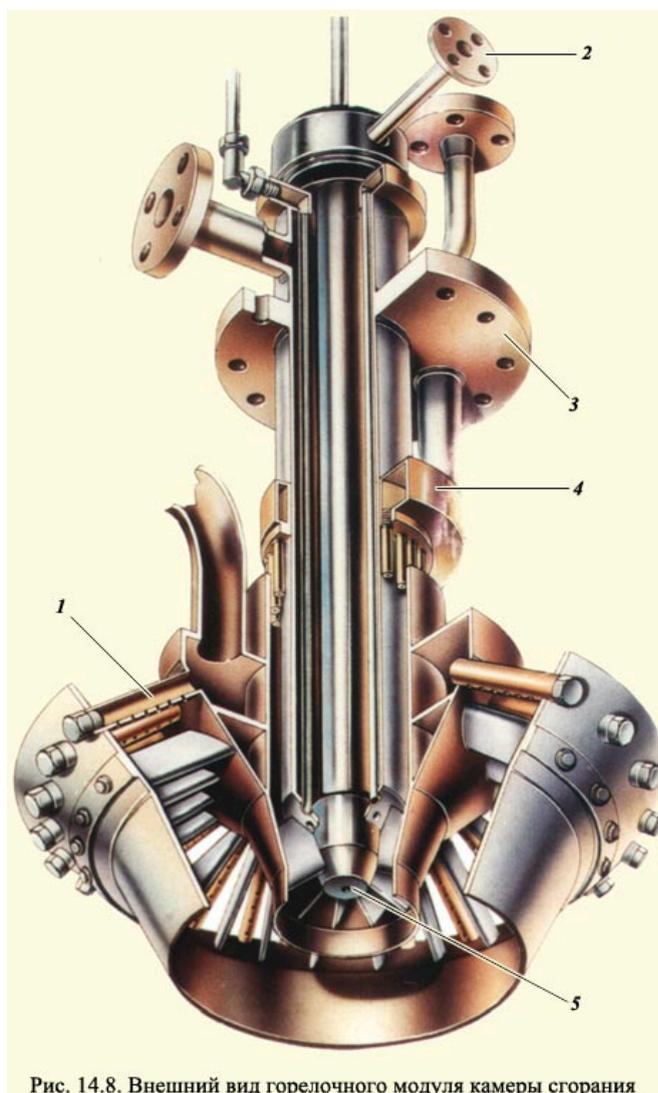


Рис. 14.8. Внешний вид горелочного модуля камеры сгорания

На рис. 14.8 показана конструкция горелочного модуля. Его закрепляют фланцем 3 на корпусе камеры сгорания. Нижней конической поверхностью модуль свободно входит в отверстия верхней части камеры сгорания. Пользуясь рис. 14.7, легко уяснить назначение отдельных элементов горелочного модуля, показанного на рис. 14.8. Дополнительно на нем показан коллектор 4 подачи пара или воды для так называемого «экологического впрыска», предназначенного для подавления оксидов азота при работе на специфических видах топлива. При этом вместе с подавлением оксидов азота происходит и снижение экономичности. Заметим, однако, что горелки, установленные на ГТУ V94.2 Северо-Западной ТЭЦ экологического впрыска не имеют.

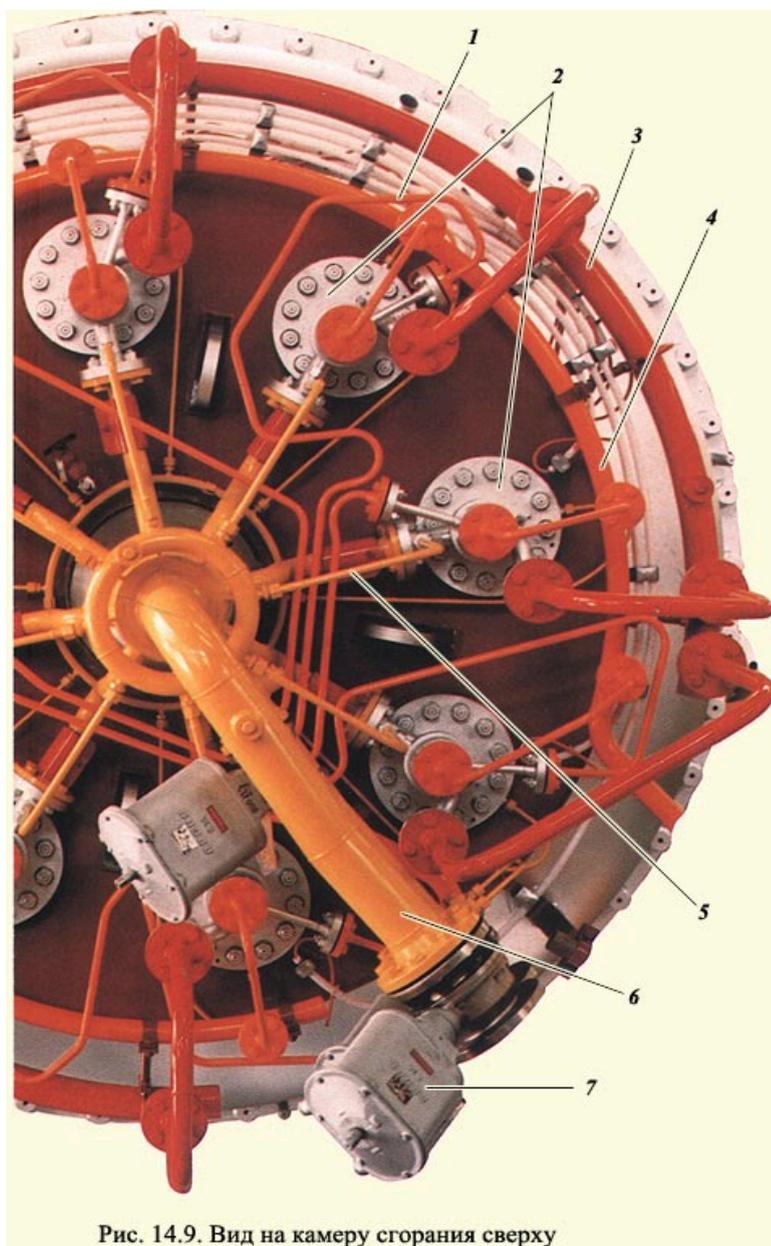


Рис. 14.9. Вид на камеру сгорания сверху

На рис. 14.9 показан вид на камеру сгорания, дающий представление о подаче топлива. Видны фланцы горелочных модулей 2. Топливо к ним подводится с помощью топливных клапанов 7 и коллекторов. Топливные клапаны управляются системами управления и регулирования.

На рис. 14.10 показано, как изменяется количество оксидов азота и оксида углерода в процессе нагружения ГТУ. Пуск и начальное нагружение ведут с использованием диффузионной горелки при закрытом ВНА, вплоть до нагрузки примерно 40 %. Далее переходят на горелки с предварительным смешением и вредные выбросы резко уменьшаются, обеспечивая хорошие экологические показатели.

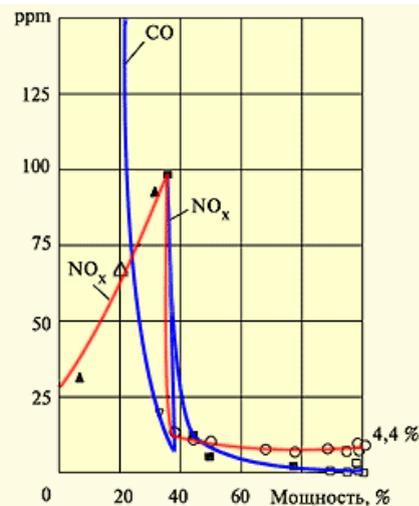


Рис. 14.10. Зависимость вредных выбросов камеры сгорания от мощности электрогенератора и режима горения

### 14.3. Устройство газовой турбины и система ее охлаждения

Достаточно подробно конструкция газовой турбины представлена на рис. 14.11. Она состоит из четырех ступеней.

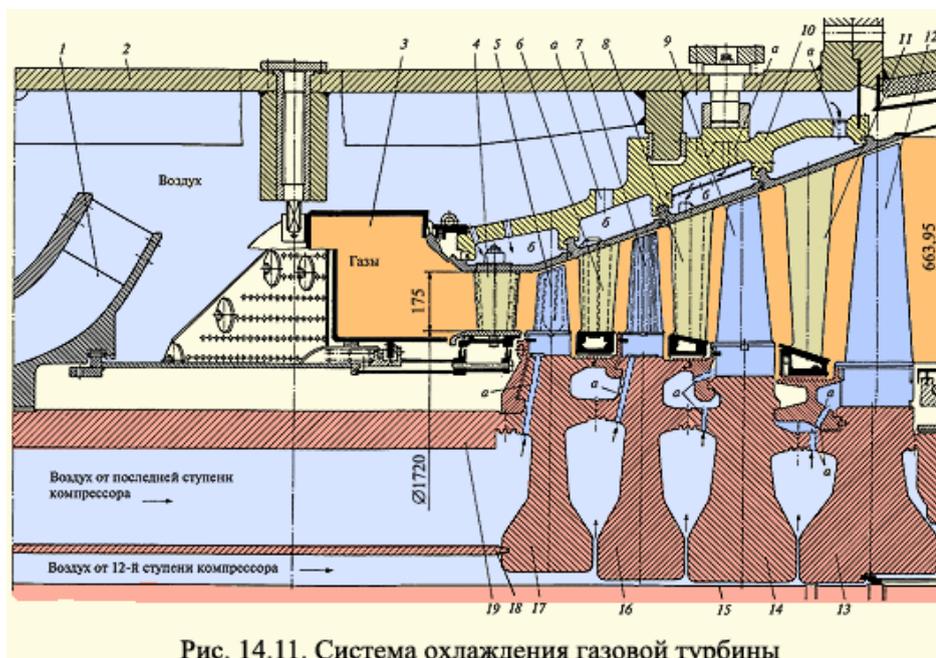


Рис. 14.11. Система охлаждения газовой турбины

Сопловые лопатки турбины 4, 6, 8 и 11 выполнены заодно с бандажными полками, с помощью которых они закрепляются в обойме 10, которая, в свою очередь, устанавливается в средней части 2 корпуса ГТУ (см. поз. 9 на рис. 14.1).

Рабочие лопатки 5, 7, 9 и 11 с помощью хвостовиков крепятся на дисках 17, 16, 14 и 13 соответственно. Мощность с диска на диск передается посредством хиртовых соединений и стяжного болта 15. Мощность с ротора газовой турбины на ротор компрессора и далее на ротор электрогенератора передается посредством цилиндрического соединительного элемента 19.

Газы из пламенных труб двух камер сгорания поступают в газосборник 3 и из него — в газовую турбину. Перед газовой турбиной, как указывалось выше, температура газов составляет 1100 °С. После расширения газов в турбине их температура в диапазоне нагрузок 50—100 % должна поддерживаться постоянной и составлять 535 °С. Это очень важная температура, так как она обеспечивает надежную и экономичную работу паросиловой установки ПТУ.

В газовой турбине охлаждаются первые пять из восьми венцов газовой турбины. Охлаждение всех сопловых аппаратов осуществляется из кольцевых полостей б, воздух в которые поступает из выходного диффузора компрессора 1 через отверстия а в обойме. Охлаждающий воздух из полостей б поступает внутрь сопловых лопаток и охлаждает их конвекцией. Нагретый воздух сбрасывается в проточную часть турбины.

Поступление воздуха в полости б одновременно обеспечивает низкую и равномерную температуру обоймы.

Для охлаждения рабочих лопаток 1-й ступени используется воздух, отбираемый после рабочих лопаток последней ступени компрессора. Воздух поступает в кольцевую полость между цилиндрическими перегородками 18 и 19, из нее — в отверстия а в диске, снабжающие воздухом каждую из рабочих лопаток. Воздух входит в лопатки через отверстия в хвостовиках, охлаждает лопатку и выходит в проточную часть газовой турбины.

Для охлаждения рабочих лопаток 2-й ступени турбины используется воздух от 12-й ступени компрессора, который поступает в кольцевую полость между цилиндрической перегородкой 18 и стяжным центральным болтом 15.

Профильные части рабочих лопаток 3-й и 4-й ступеней не охлаждаются, однако охлаждающий воздух из 12-й ступени направляется также в пространство между диском 16 и 14, а также 14 и 13, откуда по отверстиям а подается к монтажным зазорам в хвостовиках. Проходя через них, воздух отбирает теплоту, идущую из профильной части лопатки, и тем самым охлаждает их.

Страница 68 из 75

#### **14.4. Сборка ГТУ, транспортировка на ТЭЦ и установка в машинном зале**

Сборка ГТУ производится на турбинном заводе после изготовления в его цехах отдельных деталей и узлов. На рис. 14.12 показан сборочный стенд предприятия Интертурбо, на котором осуществляется сборка одновременно трех ГТУ.

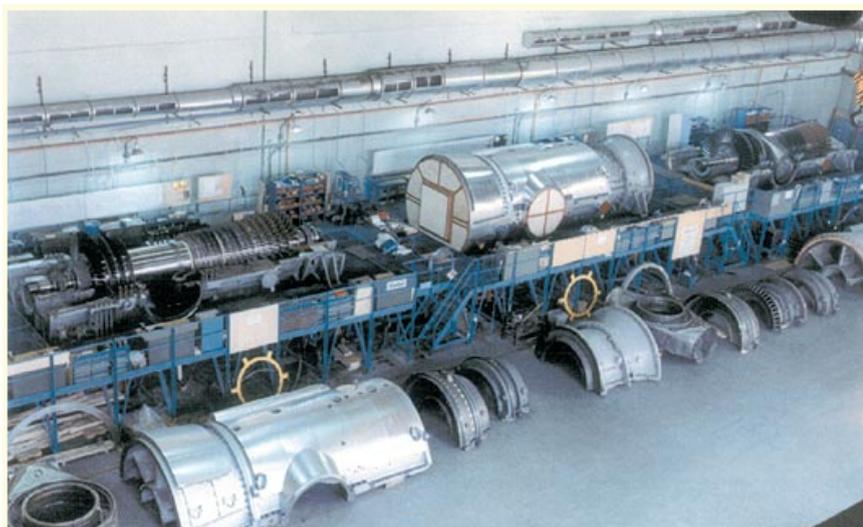


Рис. 14.12. Сборочный стенд предприятия Интертурбо

На левом стенде показана нижняя часть корпуса ГТУ с уложенным ротором. На правом стенде виден ротор, установленный в подшипниках, и внутренняя средняя часть, формирующая подвод воздуха в камере сгорания и выход газов из них к 1-й ступени. На среднем стенде показана собранная ГТУ с установленными заглушками, готовая к отправке на место монтажа.

В отличие от паровой турбины, после сборки на заводе ГТУ испытаний не проходит. В результате с турбинного завода на монтажную площадку ТЭС уходит несколько отдельно транспортируемых сборочных единиц:

- турбогруппа (компрессор и турбина);
- две камеры сгорания;
- маслобак с установленным на нем оборудованием;
- входной патрубок компрессора;
- выходной диффузор.



а)



б)

Рис. 14.13. Погрузка основного модуля ГТУ на трейлер в сборочном цехе завода (а) и в порту (б)

На рис. 14.13 показана установка самой габаритной и тяжелой сборочной единицы (турбогруппы) на трейлер в сборочном цехе, а затем при погрузке в порту.

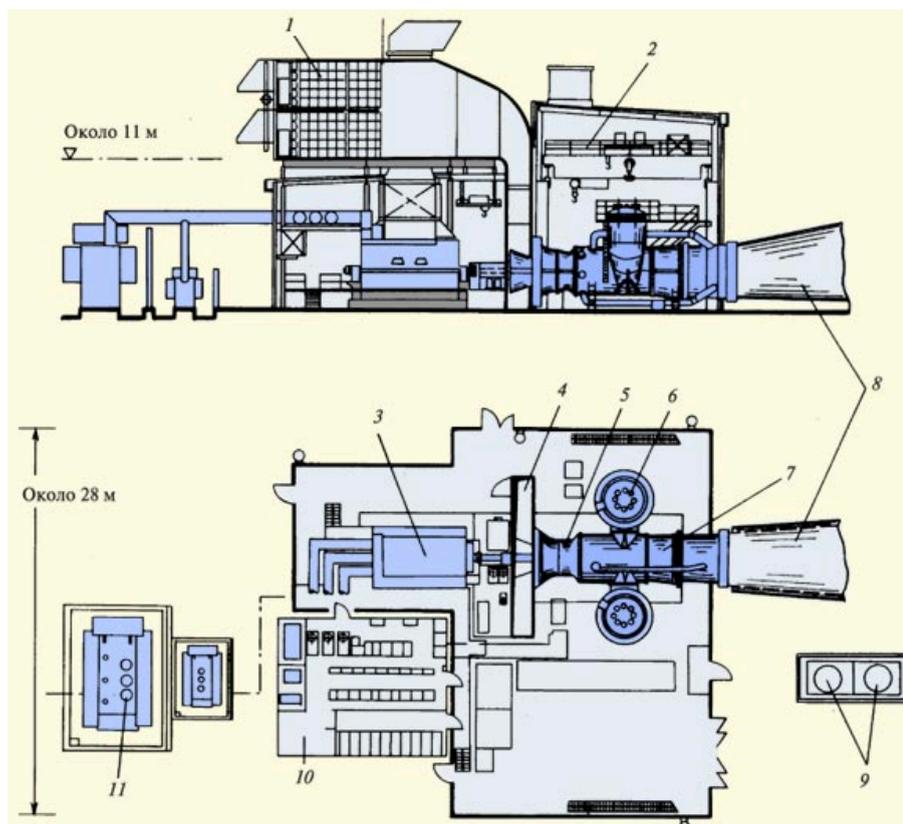


Рис. 14.14. Установка газотурбинного агрегата в машинном зале ТЭЦ

В отличие от паровой турбины, ГТУ размещают на ТЭС не на рамном фундаменте, а непосредственно на бетонном основании, установленном на нулевой отметке машзала (рис. 14.14). Входную шахту 4 компрессора посредством воздушного короба соединяют с КВОУ 1, где происходит тщательная фильтрация воздуха, исключая износ проточной части компрессора, забивание охлаждающих каналов в рабочих лопатках и другие неприятности. КВОУ размещают на крыше здания, экономя площадь здания. К выходному концу вала компрессора присоединяется ротор электрогенератора 3, а к выходному диффузору ГТУ — переходный диффузор, направляющий газы в котел-утилизатор.

Страница 69 из 75

#### **14.5. Развитие конструкций ГТУ фирмы Siemens и место ГТУ V94.2 в этом развитии**

Главной особенностью ГТУ V.94.2 является использование непосредственного привода электрического генератора (без редуктора), вырабатывающего электрический ток с частотой 50 Гц. Наряду с этим рядом, фирма Siemens выпускает ГТУ ряда V84 (рис. 14.15), предназначенных для частоты сети 60 Гц. ГТУ ряда V64 являются универсальными: выбором передаточного числа редуктора их можно использовать для выработки электроэнергии частоты 50 и 60 Гц. Рассмотрим кратко эволюцию ГТУ фирмы Siemens ряда V94. Это позволит, во-первых, понять уровень V94.2 LM3-Siemens, а, во-вторых, проследить тенденции развития и будущее ГТУ.

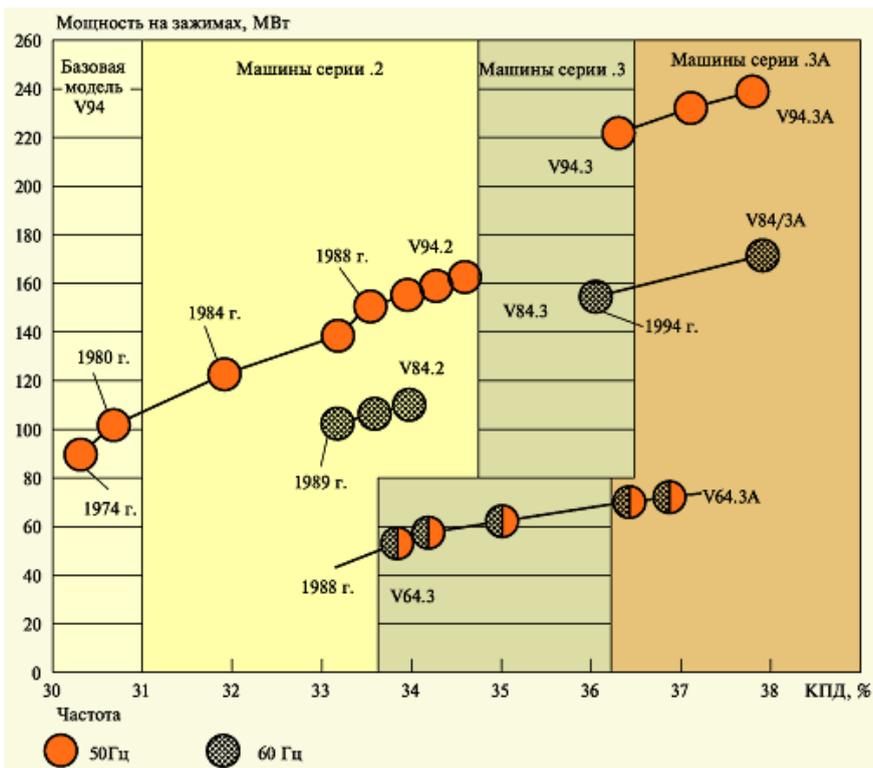


Рис. 14.15. Развитие конструкции ГТУ фирмы Siemens (цифры — даты ввода в эксплуатацию первых ГТУ рассматриваемого класса)

Эволюция ГТУ вообще и ГТУ фирмы Siemens, в частности, протекала под действием двух тенденций. Первая тенденция — стремление повысить начальную температуру перед турбиной и улучшить жаропрочные свойства материалов, а также усовершенствовать систему охлаждения деталей газовой турбины. Вторая

тенденция — все ужесточающиеся экологические требования к уменьшению выбросов окислов азота и оксида углерода.

Базовая модель ГТУ ряда V94, внешне весьма похожая на только что рассмотренную ГТУ V94.2, оформилась в начале 70-х годов (см. рис. 14.15) имела мощность 90 МВт при КПД 30,3 %. Господствующим способом сжигания в те годы было диффузионное сжигание, характеризующееся высокой температурой горения и длинным факелом. Эти два обстоятельства способствуют превращению атмосферного азота в его оксиды. Принятая силосная конструкция камер сгорания с длинными переходными патрубками вполне отвечала отмеченным выше особенностям: для полного сгорания топлива и понижения температуры газов до приемлемого уровня требовались большие габариты и необходимость в подаче вторичного воздуха.

Мощность ГТУ ряда V94 постепенно росла, наряду с диффузионными горелками начали использовать горелки с предварительным смешением. К настоящему времени ГТУ V94.2 — достаточно совершенная машина мощностью 160 МВт с КПД 34,2 %.

Появление горелок с предварительным смешением воздуха и газа позволило резко сократить продольные габариты камеры, и, несмотря на то, что новая ГТУ серии V94.3 имела большую мощность (220 МВт) и почти на 20 % больший расход воздуха через компрессор, габариты ее оказались меньше (рис. 14.16). Конструкция этой турбины рассмотрена в лекции 7.

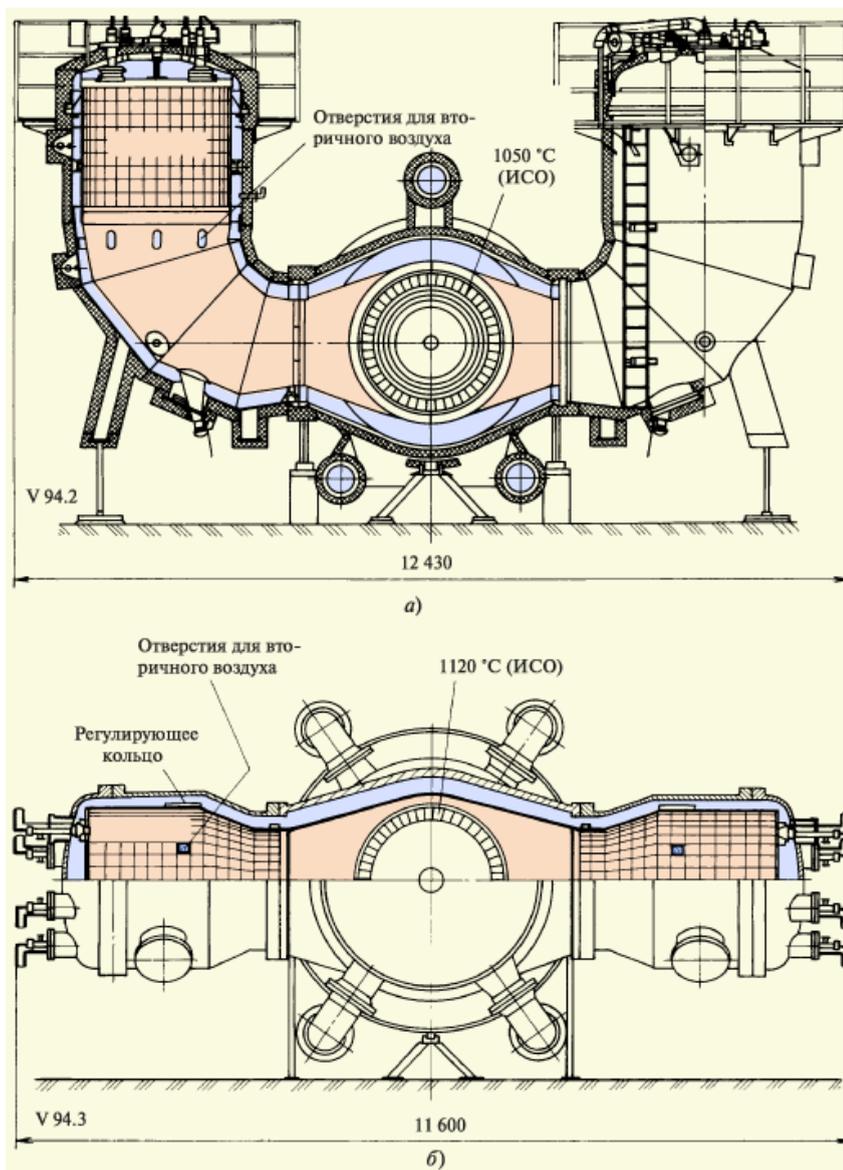


Рис. 14.16. Поперечные габариты турбин серий V94.2 и V94.3 производства фирмы Siemens

Естественным развитием ГТУ V94.3 явился переход к встроенной кольцевой камере сгорания. Продольный разрез этой ГТУ, относящейся к серии 94.3А показан на рис. 14.17, а фрагмент самой кольцевой камеры — на рис. 14.18. Камера облицована специальными термоцинтами из металла и оксидной керамики. Слева на рисунке видны гибридные горелки (всего 24), а справа — сопловые лопатки первой ступени.

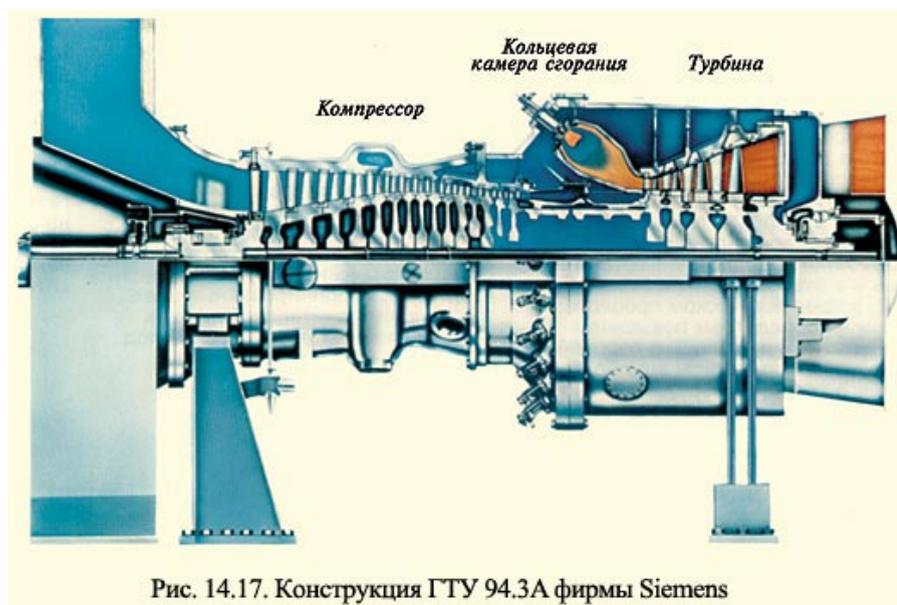


Рис. 14.17. Конструкция ГТУ 94.3А фирмы Siemens

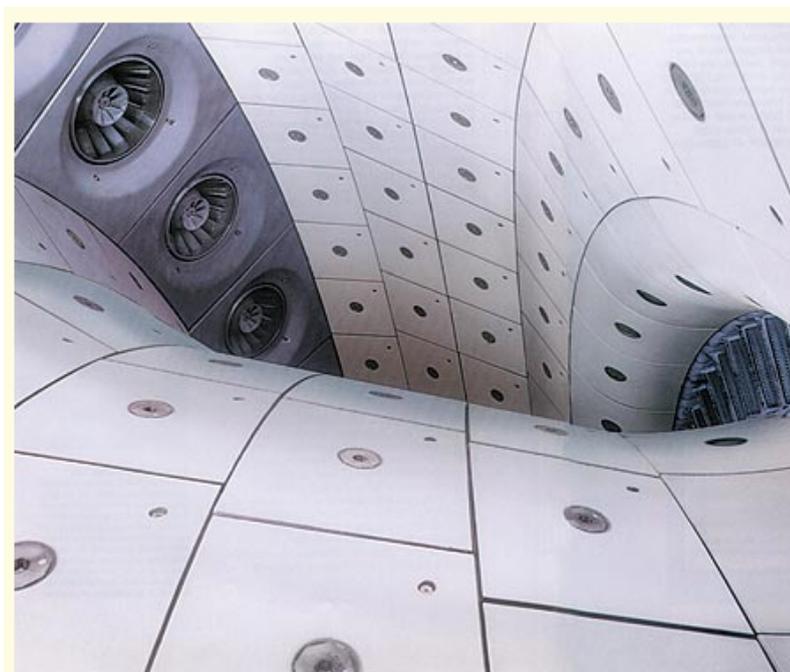


Рис. 14.18. Кольцевая камера сгорания ГТУ V94.3А фирмы Siemens

Страница 70 из 75

## **КОТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ ПГУ-450Т**

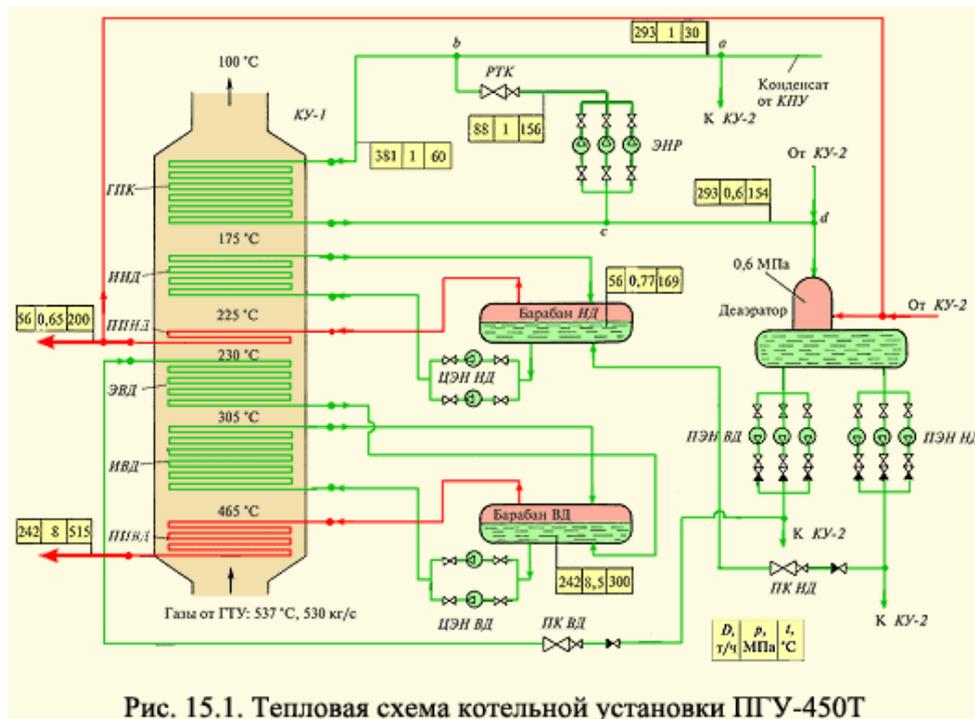
### **15.1. Тепловая схема котельной установки**

Котельная установка ПГУ служит для максимальной утилизации тепла уходящих газов ГТУ путем его передачи воде и водяному пару, причем его расход и параметры должны быть такими, чтобы из тепловой энергии этого пара можно было бы получить максимум электроэнергии в паровой турбине.

Котельная установка ПГУ-450Т состоит из двух одинаковых котлов, каждый из которых включает:

- двухконтурный барабанный котел-утилизатор вертикального (башенного) типа;

- систему рециркуляции конденсата, обеспечивающую постоянную температуру конденсата на входе в котел;
- систему многократной принудительной циркуляции воды в испарителях котла;
- систему деаэрации конденсата в деаэрационной установке.



На рис. 15.1 показана тепловая схема половины котельной установки (или, как говорят, — одного корпуса), в которую поступают уходящие газы из одной ГТУ [ГТУ-1 (см. рис. 13.2)]. Второй корпус выполнен точно также с той лишь разницей, что деаэратор для этих половин является общим. На рис. 15.1 в прямоугольных рамках нанесены значения параметров (расходов пара или воды, давления и температуры), полученные при расчете тепловой схемы котла.

*Котел-утилизатор КУ-1* ПГУ-450Т представляет собой вертикальный противоточный теплообменный аппарат. Горячий теплоноситель (газы ГТУ) поступает снизу и движется вверх к дымовой трубе. Холодный теплоноситель (вода) и движется сверху вниз по трубам. Газы передают свое тепло воде (пару), остывают и при температуре примерно 100 °С выбрасываются через дымовую трубу в атмосферу. (Заметим, что все приведенные на схеме значения параметров относятся к номинальному режиму, но являются приблизительными, так как они зависят от температуры наружного воздуха.) В нижней части КУ, куда поступают горячие газы, размещены теплообменные поверхности контура ВД, а в верхней — контура НД.

Конденсат, выйдя из конденсатора паровой турбины, после конденсатора пара уплотнений в точке *a* (рис. 15.1) разводится на два КУ. Половина его в количестве 293 т/ч с температурой 30 °С поступает в КУ-1. В точке *b* к этому конденсату подмешивается 88 т/ч горячего конденсата, имеющего температуру 154 °С. Эти потоки смешиваются, и питательная вода приобретает температуру 60 °С. Если эта температура будет меньшей, то на поверхности *газового подогревателя конденсата*

ГПК будет происходить конденсация водяных паров из дымовых газов, а имеющиеся в них агрессивные вещества будут растворяться в выпадающем конденсате, вызывая коррозию труб ГПК. Если температура на входе в ГПК будет больше 60 °С, то, во-первых, это приведет к увеличению температуры уходящих газов КУ и снизит экономичность и, во-вторых, увеличит затраты мощности на привод *электронасосов рециркуляции конденсата* ЭНР. Поэтому КУ снабжается регулятором температуры конденсата РТК, поддерживающем его температуру близкой к 60 °С.

На выходе из ГПК температура конденсата составляет 154 °С. Часть его (88 т/ч) отводится на рециркуляцию (точка *c*), а остальной конденсат (293 т/ч) поступает сверху в *деаэрационную колонку деаэратора*. В нее же (точка *d*) поступает конденсат из КУ-2. Снизу в колонку подается перегретый пар из контура НД с температурой 200 °С. При их смешении конденсат нагревается до температуры насыщения (158 °С), из него выделяются растворенные газы, и в деаэрационном баке скапливается деаэрированный конденсат. Он является источником рабочего тела для контуров ВД и НД котла.

*Питательными электронасосами ВД ПЭН ВД*, за которыми давление составляет около 9 МПа, через питательный клапан ПК ВД конденсат подается в экономайзер ВД (*ЭВД*). Здесь он нагревается примерно до 295 °С и поступает в барабан ВД, в котором поддерживается давление 8,5 МПа и температура 300 °С.

Особенностью вертикального КУ является невозможность организации естественной циркуляции воды в испарителе. Поэтому его снабжают циркуляционными электронасосами (*ЦЭН ВД*), которые создают непрерывную циркуляцию среды через барабан ВД и испаритель ВД (*ИВД*), в процессе которой часть воды превращается в пар и скапливается в верхней части барабана ВД. Отсюда пар отводится в пароперегреватель ВД (*ППВД*), в котором он перегревается и с параметрами 8 МПа, 515 °С направляется на вход паровой турбины.

Питательные насосы НД (*ПЭН НД*) через питательный клапан ПК НД подают конденсат прямо в испаритель НД (*ИНД*), который с помощью циркуляционных электронасосов НД (*ЦЭН НД*) обеспечивают генерацию насыщенного пара в барабане НД. После перегрева в пароперегревателе НД (*ППНД*) пар с параметрами 0,65 МПа и 200 °С направляется в турбину.

Парогенерирующая способность контура НД существенно меньше, чем контура ВД (из-за остывания газов) и поэтому его паропроизводительность составляет всего 56 т/ч, т.е. примерно 20 % от паропроизводительности контура ВД.

Страница 71 из 75

## **15.2. Конструкция котла утилизатора ПГУ-450Т**

Ранее (см. рис. 8.3) показано, что оси отдельных ГТУ и КУ устанавливаются в машинном зале ТЭС параллельно.

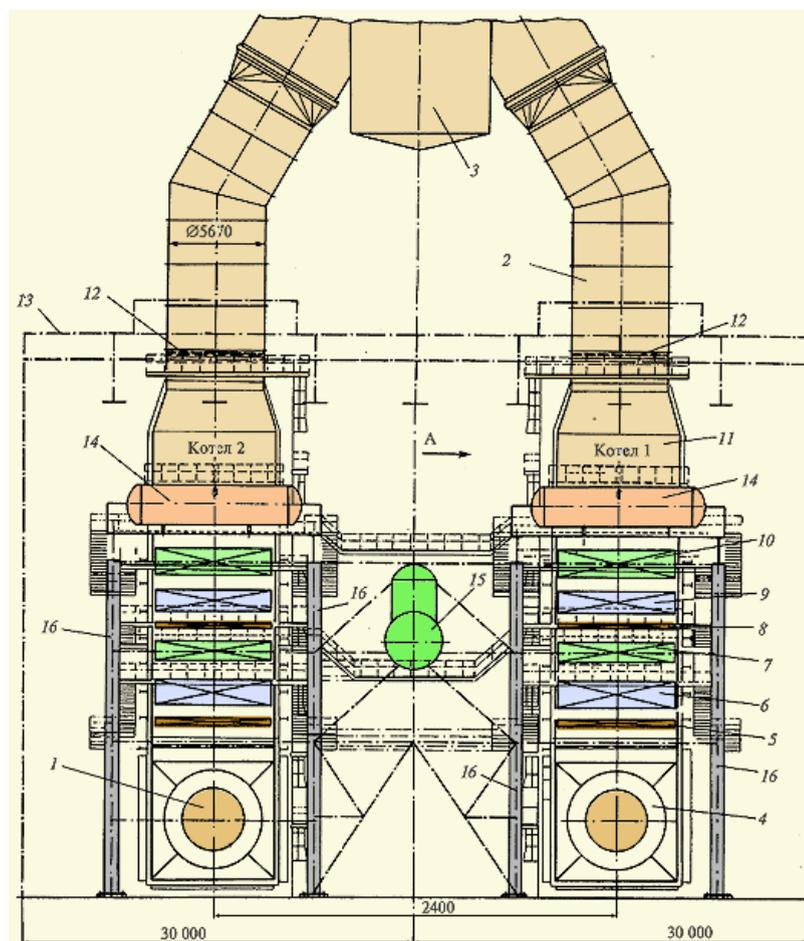


Рис. 15.2. Вид на ансамбль котлов-утилизаторов энергоблока ПГУ-450Т со стороны ГТУ

На рис. 15.2 показан вид на ансамбль из двух симметрично расположенных КУ, если смотреть на них со стороны ГТУ. Сами ГТУ не показаны, а газы из них поступают через входные сечения 1, движутся внутри котлов, омывая поверхности теплообмена, в которых генерируется пар для паровой турбины. Затем из двух газоходов 2 остывшие дымовые газы поступают в общую дымовую трубу 3.

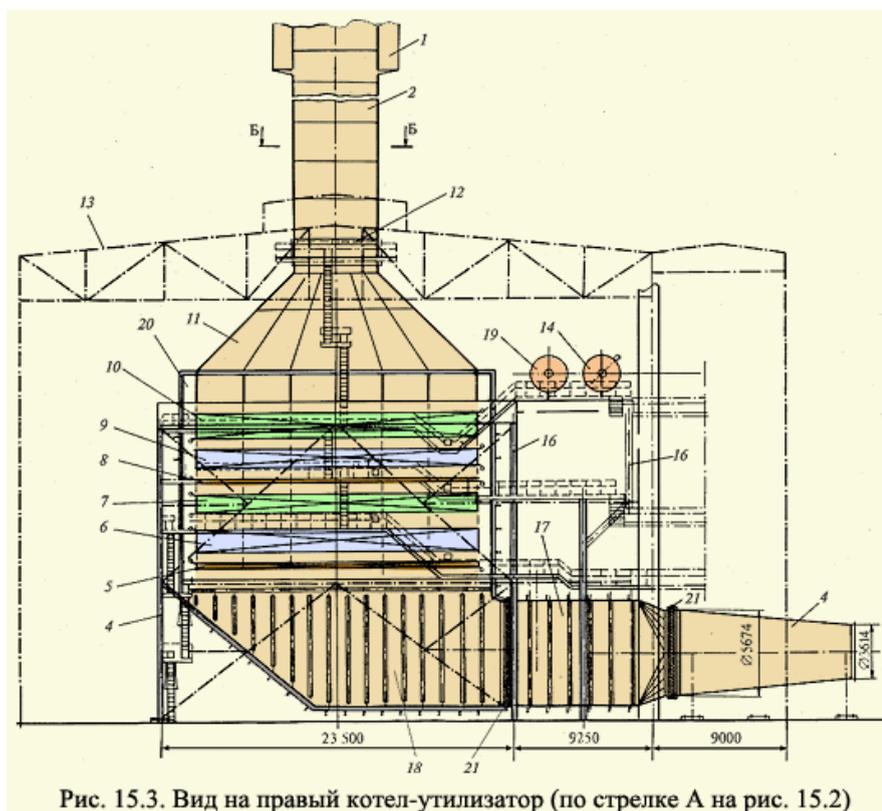


Рис. 15.3. Вид на правый котел-утилизатор (по стрелке А на рис. 15.2)

На рис. 15.3 показан вид на правый котел (см. рис. 15.2). Газы из ГТУ проходят входной диффузор 4 КУ, который изменяет свое сечение с круглого на квадратное, и поступают в газоход 17, в котором располагается шумоглушитель. По сторонам газохода 17 устанавливают компенсаторы 21, допускающие взаимные тепловые расширения деталей, имеющих различную температуру. Затем в поворотном газоходе 18 газы изменяют свое направление с горизонтального на вертикальное и последовательно омывают поверхности теплообмена: ППВД, ИВД, ЭВД, ППНД, ИНД, ГПК.

За поверхностями нагрева расположен переходной газоход 11, направляющий газы в выходной газоход 2. В его нижней части расположен второй шумоглушитель. На входе в газоход 2 установлена дождевая заслонка 12, препятствующая попаданию дождя в КУ во время стоянки. Кроме того, при коротких простоях закрытие заслонки позволяет сохранить теплообменные поверхности горячими и ускорить пуск энергоблока после таких простоев.

Котлы-утилизаторы устанавливают в закрытом помещении, контур которого показан штрих-пунктирной линией 13 (см. рис. 15.3). Внутри помещения строят стальной каркас из мощных колонн 16, продольных и поперечных балок 23 (рис. 15.4). Колонны 16 устанавливают на бетонные основания 22. Каркас содержит проем для установки котла, а также рамы для установки барабанов ВД 14 и НД 19. Между котлами на деаэрационной этажерке устанавливают деаэратор 15 (см. рис. 15.2), обслуживающий оба корпуса котла.

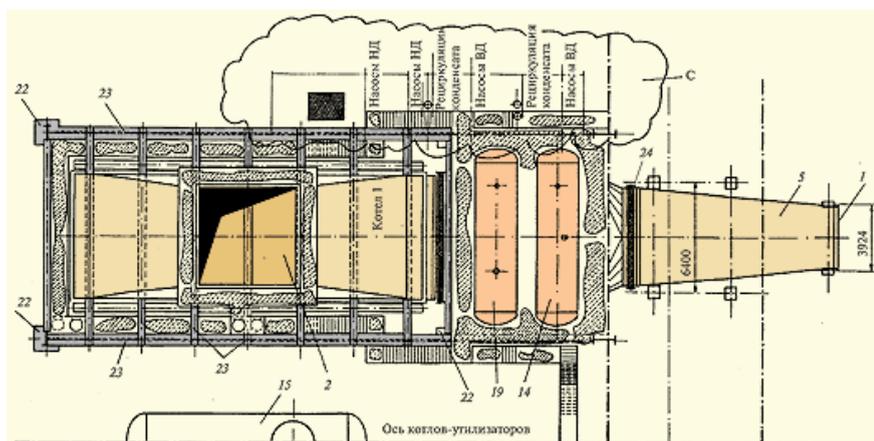


Рис. 15.4. Вид сверху на правый котел-утилизатор (разрез по Б-Б на рис. 15.3)

Кроме того, каркас обвязывают многочисленными площадками обслуживания и лестничными маршами.

На нулевой отметке рядом с котлами (см. вырыв С на рис. 15.4) помещают все насосы: питательные ПЭН ВД и ПЭН НД, циркуляции воды в испарителях ЦЭН ВД и ЦЭН НД и рециркуляции ЭНР.

Внутри каркаса размещают собственно КУ [точнее его обшивку 20 (см. рис. 15.3)] с теплообменными поверхностями, подводщими и отводящими газоходами. Теплообменные поверхности монтируют внутри котла из отдельных модулей, изготовленных заводским способом. Модуль представляет собой несколько рядов труб, объединенных коллекторами; коллекторы соединяют трубопроводами таким образом, чтобы рабочая среда двигалась в необходимой последовательности.

Теплообмен со стороны газов не столь интенсивен, как со стороны пара или воды, так как скорость газов невелика (10—15 м/с) из-за необходимости иметь малое гидравлическое сопротивление со стороны газов. Поэтому трубы выполняют с густым внешним поперечным оребрением (рис. 15.5). Это увеличивает поверхность теплообмена со стороны газов и интенсифицирует теплообмен.

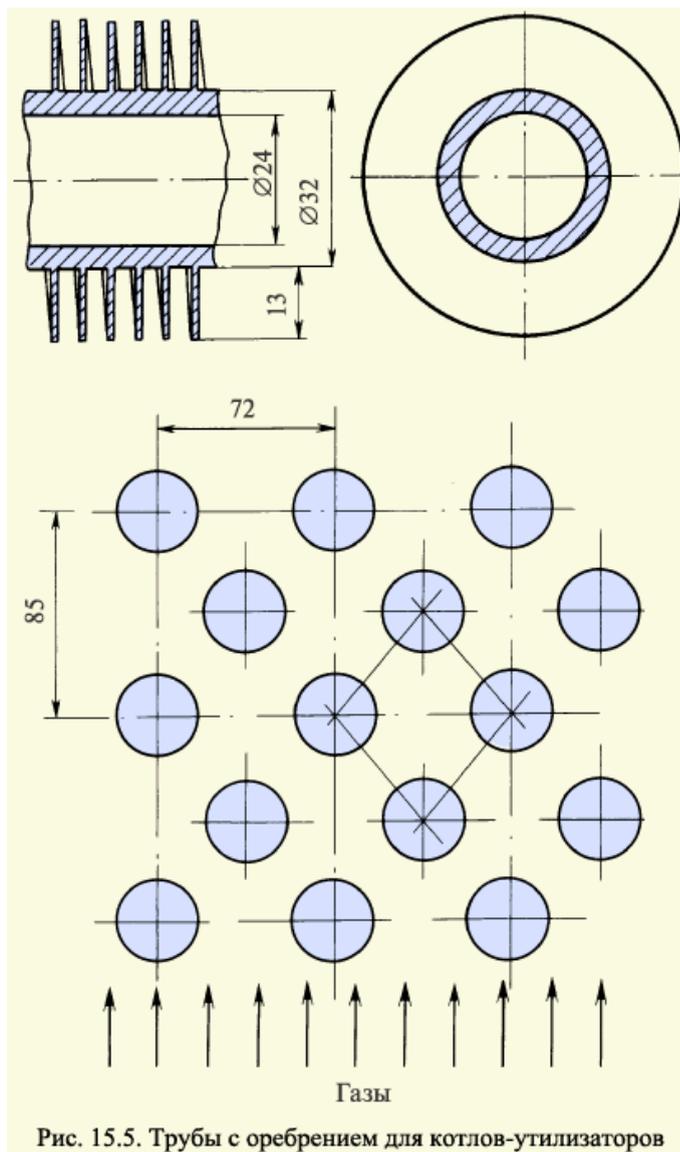


Рис. 15.5. Трубы с оребрением для котлов-утилизаторов

Для исключения провисания труб и возбуждения колебаний набегающим газовым потоком между трубами устанавливают дистанцирующие элементы (рис. 15.6).



Рис. 15.6. Установка дистанцирующих элементов на оребренных трубах

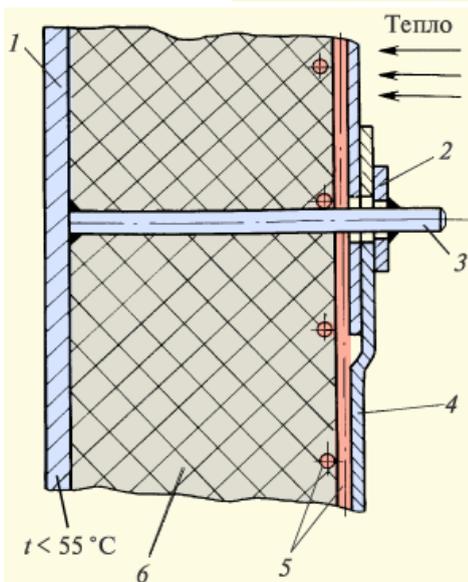


Рис. 15.7. Конструкция обшивки котла

Обшивка котла (рис. 15.7) выполняется газоплотной, т.е. она способна выдерживать небольшое внутреннее давление. Для этого она выполняется из металлических листов (наружных и внутренних) достаточной толщины, между которыми с помощью штырей и сетки закрепляют изоляционные холсты из супертонкого волокна из горных пород. Их суммарная толщина в 200 мм позволяет иметь на внешней поверхности температуру менее 55 °С, что уменьшает как потерю тепла в окружающую среду, так и обеспечивает выполнение правил техники безопасности.

## ПАРОВАЯ ТУРБИНА, КОНДЕНСАЦИОННАЯ И ТЕПЛОФИКАЦИОННАЯ УСТАНОВКИ ЭНЕРГОБЛОКА ПГУ-450Т

### 16.1. Конструкция паровой турбины Т-170-7,8

Для лучшего понимания материала настоящего раздела рекомендуется просмотреть лекцию 6, в которой изложены основы конструкции *паровой турбины*.

Одним из главных отличий турбины Т-170-7,8 от традиционных турбин является уровень начальных параметров пара. Большинство традиционных *теплофикационных паровых турбин* выполнено на начальные параметры 12,8МПа, 540°С.

Значительная часть турбин в России, которые давно пора демонтировать, работают с начальными параметрами 8,8 МПа, 530 °С. Для традиционных паровых турбин этот уровень достигнут в середине 40-х годов XX в. Рассматриваемая паровая турбина Т-170-7,8 имеет начальные параметры 7,8 МПа, 515 °С. Они продиктованы температурой уходящих газов ГТУ: ясно, что поскольку, скажем, на номинальном режиме температура уходящих газов ГТУ составляет примерно 535 °С, то температура генерируемого в КУ пара никак не может быть выше этой температуры. Чем ближе температура генерируемого пара к температуре газов ГТУ, тем большая поверхность пароперегревателя КУ и, следовательно, большие капиталовложения для этого требуются. Оптимальной оказывается разность температур газов и пара на уровне 20 °С, отсюда и температура свежего пара перед турбиной на номинальном режиме 515 °С, принятая при проектировании.

С этой начальной температурой связано выбранное при проектировании начальное давление: для того чтобы влажность за последней ступенью не была чрезмерно высокой, а эрозия ее рабочих лопаток интенсивной, вместе со снижением начальной температуры необходимо снижать и начальное давление, отсюда и следует начальное давление 7,8 МПа.

Таким образом, технические возможности ГТУ, а точнее температура ее уходящих газов продиктовали сравнительно невысокий уровень начальных параметров турбины Т-170-7,8 и позволили при использовании современных материалов и методов расчета создать простую, компактную и надежную паровую турбину для энергоблока ПГУ-450Т.

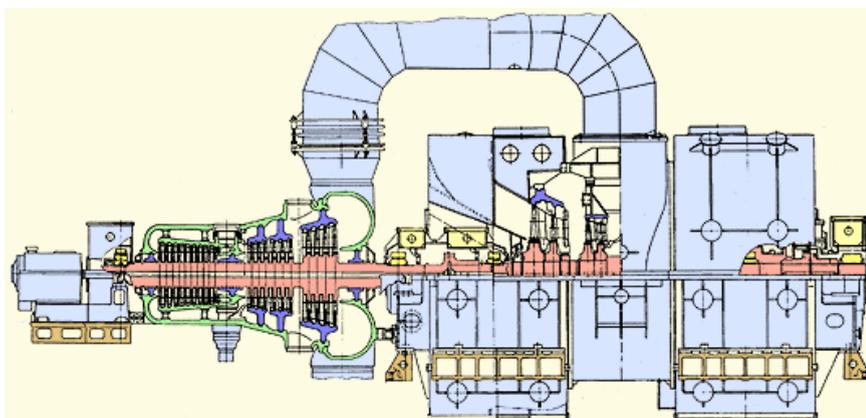
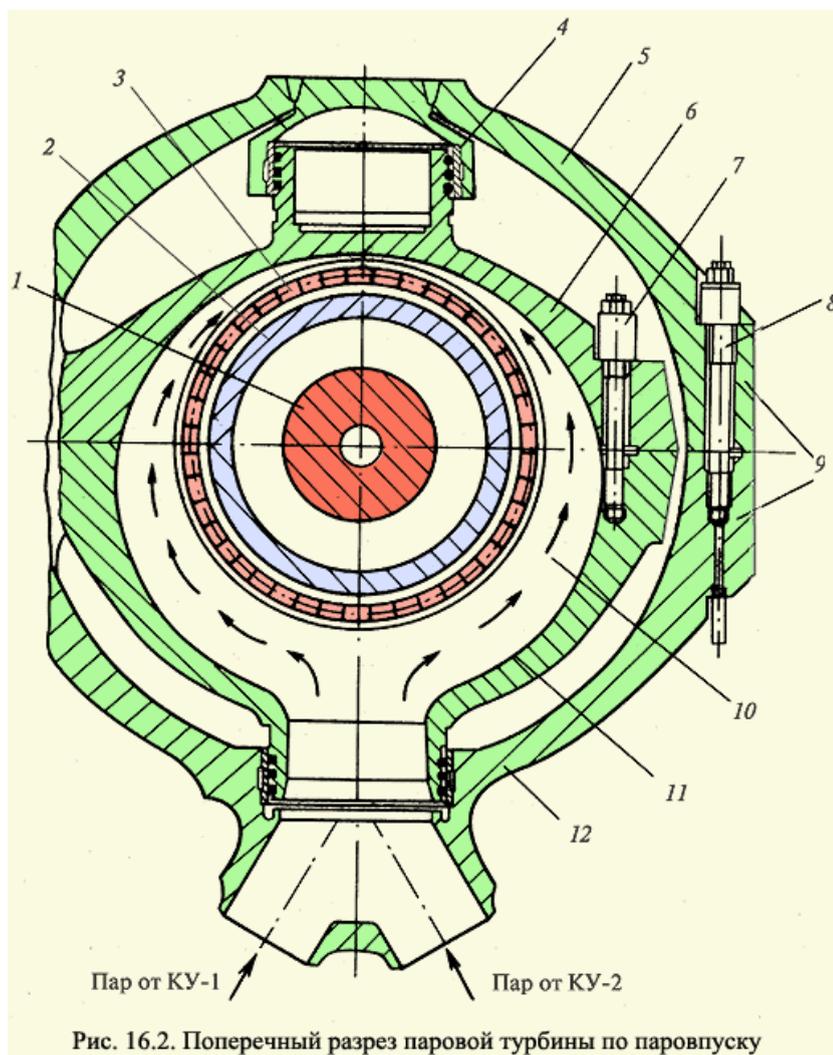


Рис. 16.1. Продольный разрез паровой турбины для энергоблока ПГУ-450Т

На рис. 16.1 показан продольный разрез турбины, прочесть который, наверное, даже проще, чем изучить ее конструкцию с помощью пространственного макета турбины, показанного на рис. 6.1. Турбина выполнена двухцилиндровой. Ее ЦВД — однопоточный, с петлевым движением пара, ЦНД — симметричный, двухпоточный.

Турбина не имеет промежуточного перегрева пара в КУ. Именно это обстоятельство позволило выполнить турбину достаточно компактной и двухцилиндровой.



Свежий пар по двум паропроводам, идущим от каждого КУ, поступает в нижнюю половину корпуса ЦВД (рис. 16.2), растекается в окружном направлении по паровпускной камере 10 и, развернувшись по оси турбины, поступает в сопловые каналы 1-й ступени. Далее пар проходит последовательно справа налево первые восемь ступеней проточной части ЦВД.

Каждая ступень (см. лекцию 6) включает диафрагму с вваренными в нее сопловыми лопатками и диск цельнокованого ротора с рабочими лопатками. Диафрагмы установлены в кольцевых расточках внутреннего корпуса.

Пройдя первые восемь ступеней левого потока ЦВД, поток пара разворачивается на  $180^\circ$  и движется по кольцевому пространству между внутренним и внешним корпусами. Преимущества такой конструкции для высокотемпературной паровпускной зоны турбины рассмотрены в лекции 6. Движущийся пар обтекает две зоны подвода свежего пара, о которых речь шла выше, и поступает в кольцевую камеру, из нее — в восемь ступеней правого потока. Диафрагмы этих ступеней установлены в обоймах, а последние — непосредственно во внешнем корпусе.

После расширения в описанных 16 ступенях пар попадает в камеру смешения, в которую также снизу по патрубку поступает пар из контуров НД котлов-утилизаторов. Потoki пара смешиваются, и образующийся

единый поток поступает в последние четыре ступени ЦВД, диафрагмы которых установлены в обойме.

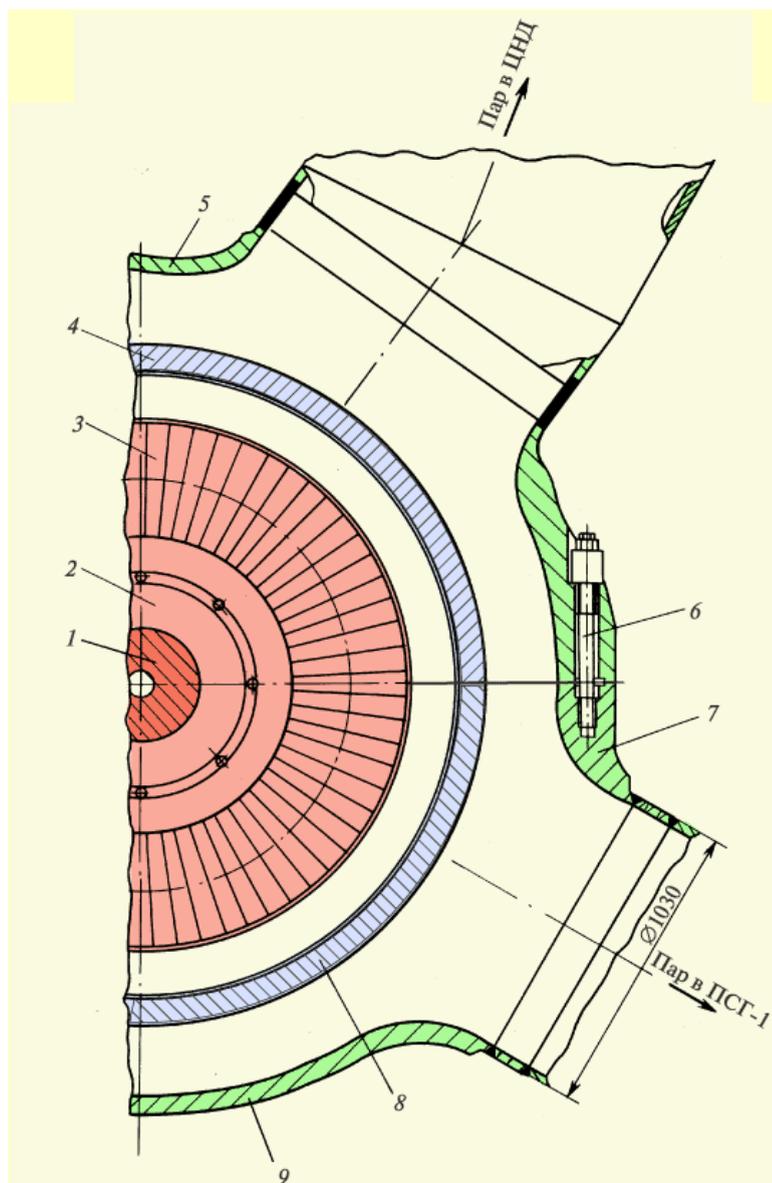


Рис. 16.3. Поперечный разрез по выходному патрубку ЦВД турбины Т-170-7,8

Поперечный разрез по выходному патрубку ЦВД показан на рис. 16.3. Из него пар выходит четырьмя потоками. В нижней половине внешнего корпуса 9 расположено два патрубка, направляющих пар в верхний сетевой подогреватель ПСГ-2. Давление этого пара определяет его температуру конденсации и соответственно температуру сетевой воды на выходе из ПСГ-2. В крышке внешнего корпуса 5 расположены два пароотводящих патрубка, которые подают пар в две горизонтальные ресиверные трубы, направляющие пар в середину двухпоточного ЦНД. На многих режимах пар, выходящий из ЦВД, является влажным. Поэтому для снижения влажности в ресиверных трубах устанавливают специальные пленочные сепараторы.

Корпус ЦНД выполнен также двойным. Пар из ресиверных труб поступает в кольцевое пространство, расположенное между двумя симметричными проточными частями ЦНД. Каждый из потоков проходит по две ступени и попадает в пространство, из которого часть или

практически весь пар (при работе в теплофикационном режиме) направляется в нижний сетевой подогреватель ПСГ-1. Поскольку отборы пара в сетевые подогреватели осуществляются перед и за первыми двумя ступенями ЦНД, то этот отсек проточной части называют промежуточным. Управляет потоком пара в ПСГ-1 специальная *регулирующая (поворотная) диафрагма*.

Пар, поступивший в частично открытую регулирующую диафрагму, расширяется в последних двух ступенях каждого потока и поступает в два симметричных выходных патрубка, а из них — в конденсатор турбины.

Длина рабочей лопатки последней ступени составляет всего 0,64 м, что обеспечивает кольцевую площадь выхода одного потока пара всего 4,2 м<sup>2</sup>. Это связано с тем, что турбина является теплофикационной, и большую часть года она будет работать с минимальными пропусками пара в конденсатор, для которых нет смысла использовать дорогостоящие лопатки последней ступени большой длины, да еще и подверженные большей эрозии из-за больших окружных скоростей лопатки. Это обеспечивает высокий уровень надежности турбины, требует малых затрат на ремонт рабочих лопаток, увеличивает межремонтный период.

Валопровод турбины состоит из двух роторов, каждый из которых уложен в два опорных подшипника, воспринимающих радиальные нагрузки. Корпус переднего подшипника выполнен выносным. Его литая нижняя часть устанавливается на фундаментную раму, залитую бетоном в верхнюю фундаментную плиту рамного железобетонного фундамента (не показан на рис. 16.1). Верхняя часть корпуса подшипника сварная. Вкладыш переднего подшипника является комбинированным. Он содержит опорную часть с баббитовой заливкой и упорные сегменты, с которыми через масляную пленку контактирует гребень ротора, передающий на них результирующее осевое усилие от осевых сил, действующих в проточной части. Для уменьшения этих сил потоки пара в проточной части ЦВД направлены в разные стороны, а в дисках выполнены разгрузочные отверстия.

Корпус среднего подшипника выполнен встроенным. Его нижняя часть с помощью подкосов вварена во внутренний обвод выходного патрубка ЦНД, а крышка закрывается и стягивается по горизонтальному разьему после укладки валопровода. В корпусе установлены задний опорный вкладыш ротора ЦВД и передний опорный вкладыш ротора ЦНД. Между опорными вкладышами размещается муфта с полумуфтами роторов, стягиваемыми болтами при сборке роторов в единый валопровод.

Аналогичным образом устроен и корпус заднего подшипника ЦНД, на левый опорный вкладыш которого опирается правым концом ротор ЦНД, а на правый — ротор электрогенератора, который не имеет собственного левого подшипника.

Все корпуса подшипников имеют аварийные масляные емкости, обеспечивающие смазку при выбеге ротора в случае возникновения аварийных ситуаций на турбине. Нижние половины всех опорных вкладышей имеют статический гидравлический подъем валопровода —

отверстия, в которые перед началом вращения ротора насосами подается масло под давлением 6—7 МПа, заставляющее валопровод подняться и не контактировать с поверхностью вкладыша при малой частоте вращения. После разворота валопровода гидравлический подъем отключают, и смазка осуществляется за счет гидродинамических сил, возникающих в масляном слое.

По краям ЦВД, где ротор выходит из его корпуса, установлены концевые уплотнения, препятствующие выходу пара в машинный зал, а в средней части ЦВД — среднее уплотнение, не допускающее большой утечки пара в обвод первых восьми ступеней левого потока пара в проточной части ЦВД.

ЦНД также имеет два концевых уплотнения, однако поскольку в его выходных патрубках давление меньше атмосферного, то уплотнения должны исключить присосы воздуха из атмосферы в выходные патрубки, а из них — в конденсатор. Для этого на уплотнения ЦНД подается уплотняющий пар из коллектора уплотнений.

Все утечки пара из концевых уплотнений утилизируются, отдавая свое тепло конденсации конденсату, направляемому в КУ.

Как видно из рис. 16.1, паровая турбина не имеет регенеративных отборов. Это связано с тем, что в КУ необходимо подать конденсат как можно более низкой температуры (но не ниже 60 °С) для уменьшения температуры уходящих газов КУ. Нагреть конденсат до 60 °С можно было бы с помощью отбора пара из ЦНД, однако это проще сделать с помощью рециркуляции конденсата из ГПК котла-утилизатора (см. лекцию 15).

Приведем основные расчетные технические характеристики паровой турбины Т-170-7,8:

**Основные расчетные технические характеристики паровой турбины Т-170-7,8**

Номинальная мощность, МВт	158
Параметры свежего пара:	
давление, ат	77,5
температура, °С	510
расход, т/ч	475
Параметры пара низкого давления:	
давление, ат	6,3
температура, °С	195
расход, т/ч	108,1
Температура охлаждающей воды, °С	27
Расчетное давление в конденсаторе, ат	0,11
Максимальная тепловая нагрузка теплофикационной установки, МВт	450
Характеристика последней ступени:	
длина рабочей лопатки, мм	640
корневой диаметр, мм	1520
кольцевая площадь выхода пара, м <sup>2</sup>	4,34
Длина турбины без генератора, м	16,7
Масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования, т	463
Масса конденсаторной группы, т	204

Страница 73 из 75

### **16.2. Особенности работы паровой турбины в составе ПГУ-450Т в конденсационном и теплофикационном режимах**

Выше неоднократно подчеркивалось, что ГТУ в ПГУ утилизационного типа является активным элементом, задающим режим работы КУ и паровой турбины, которые являются элементами пассивными. Это действительно в полной мере справедливо для ПГУ с конденсационной турбиной: при изменении режима работы ГТУ, т.е. изменении расхода ее газов и их температуры устанавливается новый совместный режим работы КУ и паровой турбины, и последняя вырабатывает вполне определенную электрическую мощность.

Иная картина реализуется в ПГУ с теплофикационной турбиной, в частности, в ПГУ-450Т. В ней КУ по-прежнему остается пассивным элементом и вырабатывает определенные количества тепловой энергии, носителем которой является пар ВД и НД, поступающий в паровую турбину. Эта тепловая энергия в паровой турбине частично превращается в механическую энергию (и затем — в электрическую энергию в электрогенераторе), а частично остается тепловой, но меняет свой теплоноситель. В сетевых подогревателях она перейдет от конденсирующего пара к сетевой воде, а в конденсаторе перейдет в виде тепла конденсации к охлаждающей воде. Отсюда в соответствии с законом сохранения энергии следует простая, но очень важная истина:

нельзя при зафиксированном режиме ГТУ и КУ от паровой турбины получить тепловой и тем более механической энергии больше, чем ее содержится в паре, поступающем в турбину; кроме того, при увеличении отбираемой от турбины тепловой энергии ее останется меньше для выработки электроэнергии, а увеличение выработки электроэнергии влечет снижение выработки тепла. Органом, который управляет «распределением» тепловой энергии пара, поступающего в турбину на выработку электроэнергии и тепла, является регулирующая диафрагма в ЦНД (еще раз подчеркнем, что сейчас идет речь о некотором зафиксированном режиме ГТУ).

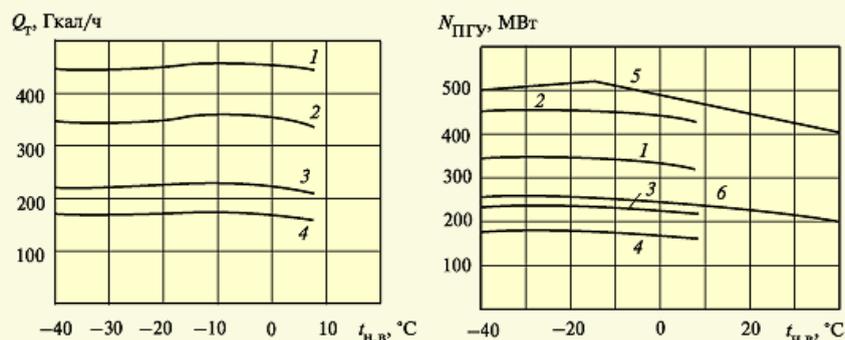


Рис. 16.4. Зависимости максимальных тепловых (а) и электрических (б) нагрузок ПГУ-450Т от температуры наружного воздуха в зависимости от состава работающего оборудования:

1 — две ГТУ в номинальном режиме, два КУ в теплофикационном режиме с отключенной паровой турбиной; 2 — две ГТУ в номинальном режиме, два КУ и паровая турбина в теплофикационном режиме с работой встроенного пучка конденсатора; 3 — одна ГТУ в номинальном режиме, один КУ в теплофикационном режиме с отключенной паровой турбиной; 4 — одна ГТУ в номинальном режиме, один КУ и паровая турбина в теплофикационном режиме с работой встроенного пучка конденсатора; 5 — две ГТУ в номинальном режиме, два КУ и паровая турбина в чисто конденсационном режиме (без теплофикации); 6 — одна ГТУ в номинальном режиме, один КУ и паровая турбина в чисто конденсационном режиме (без теплофикации)

На рис. 16.4 показаны зависимости отпускаемого тепла  $Q_T$  и электрической мощности ПТУ  $N_{ПГУ}$  от температуры наружного воздуха  $t_{н,в}$  при максимальной мощности двух или одной ГТУ. Максимальное количество тепла можно получить при отключенной паровой турбине (кривая 1 или 3), когда пар из КУ поступает не в паровую турбину, а через БРОУ в теплофикационную установку. При этом мощность паровой турбины будет равна нулю, а вся мощность ПТУ будет вырабатываться только двумя или одной ГТУ и составит примерно 350 или 220 МВт.

Если подключить паровую турбину, но полностью закрыть регулирующую диафрагму с целью получения максимальной тепловой мощности  $Q_T$ , то последняя сразу же уменьшится (кривые 2 и 4), так как часть тепловой энергии, подведенной к турбине, израсходуется на выработку механической энергии всеми ступенями турбины кроме двух последних.

Если регулирующую диафрагму открыть полностью, а теплофикационную установку отключить, то электрическая мощность будет максимальной (кривые 5 и 6).

Таким образом, при зафиксированном режиме ГТУ тепловые и электрические нагрузки всей ПТУ нельзя изменять независимо, но их можно в определенной степени перераспределять с помощью регулирующей диафрагмы. Однако, тем не менее, эту независимость частично можно реализовать, если изменять мощность ГТУ и тем самым расход пара на турбину.

Страница 74 из 75

### 16.3. Конденсационная установка и конструкция конденсатора

В лекции 2 рассмотрен принцип работы конденсатора. Он очень прост: пар из турбины поступает на холодные трубки конденсатора и, так как внутри них постоянно протекает холодная вода, то пар конденсируется, и конденсат стекает вниз. Отсюда образующийся конденсат постоянно удаляется конденсатными насосами. Этот принцип реализован и в конденсаторе турбины Т-170-7,8. Пар из двух потоков ЦНД (рис. 16.5) направляется вниз в двухпоточный конденсатор, расположенный под турбиной и конденсируется в нем. Однако по причинам, изложенным ниже, для работы конденсатора необходима дополнительно сложная система, которую называют *конденсационной установкой*. Кроме обеспечения конденсации пара при низком давлении, конденсатор выполняет целый ряд дополнительных функций.

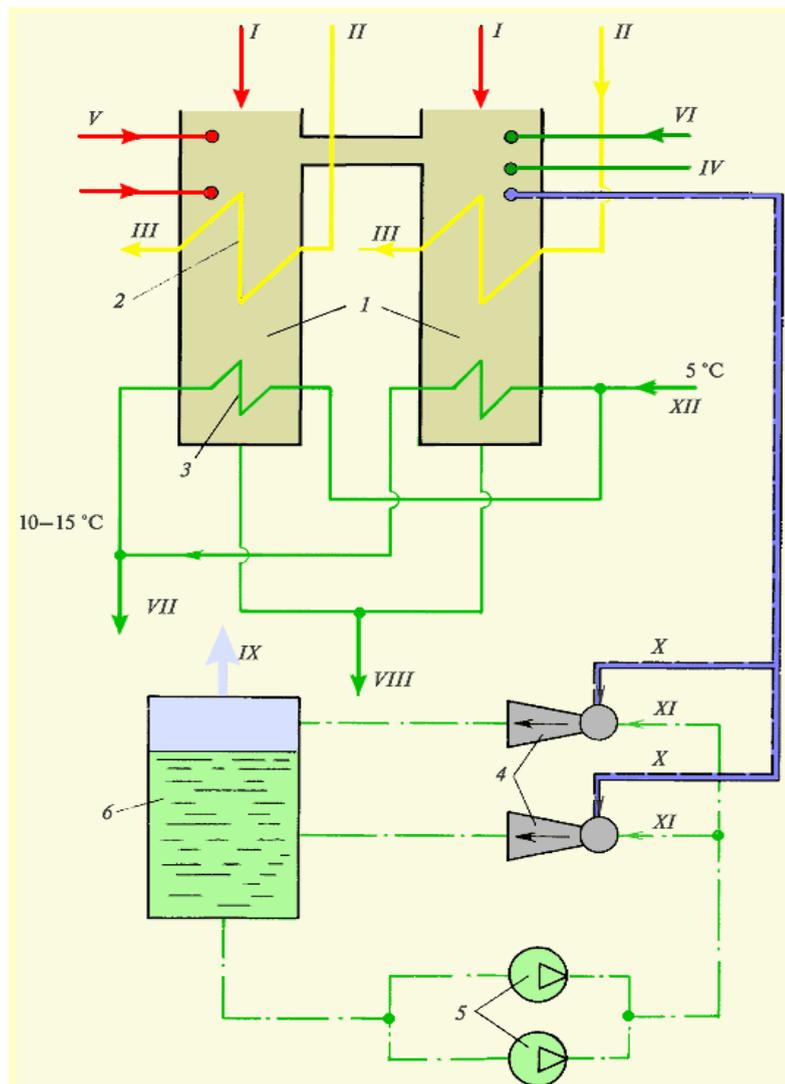


Рис. 16.5. Схема конденсационной установки паровой турбины Т-170-7,8 ЛМЗ

Значительная часть объема ЦНД, в частности выходные патрубки, последние ступени и концевые уплотнения работают под разрежением. Это приводит к тому, что, несмотря на все принимаемые меры, внутрь турбины присасывается атмосферный воздух. Главными источниками присосов воздуха являются неплотности фланцев разъемов ЦНД и недостаточная уплотненность концевых уплотнений по всей окружности вала. Сами присосы невелики и находятся на уровне нескольких десятков килограммов в час (заметим для сравнения, что в конденсатор

турбины Т-170-7,8 поступает около 500 т пара в час). В отличие от воды, при тех температурах, которые существуют в конденсаторах (20—30 °С), воздух является газом неконденсирующимся. Поэтому, если не принять специальных мер, воздух будет накапливаться в паровом пространстве конденсатора, давление в нем будет расти, и через короткое время работа конденсатора станет невозможной. Поэтому конденсатор снабжают специальной установкой, постоянно отсасывающей тот воздух, который поступает в ЦНД из атмосферы. Для отсоса воздуха из конденсатора турбины Т-170-7,8 используют два водоструйных эжектора 4 (рис. 16.5).

От работы эжекторов, которые в любом случае отсасывают весь воздух, поступающий в турбину с присосами, в значительной степени зависит концентрация воздуха в паровом пространстве конденсатора. При конденсации пара из паровоздушной смеси неконденсирующийся воздух как бы обволакивает трубку, на которой идет конденсация и из-за своей малой теплопроводности создает термический барьер между конденсирующимся паром и металлической поверхностью трубки. В итоге конденсация происходит не при температуре, которую имеет охлаждающая вода, а при большей температуре. А большей температуре конденсации (см. рис. 1.3) соответствует большее давление в конденсаторе и за последней ступенью турбины. Это уменьшает работоспособность пара в турбине и снижает ее мощность. Полезно запомнить, что повышение давления в конденсаторе на 1 кПа снижает мощность паровой турбины примерно на 1 % (для турбины Т-170-7,8 — на 1,5 МВт), а всего энергоблока ПГУ-450Т примерно на 0,3 %, так как мощность паровой турбины составляет примерно 1/3 от мощности энергоблока.

Важным отличием рассматриваемого конденсатора является использование так называемого встроенного пучка 3. Встроенным (имеется в виду в конденсатор) он называется потому, что представляет собой отдельную теплообменную поверхность точно такую же, как и основной пучок, но снабженную отдельными водяными камерами и трубопроводами подвода и отвода охлаждающей воды. В качестве последней используется подпиточная вода теплосети. Здесь необходимо пояснить одну особенность теплоснабжения района, обслуживаемого Северо-Западной ТЭЦ. В лекции 4, рассмотрена так называемая закрытая система теплоснабжения, когда вся подаваемая в городской район сетевая вода после использования ее тепла возвращается на ТЭЦ (точнее, должна возвращаться). В частности, для получения горячей бытовой воды (горячее водоснабжение) используются теплообменники, установленные в тепловых узлах, в которых нагревается обычная водопроводная вода, подаваемая в квартиры. Горячее водоснабжение жилого района Северо-Западной ТЭЦ выполнено по-иному. Для него используется часть прямой сетевой воды, которая напрямую, без промежуточных теплообменников подается в душевые и кухни квартир. После использования эта вода сливается в канализацию и не возвращается на ТЭЦ. Таким образом, на ТЭЦ необходимо постоянно восполнять эту потерю сетевой воды, а она для одного энергоблока может составлять до 1000 т/ч, т.е. около 10 % всей нагреваемой сетевой

воды. Поэтому энергоблок снабжается мощной постоянно действующей водоподготовительной установкой, подпитывающей теплосеть. Одна из основных операций при подготовке подпиточной воды — это ее термическая деаэрация. Недеаэрированная сетевая вода быстро разрушает теплотрассы вследствие наличия кислорода и протекания процессов коррозии. Для деаэрации используются вакуумные термические деаэраторы, отличие которых от деаэраторов, используемых для деаэрации основного конденсата, состоит только в том, что она осуществляется при давлении, меньше атмосферного, и поэтому не требует значительного, нагрева деаэрируемой воды.

Другая особенность подпитки теплосети в условиях Северо-Западной ТЭЦ состоит в том, что для этого используется водопроводная вода, имеющая очень низкую температуру (примерно  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Именно эту холодную подпиточную воду и удастся нагреть во встроенном пучке «бросовой» теплотой конденсации пара, поступающей в конденсатор. При этом при нагреве подпиточной воды на  $5\text{--}10\text{ }^{\circ}\text{C}$  удастся сэкономить  $5\text{--}10\text{ МВт}$  тепловой энергии и соответственно сократить расход топлива в камеру сгорания ПТУ. В дальнейшем, нагретая до  $10\text{--}15\text{ }^{\circ}\text{C}$  подпиточная вода нагревается дополнительно в специальных теплообменниках, включенных в линию рециркуляции ГПК, догревается сетевой водой в вакуумном деаэраторе до насыщения и насосами подпитки подается в напорную линию сетевых насосов первого подъема.

Из числа дополнительных функций, выполняемых конденсатором, укажем на прием пара из БРОУ при неработающей турбине (но работающей конденсационной установке), прием сепарата из сепараторов, установленных в ресиверных трубах, и прием добавка воды в основной энергетический цикл.

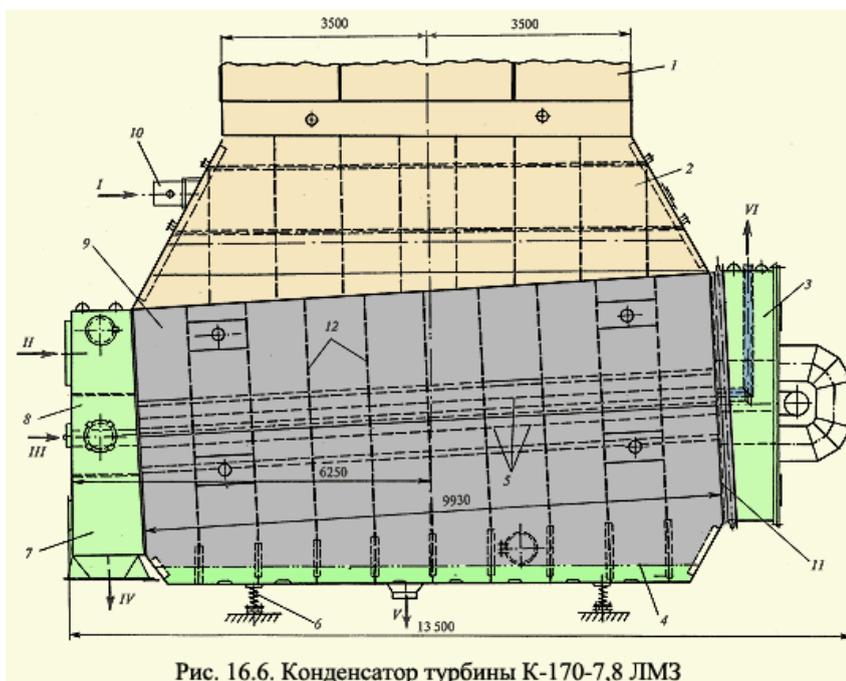


Рис. 16.6. Конденсатор турбины К-170-7,8 ЛМЗ

Представление о конструкции конденсатора турбины К-170-7,8 дает рис. 16.6, на котором показан внешний вид конденсатора, если смотреть на него вдоль оси турбины. Конденсатор состоит из двух одинаковых

корпусов. В поперечном сечении каждый корпус представляет собой прямоугольник с малой шириной основания, как показано на рис. 16.5. Оба корпуса соединены патрубком для выравнивания давления в корпусах. Оси охлаждающих трубок расположены поперек оси турбины.

Передняя водяная камера каждого корпуса имеет отдельные зоны для подвода и отвода охлаждающей воды и подпиточной воды теплосети. Охлаждающая вода подводится в верхнюю часть передней водяной камеры 7. Из нее она поступает в конденсаторные трубки 5 первого хода, расположенные в верхней части парового пространства конденсатора. Из трубок первого хода вода поступает в заднюю водяную камеру 3, разворачивается в ней на 180° и проходит через охлаждающие трубки второго хода, расположенные в нижней части парового пространства. Из них вода возвращается в переднюю водяную камеру и из нее в градирню.

Аналогичным образом выполнен подвод и отвод подпиточной воды теплосети через переднюю водяную камеру 8 теплофикационного пучка.

Конденсаторные трубки в паровом пространстве установлены с наклоном для увеличения интенсивности передачи теплоты от конденсирующегося пара к охлаждающей воде.

Корпус 9 выполнен из листовой стали. По краям корпуса установлены трубные доски, в отверстиях которых завальцованы конденсаторные трубки, выполненные из медно-никелевого сплава (мельхиора) с содержанием никеля 5%. В трубном пучке одного корпуса содержится 5765 трубок длиной 10м. Для того чтобы трубки не провисали и не разрушались от вибрации, в паровом пространстве установлены промежуточные трубные доски 12, через отверстия в которых они заводятся при монтаже конденсатора.

К корпусам 9 приварена горловина 2 (переходной патрубок), укрепленная изнутри горизонтальными стяжками и ребрами, которые не допускают чрезмерной деформации корпусов под действием атмосферного давления. В переходном патрубке размещают пускосбросное устройство 10, принимающее после охлаждения свежий пар при пусковых операциях и авариях с остановкой турбины.

К верхней части горловины также сваркой крепится выходной патрубок 1 турбины, из которого пар поступает в горловину и на конденсаторные трубки. Конденсируясь на них, пар превращается в воду и собирается на дне конденсатора, откуда откачивается конденсатным насосом.

Другие технические данные конденсатора приведены ниже:

Суммарная поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	10000
Поверхность встроенных пучков, м <sup>2</sup>	1000
Количество трубок, шт.	11530
Длина трубок, м	10
Размер трубок, мм	28x1
Температура охлаждающей воды, °С	27
Давление в конденсаторе, кПа	8,2
Расход охлаждающей воды, т/ч	19000
Масса охлаждающей воды в конденсаторе, т	100

Масса конденсата, т

25

Масса воды в паровом пространстве при  
гидроиспытаниях, т

195

Страница 75 из 75

#### 16.4. Теплофикационная установка энергоблока ПГУ-450Т

Водоподогревательная установка энергоблока ПГУ-450Т представляет собой уникальную техническую разработку, не имеющую аналогов. Ее тепловая схема показана на рис. 16.7.

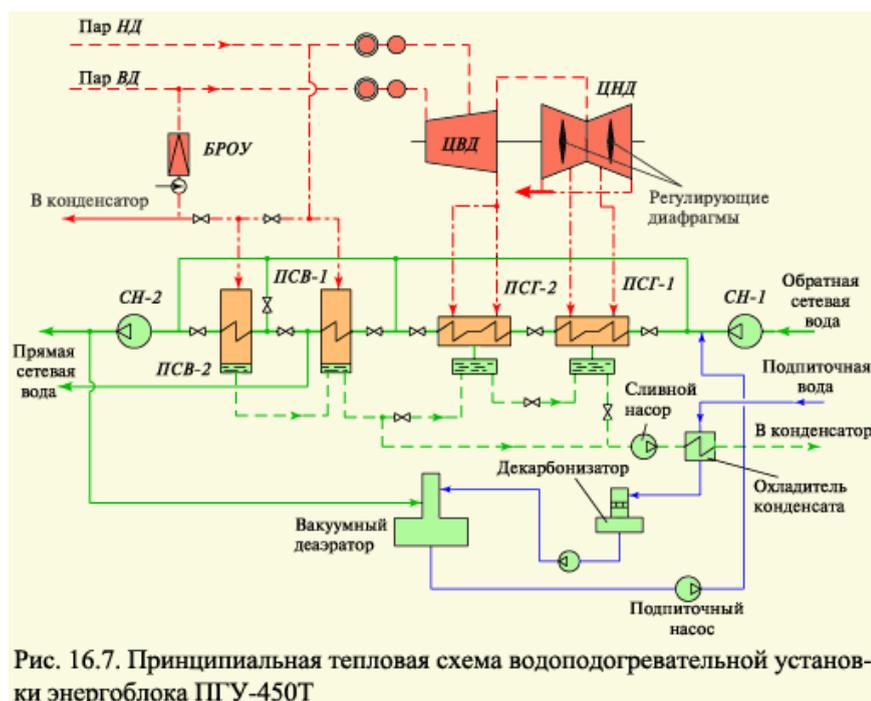


Рис. 16.7. Принципиальная тепловая схема водоподогревательной установки энергоблока ПГУ-450Т

Тракт сетевой воды выполнен так, что ее нагрев осуществляется в пределах машинного зала ТЭЦ без использования пиковых водогрейных котлов, обычно устанавливаемых на ТЭЦ в отдельном здании.

Обратная сетевая вода сетевыми насосами первого подъема СН-1 подается для нагрева в трубную систему четырех последовательно установленных сетевых подогревателей. В обычных условиях нагрев воды осуществляется в двух сетевых подогревателях горизонтального типа ПСГ-1 и ПСГ-2 конденсирующимся паром из теплофикационных отборов турбины. Этот процесс подробно рассмотрен в лекциях 3 и 4. В этих двух подогревателях сетевую воду можно нагреть до 100—115 °С. При холодной погоде для дополнительного нагрева сетевой воды в качестве пикового источника теплоты используется вертикальный сетевой подогреватель ПСВ-1, который питается паром из контура НД котла-утилизатора. Расчетное давление в нем на номинальном режиме (см. табл. 16.1) составляет 0,62 МПа, что обеспечивает требуемую температуру прямой сетевой воды (150 °С). Этот же сетевой подогреватель может использоваться как конденсатор при пуске котла.

В тех случаях, когда ПСГ-1 и ПСГ-2 не работают из-за отключения паровой турбины по каким-то причинам, нагрев сетевой воды можно осуществлять паром из контура ВД котла-утилизатора, снизив его давление с помощью быстродействующей редуцирующей охлаждающей

установки БРОУ и направив его в ПСВ-1 и ПСВ-2. Таким образом гарантируется теплоснабжение потребителей от котлов утилизаторов при неработающей паровой турбине. При таком режиме ПГУ работает как ГТУ-ТЭС, обеспечивая высокий коэффициент использования топлива, но малую выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Кроме того, БРОУ используется для сброса пара в конденсатор в обвод турбины при пусках и ее аварийных отключениях.

Конденсат греющего пара ПСГ-1 и ПСГ-2 собирается в отдельных конденсатосборниках и с помощью сливных насосов прокачивается через охладитель конденсата в конденсатор. Тем самым конденсат греющего пара возвращается в тепловой цикл.

Подпиточная вода теплосети берется из городского водопровода, нагревается во встроенном теплофикационном пучке конденсатора до 30 — 45°C (см. рис. 13.2) и подается для нагрева в охладитель конденсата сетевых подогревателей. Из него подпиточная вода поступает в декарбонизатор, в котором она освобождается от углекислоты, и затем в вакуумный деаэратор. С помощью специального эжектора в последнем поддерживается вакуум. Одновременно в деаэратор из коллектора подается прямая сетевая вода, давление которой около 0,8 МПа, а температура 100—115 °С. Поэтому она вскипает, а образующийся пар смешивается с подпиточной водой, нагревая ее до температуры насыщения, при которой из нее выделяются растворенные газы. Подготовленная таким образом подпиточная вода подпиточным насосом закачивается на вход ПСГ-1.