

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ**



Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
**«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

*А.С. Матвеев*

**ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ  
ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ**

*Учебное пособие*

Издательство ТПУ  
Томск 2009

УДК 621.311.22

А.С. Матвеев

Тепловые и атомные электрические станции. – Томск: Изд-во ТПУ, 2009. – 190 с.

В пособии изложены теоретические основы, практические и технологические аспекты использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии. Предназначено для студентов направления 140100 – «Теплоэнергетика» специальности 140101 «Тепловые электрические станции».

УДК 621.311.22

*Рецензенты*

Кандидат технических наук,  
Руководитель Центра комплексных энергосберегающих технологий не-  
коммерческого партнерства «АРП-Северск»  
*С.А. Косяков*

© Томский политехнический университет, 2009  
© Оформление. Издательство ТПУ, 2009

<i>Глава первая. ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ. КОМБИНИРОВАННАЯ И РАЗДЕЛЬНАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ</i> .....	5
1.1. ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ .....	5
1.2. СХЕМЫ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ НА ОРГАНИЧЕСКОМ И ЯДЕРНОМ ТОПЛИВЕ .....	7
1.3. СХЕМЫ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ .....	16
1.4. СТРУКТУРА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТЭС И АЭС .....	21
1.5. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ .....	23
1.6. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ .....	26
1.7. ВИДЫ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ И ГРАФИКИ НАГРУЗОК ТЭС .....	28
<i>Глава вторая. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ И ОБЩЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ</i> .....	33
<i>Глава третья. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ И ОБЩЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ</i> .....	40
3.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ .....	40
3.2. РАСХОДЫ ПАРА И ТЕПЛОТЫ НА ТЭЦ .....	42
3.3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТЭЦ .....	48
3.4. СРАВНЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОМБИНИРОВАННОЙ И РАЗДЕЛЬНОЙ ВЫРАБОТОК ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ .....	62
<i>Глава четвертая. ПАРАМЕТРЫ ПАРОВОГО ЦИКЛА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ УСТАНОВКИ</i> .....	67
4.1. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛА .....	67
4.2. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ В ЦИКЛАХ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА .....	72
4.3. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНОГО ДАВЛЕНИЯ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ УСТАНОВКИ .....	79
4.4. ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАСШИРЯЕМЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. МОДЕРНИЗАЦИЯ ТЭС .....	83
<i>Глава пятая. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ НА ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ</i> .....	88
5.1. ВЛИЯНИЕ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ .....	88
5.2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ОТБОРОВ В ТУРБИНЕ	

.....	94
5.3. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ В ЦИКЛАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА .....	108
5.4. ВЫБОР УСЛОВИЙ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ОПТИМАЛЬНУЮ ОБЩУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА .....	114
<i>Глава шестая. ТЕХНОЛОГИЯ ОТПУСКА ПАРА И ТЕПЛОТЫ ОТ ТЭС.....</i>	116
6.1. ПОТРЕБИТЕЛИ ТЕПЛОТЫ И ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ.....	116
6.2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК .....	118
6.3. ГРАФИК ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ОТОПИТЕЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ .....	121
6.4. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ ПРОМЫШЛЕННЫМ ПОТРЕБИТЕЛЯМ.	124
6.5. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ. ВИД ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ, СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ.....	133
6.6. ТИПЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН С ОТОПИТЕЛЬНЫМИ ОТБОРАМИ. ПОКРЫТИЕ ОСНОВНОЙ И ПИКОВОЙ ОТОПИТЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК.....	138
6.7. СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ.....	142
6.8. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ ОТ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ .....	145
<i>Глава седьмая. ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА НА ТЭС И СПОСОБЫ ИХ ВОСПОЛНЕНИЯ .....</i>	147
7.1. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТЕПЛОВОЙ СХЕМЕ ТЭС .....	147
7.2. СПОСОБЫ ПОДГОТОВКИ ВОДЫ ДЛЯ ВОСПОЛНЕНИЯ ПОТЕРЬ ПАРА И КОНДЕНСАТА НА ТЭС.....	152
<i>Глава восьмая. ЭЛЕМЕНТЫ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.....</i>	164
8.1. СОДЕРЖАНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ..	164
8.2. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ .....	165
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	188

# **Глава первая. ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ. КОМБИНИРОВАННАЯ И РАЗДЕЛЬНАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ**

## **1.1. ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

Основным назначением электрических станций является выработка электрической энергии для снабжения ею промышленного и сельскохозяйственного производства, коммунального хозяйства и транспорта. Часто электростанции обеспечивают также предприятия и жилые здания паром и горячей водой.

На электростанциях, предназначенных только для производства электроэнергии, устанавливаются паровые турбины с глубоким вакуумом в конденсаторе, так как чем ниже давление пара на выходе из турбины, тем большая часть энергии рабочей среды превращается в электрическую. При этом основной поток пара конденсируется в конденсаторе и большая часть содержащейся в нем энергии теряется с охлаждающей водой.

Тепловые электрические станции, предназначенные только для производства электроэнергии, называют *конденсационными электрическими станциями (КЭС)*. Работающие на органическом топливе КЭС строят обычно вблизи мест добычи топлива.

Электростанции, предназначенные для комбинированной выработки электрической энергии и отпуска пара, а также горячей воды тепловому потребителю, имеют паровые турбины с регулируемым отбором пара или с противодавлением. На таких установках теплота отработавшего пара частично или даже полностью используется для теплоснабжения, вследствие чего потери теплоты с охлаждающей водой сокращаются или вообще отсутствуют (на установках с турбогенераторами с противодавлением). Однако доля энергии пара, преобразованной в электрическую, при одних и тех же начальных параметрах на установках с теплофикационными турбинами ниже, чем на установках с конденсационными турбинами. Теплоэлектростанции, на которых отработавший пар наряду с выработкой электроэнергии используется для теплоснабжения, называют *теплоэлектроцентралями (ТЭЦ)*. Обычно ТЭЦ строят вблизи потребителя теплоты – промышленных предприятий или жилых массивов, если ТЭЦ предназначены для теплофикации города (района).

При *раздельном* производстве электроэнергии вырабатывается на

КЭС, а для теплоснабжения используются отдельные энергетические установки (районные котельные и т.п.).

На атомных электростанциях, так же как на электростанциях, работающих на органическом топливе, осуществляется процесс превращения энергии, содержащейся в рабочей среде (паре), в электрическую. Различие между процессами, происходящими на АЭС и ТЭС, состоит лишь в том, что в одном случае используется энергия, выделяющаяся при распаде ядер тяжелых элементов (применяемых в качестве топлива), в другом - при горении топлива.

Тепловые схемы АЭС разнообразны, хотя паротурбинная их часть остается практически такой же, как и на обычной электростанции.

Атомные электростанции всегда строят вблизи крупных промышленных потребителей электрической энергии. На таких электростанциях масса расходуемого топлива невелика (в тысячи раз ниже, чем на ТЭС), и транспортировка его даже на большие расстояния не отражается на стоимости электроэнергии.

При передаче электроэнергии на большие расстояния неизбежны потери, кроме того, на строительство линий электропередачи требуются большие капиталовложения; транспортировка органического топлива приводит к его удорожанию, что (при больших расстояниях) заметно отражается на стоимости электроэнергии. Конечно, при выборе площадки для строительства ТЭС необходимо учесть ряд требований, и в первую очередь наличие водных источников, обеспечивающих требуемый расход воды, однако возможность строить АЭС вблизи крупных промышленных потребителей электрической энергии выгодно отличает эти электростанции от работающих на органическом топливе.

Атомные электростанции могут быть конденсационными (АКЭС) и теплоэлектроцентралями (АТЭЦ). В последние годы в некоторых странах большое внимание уделяется использованию теплоты комбинированных атомных установок для опреснения морских и солончаковых вод. Очевидно, что станции такого типа будут строиться в местах, где ощущается недостаток пресной воды.

Атомная энергия может использоваться также только для целей теплоснабжения. Такие атомные станции (АСТ) имеются уже в ряде стран. Можно полагать, что в ближайшие годы они найдут сравнительно широкое распространение. Строиться АСТ будут, конечно, вблизи крупных городов.

## 1.2. СХЕМЫ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ НА ОРГАНИЧЕСКОМ И ЯДЕРНОМ ТОПЛИВЕ

Конденсационные электрические станции большой мощности на органическом топливе строятся в настоящее время в основном на высокие начальные параметры пара и низкое конечное давление (глубокий вакуум). Это дает возможность уменьшить расход теплоты на единицу выработанной электроэнергии, так как чем выше начальные параметры  $P_0$  и  $t_0$  перед турбиной и ниже конечное давление пара  $P_k$ , тем выше КПД установки.

На рис. 1.1 представлены типичные тепловые схемы конденсационных установок на органическом топливе. По схеме (рис. 1.1, а) подвод теплоты к циклу осуществляется только при генерации пара и подогреве его до выбранной температуры перегрева  $t_{пер}$ . По схеме (рис. 1.1, б), наряду с передачей теплоты при этих условиях, теплота подводится к пару и после того, как он отработал в части высокого давления (ЧВД) турбины.

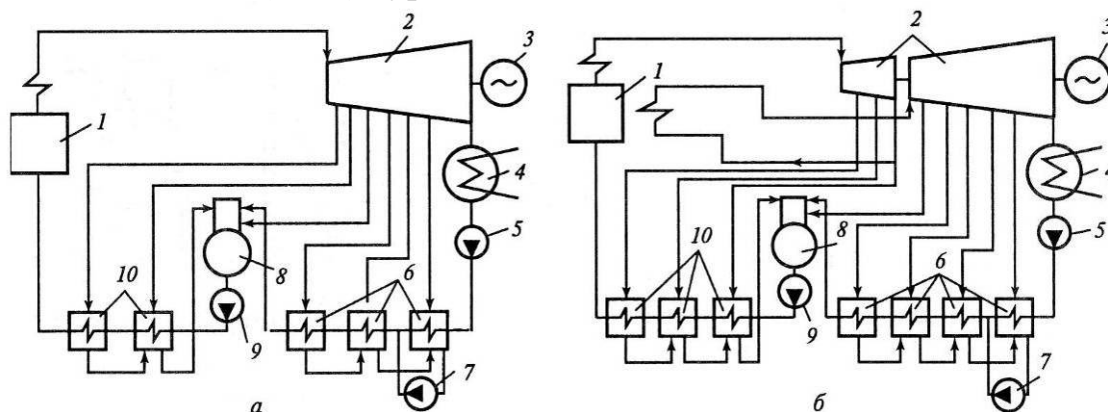


Рис. 1.1. Типичные тепловые схемы паротурбинных конденсационных установок на органическом топливе без промежуточного перегрева пара (а) и с промежуточным перегревом (б)

Первую схему называют *схемой без промежуточного перегрева*, вторую - *схемой с промежуточным перегревом пара*. Как известно из курса термодинамики, тепловая экономичность второй схемы при одних и тех же начальных и конечных параметрах и правильном выборе параметров промежуточного перегрева выше.

По обеим схемам пар из парового котла 1 направляется в турбину 2, находящуюся на одном валу с электрогенератором 3. Отработавший пар конденсируется в конденсаторе 4, охлаждаемом циркулирующей в

трубках технической водой. Конденсат из турбины конденсатным насосом 5 через регенеративные подогреватели 6 подается в деаэратор 8. Деаэратор служит для удаления из воды растворенных в ней газов; одновременно в нем, так же как в регенеративных подогревателях, питательная вода подогревается паром, отбираемым для этого из отбора турбины. Деаэрация воды проводится для того, чтобы довести до допустимых значений содержание кислорода и углекислого газа в ней и тем самым понизить скорость коррозии в трактах воды и пара. В то же время деаэратор может отсутствовать, при этом содержание кислорода в контуре при применении весьма чистой глубоко обессоленной воды может быть выше, чем на обычных ТЭС, так как в таких условиях происходит пассивизация стали.

При таком, так называемом нейтрально-кислородном, водном режиме в питательную воду подаются в определенном количестве кислород, пероксид водорода или воздух; деаэратор в схеме при этом не нужен.

Деаэрированная вода питательным насосом 9 через подогреватели 10 подается в котельную установку. Конденсат греющего пара, образующийся в подогревателях 10, перепускается каскадно в деаэратор 8, а конденсат греющего пара подогревателей 6 подается дренажным насосом 7 в линию, по которой протекает конденсат из конденсатора 4.

Технологическая схема такой электростанции, работающей на углях, показана на рис. 1.2. Топливо в железнодорожных вагонах 1 поступает к разгрузочным устройствам 2, откуда с помощью ленточных транспортеров 4 направляется на склад 3, со склада топливо подается в дробильную установку 5. Имеется возможность подавать топливо в дробильную установку и непосредственно от разгрузочных устройств. Из дробильной установки топливо поступает в бункера сырого угля 6, а оттуда через питатели - в пылеугольные мельницы 7. Угольная пыль пневматически транспортируется через сепаратор 8 и циклон 9 в бункер угольной пыли 10, а оттуда питателями 11 подается к горелкам. Воздух из циклона засасывается мельничным вентилятором 12 и подается в топочную камеру котла 13.

Газы, образующиеся при горении в топочной камере, после выхода из нее проходят последовательно газоходы котельной установки, где в пароперегревателе (первичном и вторичном, если осуществляется цикл с промежуточным перегревом пара) и водяном экономайзере отдают теплоту рабочему телу, а в воздухоподогревателе - подаваемому в паровой котел воздуху. Затем в золоуловителях 15 газы очищаются от летучей золы и через дымовую трубу 17 дымососами 16 выбрасываются в атмосферу.

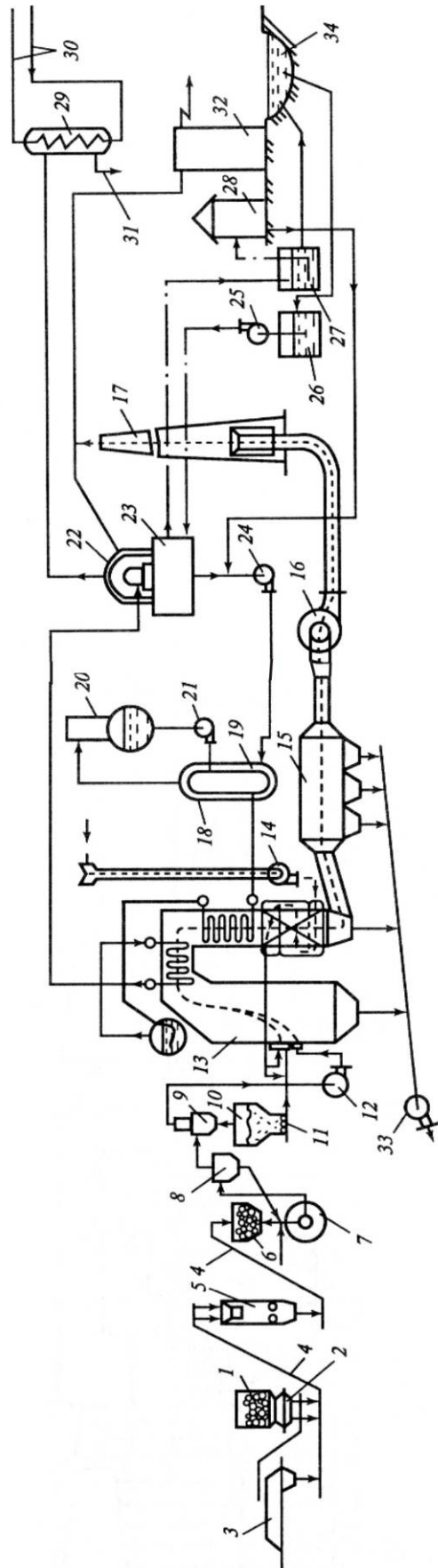


Рис. 1.2. Технологическая схема пылеугольной электростанции

Шлак и зола, выпадающие под топочной камерой, воздухоподогревателем и золоуловителями, смываются водой и по каналам поступают к багерным насосам 33, которые перекачивают их в золоотвалы.

Воздух, необходимый для горения, подается в воздухоподогреватели парового котла дутьевым вентилятором 14. Забирается воздух обычно из верхней части котельной и снаружи котельного отделения.

Перегретый пар от парового котла 13 поступает к турбине 22.

Конденсат из конденсатора турбины 23 подается конденсатными насосами 24 через регенеративные подогреватели низкого давления 18 в деаэрактор 20, а оттуда питательными насосами 21 через подогреватели высокого давления 19 - в экономайзер котла.

Потери пара и конденсата восполняются в данной схеме химически обессоленной водой, которая подается в линию конденсата за конденсатором турбины.

Охлаждающая вода подается в конденсатор из приемного колодца водоснабжения 26 циркуляционными насосами 25. Подогретая вода сбрасывается в сбросной колодец 27 источника 34 на некотором расстоянии от места забора, достаточном для того, чтобы подогретая вода не подмешивалась к забираемой. Устройства для химической обработки добавочной воды находятся в химическом цехе 28.

В схемах может быть предусмотрена сетевая подогревательная установка для теплофикации электростанции и прилегающего поселка. К сетевым подогревателям 29 этой установки пар поступает от отборов турбины, конденсат отводится по линии 31. Сетевая вода подводится к подогревателю и отводится от него по трубопроводам 30.

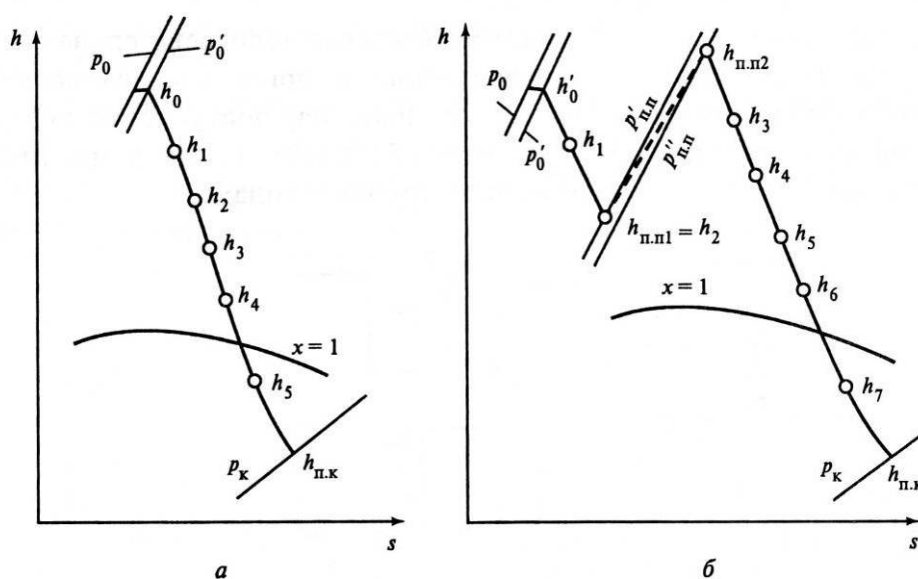
Выработанная электрическая энергия отводится от электрического генератора к внешним потребителям через повышающие электрические трансформаторы.

Для снабжения электроэнергией электродвигателей, осветительных устройств и приборов электростанции имеется электрическое распределительное устройство собственных нужд 32.

Электрические станции на органическом топливе всегда используют перегретый пар. В настоящее время температура пара перед турбиной обычно достигает 540-560 °С при давлении пара перед турбиной до 23,5 МПа.

На рис. 1.3 приводятся рабочие процессы расширения пара в турбине для паротурбинных установок, схемы которых показаны на рис. 1.1 и 1.2. В нашей стране паротурбинные установки конденсационного типа на органическом топливе работают по циклу без промежу-

точного перегрева (см. рис. 1.1) при начальных давлениях пара  $P_0$  до 8,8 МПа и температуре перегретого пара на входе в турбину  $t_0$  до 535 °С; по циклу с промежуточным перегревом начальные давления равны 12,7 и 23,5 МПа, а  $t_0 = 540-560$  °С. В таких условиях при обычных значениях конечного давления  $P_k = 0,0035-0,0045$  МПа влажность пара на выходе из проточной части турбины не превышает допустимых значений (13-14 %).



**Рис. 1.3. Рабочий процесс расширения пара в  $h-s$  - диаграмме для конденсационных установок на перегретом паре без промежуточного перегрева (а) и с промежуточным перегревом (б):**

$h_1 - h_7$  - энтальпия пара в первом - седьмом отборах соответственно;

$h_0, h_{пк}$  - энтальпия пара на входе в турбину и конденсатор;

$s$  - энтропия;

$x$  - степень сухости

На АЭС широко применяется насыщенный пар. Это объясняется тем, что в ряде случаев перегрев пара непосредственно в ядерном реакторе весьма усложняет конструкцию реактора и схему установки, требует существенных дополнительных капитальных затрат. В то же время на АЭС стоимость топлива (ядерного горючего), отнесенная к единице выработанной энергии, значительно ниже, чем на электростанциях обычного типа. Поэтому здесь производство электроэнергии на установках меньшей стоимости даже при более низких значениях КПД экономически оправдано.

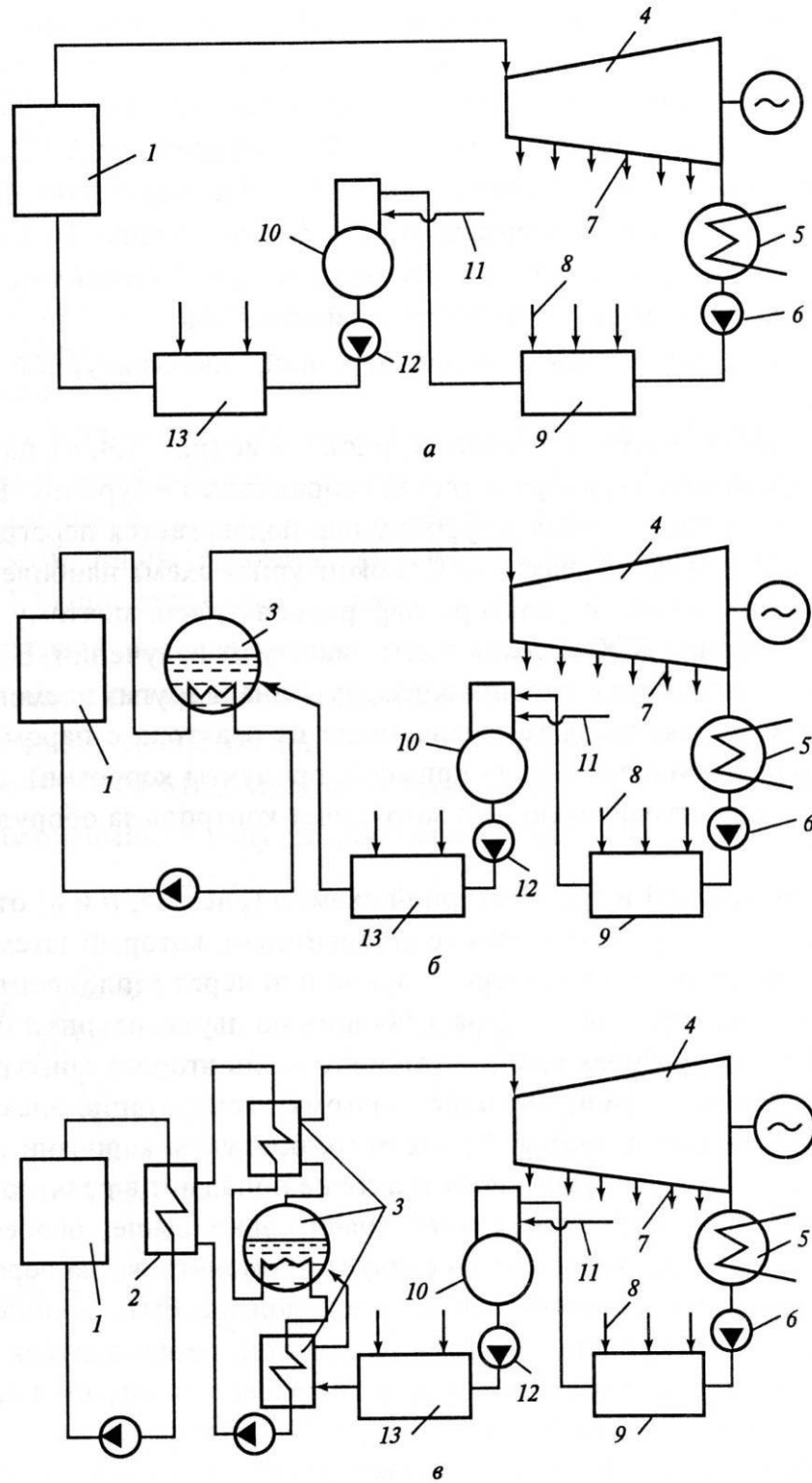
Схема АЭС может быть одноконтурной, двухконтурной и трехконтурной.

На АЭС, работающей по одноконтурной схеме (рис. 1.4, а), пар образуется в активной зоне реактора и оттуда направляется в турбину. В некоторых случаях до поступления в турбину пар подвергается перегреву в перегревательных каналах реактора. Одноконтурная схема наиболее проста. Однако образующийся в реакторе пар радиоактивен, поэтому большая часть оборудования АЭС должна иметь защиту от излучений. В процессе работы электростанции в паропроводах, турбине и других элементах оборудования могут скапливаться выносимые из реактора с паром твердые вещества (содержащиеся в воде примеси, продукты коррозии), обладающие наведенной активностью, что затрудняет контроль за оборудованием и его ремонт.

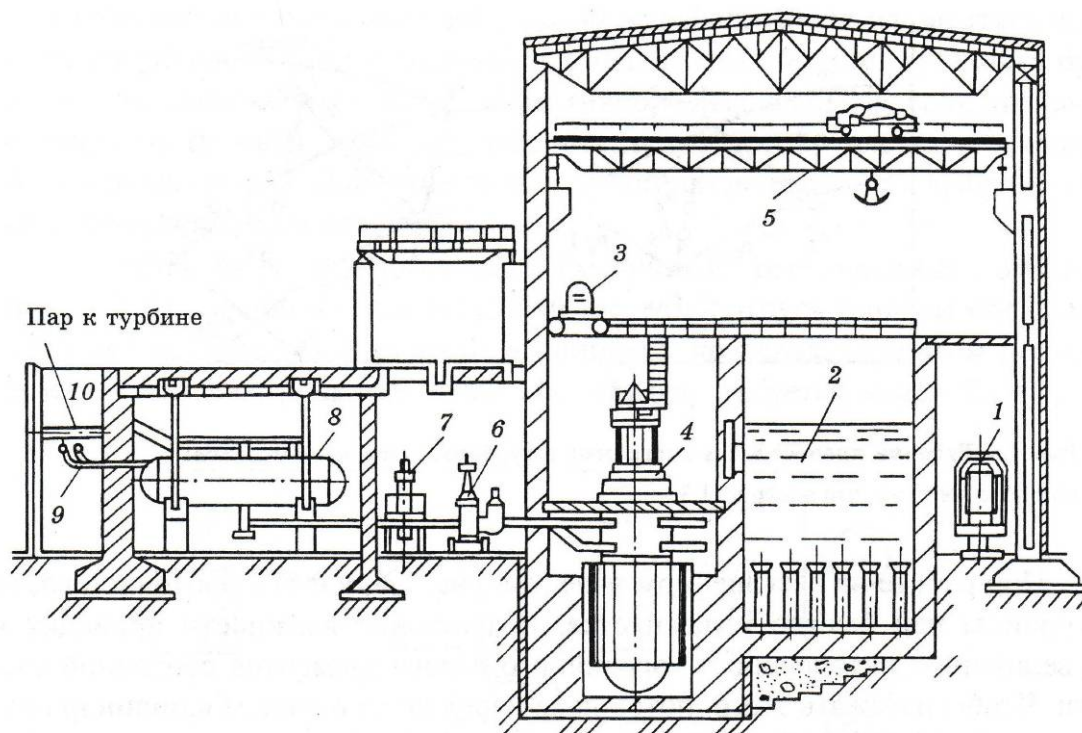
По двухконтурной и трехконтурной схемам (рис. 1.4, б и в) отвод теплоты из реактора осуществляется теплоносителем, который затем передает теплоту рабочей среде непосредственно или через теплоноситель промежуточного контура. На АЭС, работающих по двухконтурной или трехконтурной схеме, рабочая среда и теплоноситель второго контура в нормальных условиях нерадиоактивны, поэтому эксплуатация электростанций существенно облегчается. Кроме того, продукты коррозии паропроводов, конденсаторов и турбинного тракта не попадают в реактор. Однако капитальные затраты в этом случае значительно выше, особенно при трехконтурной схеме. Такие схемы следует применять, когда вероятность контакта активного теплоносителя с водой должна быть полностью исключена, например, при использовании в качестве теплоносителя жидкого натрия, так как его контакт с водой может привести к крупной аварии. В трактах АЭС, работающих по двухконтурной схеме, даже при небольших нарушениях плотности, возможен контакт активного натрия с водой, и ликвидировать аварию было бы довольно трудно. При трехконтурной схеме контакт активного натрия с водой исключен.

Во всех приведенных на рис. 1.4 схемах конденсат после конденсатора турбины проходит систему регенеративного подогрева, которая, по существу, не отличается от применяемой на обычных электростанциях (см. рис. 1.1). На рис. 1.4 и последующих рисунках этой главы, для того чтобы не повторять уже описанные элементы схемы, системы регенеративного подогрева показаны условно.

Технологическая схема первого контура двухконтурной АЭС показана на рис. 1.5.



**Рис. 1.4.** Одноконтурная (а), двухконтурная (б) и трехконтурная (в) схемы АЭС: 1 - реактор; 2 - промежуточный теплообменник; 3 - парогенератор; 4 - турбогенератор; 5 - конденсатор; 6 - конденсатами насос; 7 - пар от отбора; 8 - пар на регенеративный подогреватель; 9, 13 - регенеративные подогреватели низкого и высокого давления; 10 - деаэратор; 11 - пар на деаэратор; 12 - питательный насос



**Рис. 1.5. Технологическая схема первого контура АЭС:**

*1 - контейнер; 2 - бассейн; 3 - перегрузочный кран; 4 - реактор; 5 - мостовой кран реакторного зала; 6 - главная задвижка; 7 - главный циркуляционный насос; 8 - парогенератор; 9 - трубопроводы питательной воды; 10 - трубопроводы вторичного пара*

Ядерное топливо, находящееся в тепловыделяющих элементах (ТВЭлах) определенной формы, доставляется в контейнерах 1 на электростанцию и с помощью перегрузочного крана 3 загружается в активную зону реактора 4. Кассеты с отработавшими ТВЭлами помещаются в бассейн 2, где выдерживаются в течение определенного времени. Когда радиоактивность горючего и материала кассет уменьшается до нормативных значений, кассеты в контейнерах вывозят на перерабатывающие заводы.

Теплота, выделяющаяся в реакторе и воспринятая теплоносителем, передается рабочей среде в парогенераторе (ПГ) 8. При трехконтурной схеме между теплоносителем первого контура и рабочей средой имеется еще промежуточный контур (см. рис. 1.4, в).

Пар, образовавшийся в ПГ (при двухконтурных и трехконтурных схемах) или в реакторе (при одноконтурной схеме), направляется по паропроводу к турбине. На схеме первого контура двухконтурной АЭС (рис. 1.5) пар направляется к турбине по трубопроводу 10, питательная вода подается в ПГ по линии 9.

При работе на насыщенном паре (см. рис. 1.4, *a* и *б*) в проточной части турбины пар быстро увлажняется. Возрастание влажности приводит к увеличению интенсивности эрозийного износа элементов проточной части. Чтобы избежать этого, поток пара перед поступлением в цилиндр низкого давления (ЦНД) турбины пропускается через сепаратор, в котором его влажность понижается до значений, не превышающих 0,5 %. На крупных современных блоках после сепаратора пар перегревается до температуры  $t_{\text{пр}}$ , близкой к начальной температуре  $t_0$  (при некоторых схемах организации промежуточного перегрева  $t_{\text{пр}} \approx t_0$ ). На рис. 1.6 приведены рабочие процессы пара в турбине в  $h$ - $s$  - диаграмме при работе по циклу с сепарацией пара (рис. 1.6, *a*) и по циклу с сепарацией и промежуточным перегревом (рис. 1.6, *б*). Рабочий процесс пара в турбине для паротурбинных установок, работающих по трехконтурной схеме (см. рис. 1.4, *в*), не отличается от процесса, изображенного на рис. 1.3, *б*, для электростанции на органическом топливе, работающей по циклу с промежуточным перегревом пара.

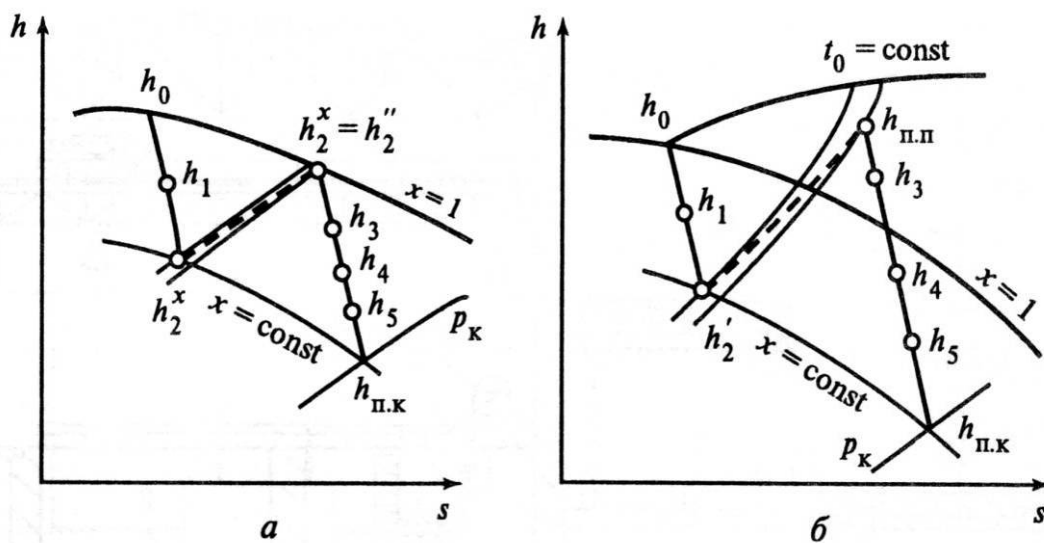


Рис. 1.6. Рабочий процесс в  $h$ - $s$  - диаграмме в турбинах насыщенного пара: обозначения те же, что и на рис. 1.3

### 1.3. СХЕМЫ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

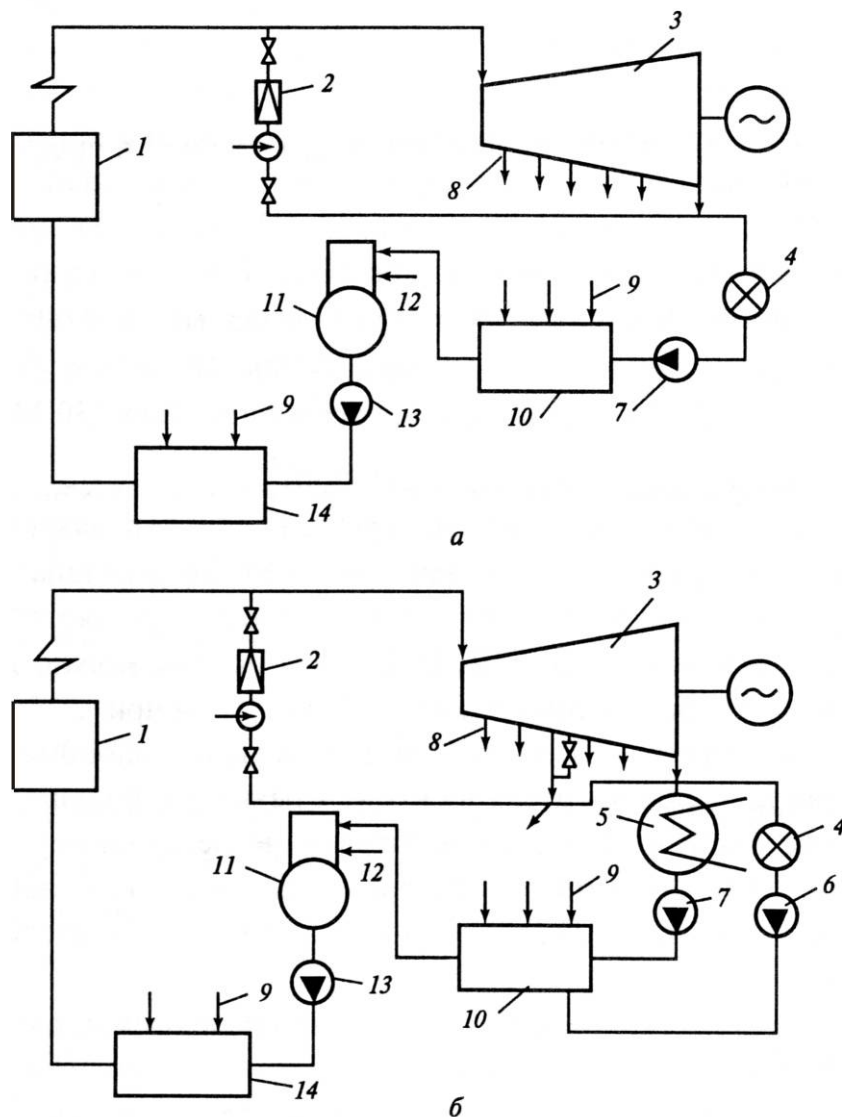
Теплоэлектроцентралы могут иметь турбины с противодавлением или конденсационные с регулируемым отбором пара (рис. 1.7).

В схемах с турбинами с противодавлением (типа Р) (рис. 1.7, а) весь отработавший пар подается тепловому потребителю, поэтому существует прямая зависимость между количеством вырабатываемой электрической энергии и расходом этого пара. При пониженных электрических нагрузках часть пара необходимо пропускать помимо турбины через редуционно-охлаждающее устройство (РОУ); при высоких электрических нагрузках и небольшой потребности в паре у теплового потребителя недостающее количество электроэнергии должно вырабатываться на электростанциях с турбинами конденсационного типа. Таким образом, установка будет использоваться достаточно эффективно только в случае, если она рассчитана на ту часть тепловой нагрузки, которая сохраняется в течение большей части года. Давление пара за турбиной должно быть выбрано таким, какое требуется потребителю.

На установках с турбинами, имеющими регулируемые отборы (рис. 1.7, б), выработка электрической энергии и отпуск теплоты могут изменяться независимо в достаточно широких пределах. При этом полная номинальная электрическая мощность, если это требуется, может быть достигнута в отсутствие тепловой нагрузки. Турбины такого типа имеют обычно один, два или даже три регулируемых отбора. При одном регулируемом отборе отводимый от турбины пар может поступать на производственные нужды (турбины типа П) или на теплофикацию (турбины типа Т). При двух регулируемых отборах либо оба отбора являются теплофикационными (турбины типа Т), либо один из них является производственным, а другой - теплофикационным (турбины типа ПТ). Существуют также установки с одним производственным и двумя теплофикационными отборами.

Рабочие процессы пара в турбинах с противодавлением или регулируемым отбором качественно не отличаются от приведенных на рис. 1.3, однако на паротурбинных установках с противодавлением он может заканчиваться на  $h-s$  - диаграмме до пограничной кривой (в области слабоперегретого пара). Начальные параметры пара при таких установках принимаются обычно такими же, как и на конденсационных, но если на КЭС при начальном давлении 12,7 МПа всегда применяется цикл с промежуточным перегревом пара, то на ТЭЦ такой цикл при этом значении  $P_0$  применяется только на установках мощностью

180 МВт (с теплофикационными турбинами типа Т-180-130) и при более высоком давлении  $P_0 = 23,5$  МПа на установках мощностью 250 МВт (с теплофикационными турбинами типа Т-250-240) .



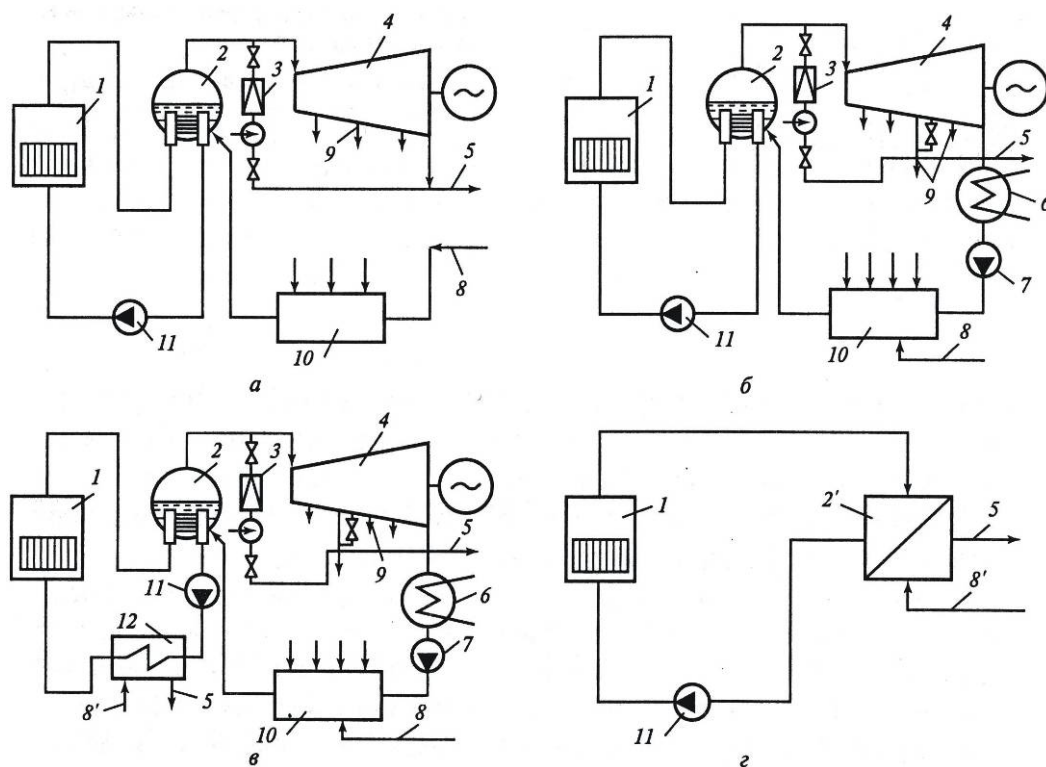
**Рис. 1.7. Схемы ТЭЦ на органическом топливе с турбиной с противодавлением (а) и с турбиной с регулируемым отбором пара (б):**

1 - паровой котел; 2 - РОУ; 3 - турбогенератор; 4 - тепловой потребитель; 5 - конденсатор; 6- обратный конденсатный насос; 7 - конденсатный насос; 8 - пар от отбора; 9, 12 - пар на регенеративный подогрев и в деаэратор; 10, 14 - регенеративные подогреватели низкого и высокого давлений; 11 - деаэратор; 13 - питательный насос

Атомные ТЭЦ также могут иметь турбины с противодавлением, конденсацией и регулируемыи отборами (рис. 1.8). Эффективна также схема, в которой отвод теплоты на теплофикацию осуществляется

от теплоносителя, уже охлажденного в ПГ. Такую схему можно применять как в сочетании с отбором теплоты от турбины, так и при турбинах чисто конденсационного типа. Чем выше отвод теплоты в теплообменнике, тем ниже температура теплоносителя на входе в реактор и больше его тепловая мощность. Так как капитальные затраты по реакторному залу остаются при этом неизменными (а реакторный зал – один из наиболее дорогостоящих элементов АЭС), то экономические показатели станции улучшаются.

В атомной энергетике находят применение также схемы, в которых реактор используется только для выработки теплоты (теплофикации). На атомных станциях теплоснабжения реактор работает при низких температурах, его можно изготовить из относительно недорогих материалов. Эта схема (см. рис. 1.8, з) относительно проста, легко регулируется и в ряде случаев может оказаться экономически выгодной.

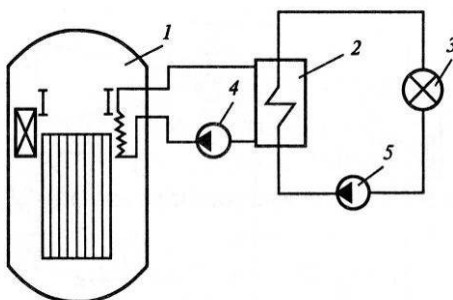


**Рис. 1.8.** Упрощенная схема АТЭЦ с турбогенератором с противодавлением (а), промежуточным отбором (б), теплообменником в первом контуре (в) и схема установки для централизованного теплоснабжения (з):

1 – реактор; 2 – парогенератор; 2' – теплообменник первого контура ТП; 3 – РОУ; 4 – турбогенератор; 5 – пар в теплообменник контура теплового потребителя (ТП); 6 – конденсатор; 7 – конденсатный насос; 8 – конденсат из контура ТП; 8' – охлажденная вода из теплообменника ТП; 9 – пар на регенеративный подогрев и в деаэратор; 10 – система регенеративного подогрева конденсата и питательной воды; 11 – циркуляционный насос; 12 – теплообменник

Пар или горячая вода, передающие теплоту потребителю, ни в коей мере не должны быть радиоактивными. Можно полагать, что крупные АТЭС в основном не будут работать по одноконтурным схемам. Однако даже при двухконтурной схеме на станциях с водяным теплоносителем прямой отпуск пара потребителю из отборов турбины недопустим, так как при появлении протечек в ПП радиоактивный пар может попасть к потребителю.

На АЭС теплота может поступать к потребителю с паром от паропреобразователей и с горячей водой от сетевых подогревателей установок. На рис. 1.9 приведена схема подвода теплоты тепловому потребителю на АСТ. Теплообменники первого контура ТП (второго контура АСТ) размещены в корпусе реактора. На блоках АСТ мощностью 500 МВт (АСТ-500), построенных в нашей стране, в контуре реактора давление равно 1,6 МПа, в первом контуре теплоносителя 1,2 МПа, а в линиях, подающих горячую воду потребителю теплоты, – 1,6 МПа. Так как это давление выше, чем в промежуточном контуре (между контурами реактора и теплового потребителя), возможность попадания радиоактивной среды к ТП при появлении неплотностей исключена.



**Рис. 1.9. Упрощенная схема подвода теплоты к ТП на АСТ:**

*1 – реактор; 2 – теплообменник контура теплового потребителя (сетевой подогреватель); 3 – ТП; 4 – циркуляционный насос; 5 – сетевой насос*

В схеме, изображенной на рис. 1.8, в, в промежуточном контуре (между теплообменником 12 и теплообменником контура ТП) также следует поддерживать более низкое давление, чем в контуре ТП, чтобы при появлении неплотностей не было протечек в контур теплового потребителя.

Аварийность оборудования на АЭС никак не выше, чем на обычных электростанциях. Однако последствия некоторых аварий, сопровождающихся выбросом радиоактивных элементов (теплоносителя, радиоактивных газов, продуктов разрушения тепловыделяющих эле-

ментов), могут быть весьма тяжелыми. Поэтому в последние годы большое внимание уделялось созданию такой конструкции реактора и схемы контура теплоносителя, при которых выброс радиоактивных веществ полностью исключен (АСТ-500 относится к первому поколению таких установок).

Сопоставляя схемы электростанций на органическом и ядерном топливах (КЭС и ТЭЦ), легко заметить, что контуры АЭС всегда замкнуты, в то время как газовый контур обычной тепловой электростанции всегда разомкнут. При разомкнутой схеме температура выбрасываемого в окружающую среду отработавшего теплоносителя выше температуры окружающей среды. Поэтому в тепловом отношении схема с замкнутым контуром теплоносителя всегда экономичнее, чем схема с разомкнутым контуром.

Таким образом, применение схем с замкнутым контуром теплоносителя на АЭС не только необходимо, но и целесообразно, так как тепловая экономичность цикла при этом возрастает. Кроме того, следует иметь в виду, что теплоноситель АЭС представляет определенную ценность (иногда его стоимость сравнительно велика).

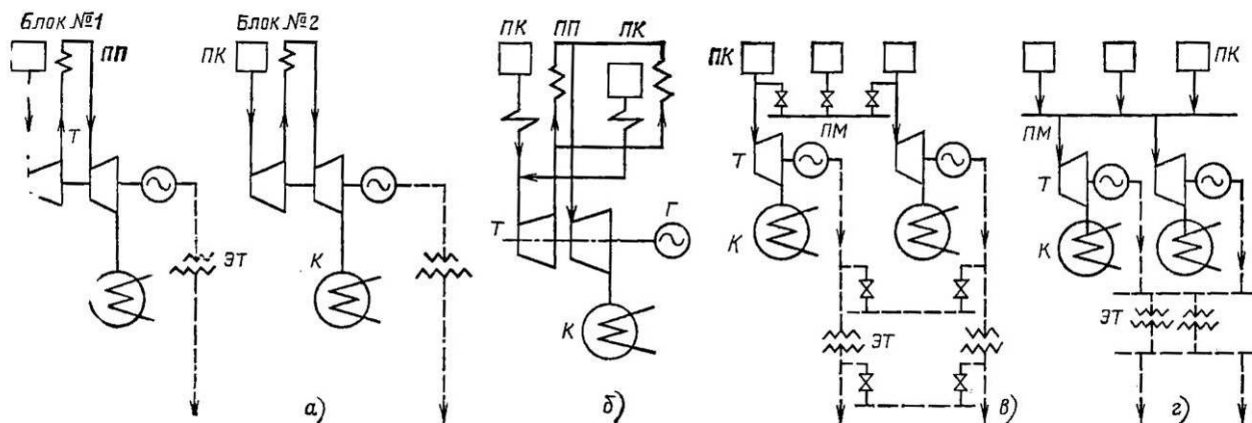
## 1.4. СТРУКТУРА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТЭС И АЭС

Теплоэлектростанции по типу (структуре) тепловой схемы подразделяются на блочные и неблочные (рис. 1.10).

При блочной схеме все основное и вспомогательное оборудование паротурбинной установки не имеет технологических связей с оборудованием другой установки электростанции. На электростанциях на органическом топливе к каждой турбине пар подводится только от одного или двух соединенных с ней котлов. Паротурбинную установку, турбина которой питается паром от одного парового котла, называют *моноблоком* (рис. 1.10. а), при наличии двух котлов на одну турбину - *дубльблоком* (рис. 1.10. б). При неблочной схеме ТЭС (рис. 1.10. в, г) пар от всех паровых котлов поступает в общую магистраль и лишь оттуда распределяется по отдельным турбинам. В ряде случаев имеется возможность направлять пар непосредственно от паровых котлов к турбинам, однако общая соединительная магистраль при этом сохраняется, поэтому всегда можно использовать пар от всех котлов для питания любой турбины. Линии, по которым вода подается в паровые котлы (питательные трубопроводы), также имеют поперечные связи.

Блочные ТЭС дешевле неблочных, так как упрощается схема трубопроводов, сокращается количество арматуры. Управлять отдельными агрегатами на такой станции проще, установки блочного типа легче автоматизировать. В эксплуатации работа одного блока не отражается на соседних. При расширении электростанции последующий блок может иметь другую мощность и работать на новых параметрах. Это дает возможность на расширяемой станции устанавливать более мощное оборудование на более высокие параметры, т.е. позволяет применять все более совершенное оборудование и повышать технико-экономические показатели электростанции. Процессы наладки и освоения нового оборудования при этом не отражаются на работе ранее установленных агрегатов. Однако для нормальной эксплуатации блочных ТЭС надежность их оборудования должна быть значительно выше, чем на неблочных.

Для паротурбинных установок с промежуточным перегревом пара блочная схема является практически единственно возможной, так как неблочная схема станции в этом случае окажется чрезмерно сложной.



**Рис. 1.10. Технологическая структура электростанции:**

*а – блочная; б – дубль-блок; в- секционная; г – централизованная; ПК – паровой котел; Т – турбина; ПП – промежуточный пароперегреватель; ЭТ – электрический трансформатор; ПМ – паровая магистраль.*

В нашей стране паротурбинные установки ТЭС без регулируемых отборов пара с начальным давлением  $P_0 < 8,8$  МПа и установки с регулируемыми отборами при  $P_0 - 12,7$  МПа, работающие по циклам без промежуточного перегрева пара, строятся неблочными. При более высоких давлениях (на КЭС при  $P_0 > 12,7$  МПа, а на ТЭС при  $P_0 = 23,5$  МПа) все паротурбинные агрегаты работают по циклам с промежуточным перегревом, и станции с такими установками строят блочными.

## 1.5. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Тип тепловой электрической станции на органическом топливе определяют следующие факторы.

**1. Вид отпускаемой энергии** (энергетическое назначение). Различают конденсационные электростанции (КЭС) с паровыми конденсационными турбоагрегатами, отпускающие энергию одного вида - электрическую, и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), отпускающие внешним потребителям электрическую энергию и энергию в виде теплоты с паром или горячей водой. По характеру теплового потребления различают ТЭЦ промышленного типа с отпуском предприятиям пара для технологических процессов; отопительного типа с отпуском тепла, обычно с горячей водой для отопления и вентиляции зданий и для бытовых нужд населения промышленно-отопительного типа с отпуском пара и горячей воды для технологических и отопительных нужд. На ТЭЦ устанавливают паровые турбины с конденсацией и регулируемыми отборами пара, частично - турбины с противодавлением, где осуществляется комбинированное производство теплоты и электрической энергии.

Централизованное теплоснабжение потребителей с использованием отработавшей теплоты турбин и выработкой электроэнергии на базе теплового потребления называют *теплофикацией*. Турбины соответствующего типа называют *теплофикационными*.

Таким образом, электростанции могут быть разделены на станции с комбинированной выработкой электрической энергии и теплоты и станции с раздельной выработкой этих видов энергии.

Раздельная выработка электрической энергии происходит без использования отработавшей теплоты в турбине (КЭС). Пар для снабжения потребителей получается в котельной.

**2. Вид используемого топлива.** Различают ТЭС на твердом, жидком и газовом топливе. Использование жидкого или газового топлива значительно упрощает и удешевляет тепловое хозяйство электростанции.

**3. Тип основных турбин для привода электрогенераторов.** Различают ТЭС с паровыми (ПТ) и газовыми турбинами (ГТ). Преимущественное распространение имеют паровые турбины. Электростанции с газовыми турбинами используются в нашей стране гораздо в меньшей степени.

Перспективно применение комбинации паровых и газовых турбин.

**4. Значение начальных параметров пара.** По уровню начального давления свежего пара различают электростанции с докритическим (обычно ниже 16–17 МПа) и сверхкритическим (выше 22 МПа) давле-

нием пара. Применение докритического или сверхкритического давления пара связано непосредственно с мощностью энергоблоков.

**5. Тип котлоагрегатов.** На электростанциях с докритическим давлением устанавливают барабанные котлоагрегаты с естественной циркуляцией (типа Е). Применение прямоточных котлоагрегатов необходимо при критическом и сверхкритическом давлении пара. Чем ниже давление пара, тем меньше преимуществ дают прямоточные котлоагрегаты.

**6. Технологическая структура (тип основной технологической схемы).** В этом отношении ТЭС делят на блочные и неблочные.

**7. Мощность ТЭС.** Условно можно разделить ТЭС на электростанции большой (свыше 1000 МВт), средней (100-1000 МВт) и малой (меньше 100 МВт) мощности.

**8. Связь с электроэнергетической системой.** В России, а также в других развитых в промышленном отношении странах электростанции, как правило, работают в энергосистемах. Изолированные электростанции вне энергосистем все больше становятся исключением.

**9. Степень загрузки и использования электрической мощности.** В этом отношении ТЭС разделяют на:

- базовые с годовым использованием максимальной (установленной) мощной  $T_{\max} = 6500-7500$  ч;
- полубазовые с  $T_{\max} = 4000-6500$  ч;
- полупиковые с  $T_{\max} = 2000-4000$  ч;
- пиковые с  $T_{\max}$  до 2000 ч.

Электростанции с более совершенным энергооборудованием и лучшими энергетическими показателями загружают в большей мере, т. е. используют как базовые.

В настоящее время в связи с усилением неравномерности графиков электрической нагрузки (снижением отношения суточной минимальной нагрузки к максимальной) и уменьшением доли агрегатов небольшой мощности, которые использовались для покрытия пиковой нагрузки, создаются специальные полубазовые, полупиковые агрегаты и энергоблоки повышенной маневренности. В качестве пиковых агрегатов используются газотурбинные установки.

**10. Тип компоновки оборудования и зданий.** По этому критерию различают ТЭС закрытого, открытого и полуоткрытого типа.

При неблагоприятных климатических условиях основное оборудование электростанции размещают внутри помещения, т. е. применяют закрытую компоновку. При благоприятных климатических условиях котельные агрегаты размещают на открытом воздухе, турбинные в обыч-

ном здании полуоткрытая компоновка или без здания (лишь в кожухах облегченного типа) - открытая компоновка. Во всех случаях конденсационное помещение выполняют закрытого типа.

**11. По источнику и системе водоснабжения.** Различают ТЭС, использующие для конденсации отработавшего пар пресную воду рек, озер или морскую воду. В нашей стране в основном используется речная вода. По системе водоснабжения различают ТЭС работающие по прямоточной и оборотной схемам водоснабжения. Если сток реки превышает потребности в воде, то водоснабжение ТЭС организуется по прямоточной схеме: вода забирается из реки насосами и после однократного использования сбрасывается обратно в реку, но ниже по течению. При дефиците воды ТЭС работает на оборотном водоснабжении с использованием охлаждающих устройств. Одна и та же вода совершает замкнутый круг «конденсатор – охлаждающее устройство».

Приведенная классификация тепловых электростанций не является исчерпывающей. Электростанции могут различаться по способу подготовки топлива, схеме отпуска тепла внешним потребителям (для ТЭЦ), способу подготовки добавочной воды котлоагрегатов, системе очистки дымовых газов, удаления шлаков и золы и др.

## 1.6. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Основными техническими и экономическими требованиями к работе тепловой электрической станции и ее оборудования являются следующие.

**1. Надежность производства электроэнергии.** Электростанция должна развивать электрическую мощность в каждый момент времени в соответствии с величиной ее электрической нагрузки.

Надежность электростанции достигается прежде всего безаварийностью работы ее оборудования, т. е. недопущением отключения или снижения мощности оборудования из-за его неисправности.

Повышению надежности работы электростанций способствует:

- а) высокое качество изготовления и монтажа оборудования;
- б) высокий технический уровень ее эксплуатации и ремонта;
- в) оснащение новейшей аппаратурой контроля и автоматизации технологических процессов;
- г) высокая квалификация персонала.

Важным фактором повышения надежности энергоснабжения потребителей является объединение электростанций в энергосистемы и всех энергосистем в единую энергосистему страны.

**2. Маневренность и мобильность.** Электростанция, и система электростанций, должна обладать маневренностью - способностью быстро следовать за изменениями нагрузки в соответствии с ожидаемым графиком. *Мобильность* - способность электростанций и их оборудования набирать или снижать мощность за малый промежуток времени (несколько секунд). Резкие изменения нагрузки могут возникнуть при непредвиденном включении или отключении крупных потребителей, или же при повреждении оборудования или линий электропередачи.

**3. Экономичность сооружения и эксплуатации.** Наряду с требованиями надежности важнейшими являются требования экономичности сооружения и эксплуатации электростанции, то есть требования наименьших капитальных вложений и эксплуатационных ходов при обеспечении высокой надежности работы электростанции. Затраты на сооружение электростанции складываются в основном из затрат на оборудование и возведение сооружений. Основной составляющей эксплуатационных расходов (издержек) на ТЭС являются расходы на расходное сырье - топливо. Экономия топлива, т. е. снижение удельного расхода его на единицу отпускаемой продукции (электроэнергии). Повышение КПД ТЭС достигаются часто в результате некоторого удорожания оборудования: например, из-за повышения начальных параметров пара

приходится применять более дорогие классы и марки металла и т. д. Таким образом, может оказаться экономически целесообразным применить несколько более дорогое оборудование и при этом получить определенную экономию топлива и расходов на него. Очевидно, это тем целесообразнее, чем выше стоимость топлива. В эксплуатационные расходы входит также оплата работы персонала электростанции.

Повышению экономичности ТЭС способствуют следующие факторы:

- укрупнение мощности ТЭС и ее агрегатов, применение прогрессивных технологических схем и блочной структуры ТЭС;

- применение высоких параметров рабочего тела и комбинированного производства электрической и тепловой энергии;

- индустриализация и сокращение сроков сооружения ТЭС;

- оптимизация режимов работы оборудования ТЭС, рациональная организация ее управления с применением современных средств комплексной автоматизации, электронных вычислительных информационных и управляющих машин.

**4. Выполнение санитарно-гигиенических норм и обеспечение безопасности работы персонала.** Количество вредных примесей, выбрасываемых ТЭС, должно быть ограничено в соответствии с действующими санитарными нормами. Условия труда персонала на ТЭС должны соответствовать правилам техники безопасности и охраны труда. Тепловая электрическая станция должна также удовлетворять требованиям удобства сооружения, монтажа и эксплуатации. Проект электростанции должен предусматривать достаточные размеры площадки для размещения всех необходимых сооружений. Целесообразно предусматривать возможность дальнейшего расширения ТЭС.

## 1.7. ВИДЫ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ И ГРАФИКИ НАГРУЗОК ТЭС

Основным потребителем электроэнергии является промышленность. Значительная часть электроэнергии расходуется на внутреннее и наружное освещение, бытовые нужды, транспорт и сельское хозяйство. Тепловая энергия отпускается теплоэлектростанциями (ТЭС). Различают два вида тепловой нагрузки: производственную – для технологических процессов промышленных предприятий и отопительную – для отопления зданий, нагрева воздуха, вентиляции производственных и общественных зданий, иных нужд населения. Производственную тепловую нагрузку удовлетворяют обычно паром, отопительную – горячей водой.

Потребление электрической и тепловой энергии изменяется во времени: в течение суток, недели, года. Графическое изображение изменения нагрузки ТЭС во времени называют *графиком нагрузки*. Наибольшее значение для энергосистем и электростанций имеют суточные и годовые графики нагрузок. Форма суточного графика электрической нагрузки зависит в основном от времени года, соотношения электрического потребления промышленными и осветительно-бытовыми установками, от числа смен работы промышленных предприятий за сутки. В зимнем суточном графике нагрузки (рис. 1.11) характерны два максимума – утренний (около 8 ч утра) дневной (абсолютный максимум). Площадь под графиком суточной нагрузки определяет суточную выработку электроэнергии, (кВт·ч)/сут.:

$$\mathcal{E}_{\text{сут}} = \int_0^{24} W(\tau) d\tau.$$

Общую нагрузку электростанций составляют нагрузки потребителей, а также расходы электроэнергии на собственные нужды электростанций и на покрытие потерь в электрических сетях.

Отношение ночной минимальной к дневной максимальной нагрузке называют *коэффициентом неравномерности суточного графика*:

$$f = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}.$$

Характерным для суточного графика является коэффициент использования максимальной нагрузки (коэффициент заполнения суточного графика):

$$K_{\max} = \frac{\mathcal{E}_{\text{сут}}}{W_{\max} \cdot T_{\text{сут}}}$$

Существенен также годовой график продолжительности электрических нагрузок, который можно построить приближенно, используя зимний и летний суточные графики. Выбрав несколько уровней нагрузки между минимальной и максимальной, определяют продолжительность каждой из этих нагрузок в течение суток в часах. Умножая продолжительность таких нагрузок за зимние сутки на условное число зимних суток (например 210), а продолжительность летних суточных нагрузок - на остальное число (155 суток в году), получают годовую продолжительность различных нагрузок, которую изображают на соответствующем графике (рис. 1.12).

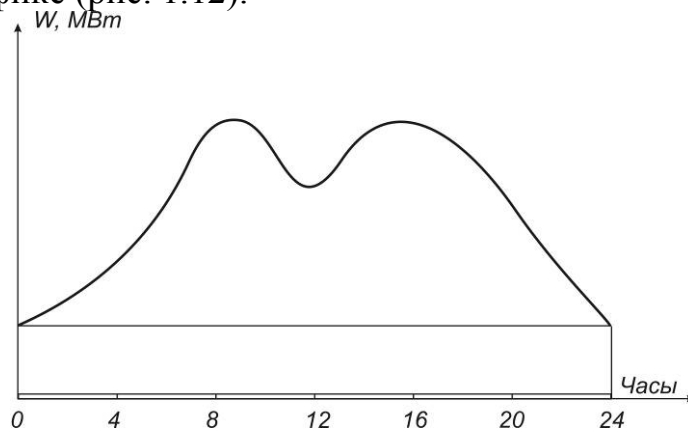


Рис. 1.11. Суточный график электрической нагрузки

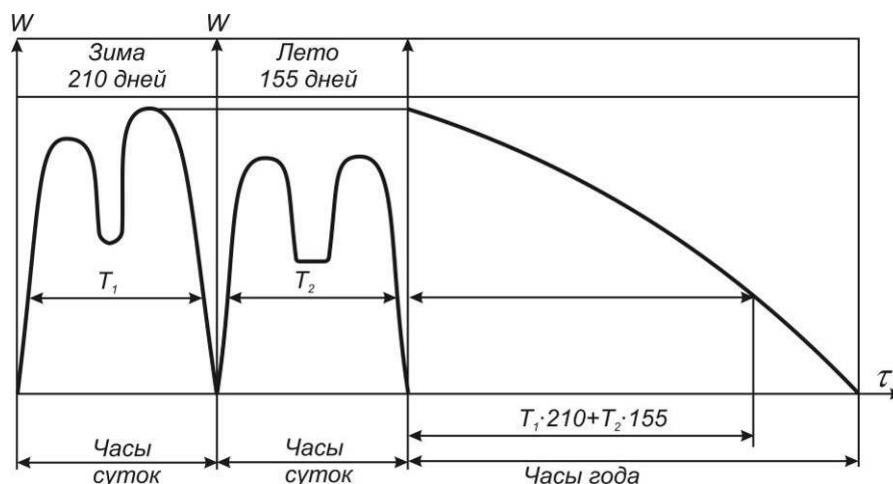


Рис. 1.12. Пример построения годового графика продолжительности электрических нагрузок

Абсцисса каждой точки такого графика определяет суммарную продолжительность нагрузок. Площадь под этим графиком нагрузки

равна годовой выработке электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \int_0^{T_{\text{год}}} W(\tau) d\tau,$$

где  $T_{\text{год}} = 8760$  - число часов в году.

Важной характеристикой годового использования мощности электростанций и графика продолжительности нагрузок является *годовое число часов использования максимальной мощности*:

$$T_{\text{max}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{W_{\text{max}}}.$$

По максимальной мощности и выработанному значению  $T_{\text{max}}$  определяют *годовую выработку электроэнергии*:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = W_{\text{max}} \cdot T_{\text{max}},$$

где  $T_{\text{max}}$  - условная (минимальная) продолжительность работы с максимальной нагрузкой  $W_{\text{max}}$ , обеспечивающая данную выработку электроэнергии  $\mathcal{E}_{\text{год}}$ .

Соответственно *коэффициент использования годовой максимальной нагрузки* (коэффициент заполнения годового графика продолжительности нагрузок):

$$K_{\text{max}}^{\text{год}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{W_{\text{max}} \cdot T_{\text{год}}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{год}}}.$$

Мощность устанавливаемых в энергосистеме энергоблоков (так называемая установленная мощность  $W_{\text{уст}}$ ) включает резерв мощности и превышает максимальную нагрузку  $W_{\text{max}}$  на эту величину, что учитывается *коэффициентом резерва*:

$$K_{\text{рез}} = \frac{W_{\text{уст}}}{W_{\text{max}}}.$$

Соответственно годовое число часов использования установленной мощности – *коэффициент использования установленной мощности*:

$$T_{\text{уст}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{W_{\text{уст}}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{K_{\text{рез}} \cdot W_{\text{max}}} = \frac{K_{\text{max}}^{\text{год}}}{K_{\text{рез}}} \cdot T_{\text{год}} = K_{\text{уст}}^{\text{год}} \cdot T_{\text{год}},$$

где

$K_{\text{уст}}^{\text{год}} = \frac{K_{\text{max}}^{\text{год}}}{K_{\text{рез}}}$  - коэффициент использования установленной мощно-

сти.

Промышленная тепловая нагрузка характеризуется неравномерностью (в зависимости от числа смен на предприятиях) в течение суток и относительной равномерностью в течение года.

Чисто отопительная нагрузка отличается равномерностью в течение суток и большой неравномерностью в течение года: в периоды морозов она достигает максимума, в теплое время года снижается до нуля.

### Пример расчета

На станции установлены три турбогенератора по 5000 кВт. За год выработано  $78,84 \cdot 10^6$  кВт·ч. Максимальная нагрузка станции, имевшаяся в году,  $W_{\max} = 13500$  кВт. Число часов работы отдельных турбин 7000, 7600 и 5400. Вычислить показатели режима работы станции.

*Решение.*

Средняя нагрузка станции:

$$W_{\text{ср}}^{\text{год}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{8760} = \frac{78,84 \cdot 10^6}{8760} = 9000 \text{ кВт}.$$

Число машино-часов:

$$m = 7000 + 7600 + 5400 = 20000.$$

Средняя годовая нагрузка турбогенератора:

$$W_{\text{ср}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{m} = \frac{78,84 \cdot 10^6}{20000} = 3940 \text{ кВт}.$$

Средний коэффициент загрузки турбогенератора:

$$K_{\text{н}}^{\text{тг}} = \frac{W_{\text{ср}}}{W_{\text{н}}} = \frac{3940}{5000} = 0,788$$

Коэффициент использования установленной мощности:

$$K_{\text{и}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{W_{\text{н}} \cdot 8760} = \frac{78,84 \cdot 10^6}{5000 \cdot 3 \cdot 8760} = \frac{W_{\text{ср}}^{\text{год}} \cdot 8760}{15000 \cdot 8760} = \frac{9000}{15000} = 0,6$$

Число часов использования установленной мощности:

$$T_{\text{уст}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{W_{\text{уст}}} = \frac{78,84 \cdot 10^6}{15000} = \frac{9000 \cdot 8760}{15000} = K_{\text{и}} \cdot 8760 = 0,6 \cdot 8760 = 5256 \text{ ч}.$$

Число часов использования максимума нагрузки:

$$T_{\text{max}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{W_{\text{max}}} = \frac{78,84 \cdot 10^6}{13500} = \frac{9000 \cdot 8760}{13500} = K_{\text{и}}^{\text{max}} \cdot 8760 = 0,667 \cdot 8760 = 5840 \text{ ч}.$$

Коэффициент резерва:

$$K_p = \frac{W_{уст}}{W_{max}} = \frac{15000}{13500} = 1,11.$$

### **Вопросы для самопроверки**

1. Особенность ТЭС в сравнении с другими предприятиями по типу отпускаемой продукции.
2. Охарактеризуйте развитие энергетики России на современном этапе.
3. Перечислите общие закономерности развития мировой энергетики. В каком направлении изменяется топливный баланс России и других стран?
4. Изобразите и охарактеризуйте основные типы суточных графиков потребления электрической энергии. Как изменится вид этих графиков в будущем?
5. Изобразите и охарактеризуйте типы графиков теплового потребления. В чем смысл выработки электроэнергии на тепловом потреблении и почему мы не можем вырабатывать таким способом всю электроэнергию?
6. Перечислите типы электрических станций, укажите долю этих станций в общей выработке электроэнергии и часть графика нагрузок, которую целесообразно покрывать выработкой этих станций.
7. Опишите структуру тепловой электрической станции, ее основные и вспомогательные цеха.
8. Основные технические и экономические требования к тепловой электростанции.

## Глава вторая. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ И ОБЩЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Тепловая экономичность КЭС характеризуется значениями КПД, удельного расхода теплоты и условного топлива или значением удельного расхода ядерного топлива на АЭС. При этом на обычных ТЭС удельный расход условного топлива является основным показателем.

Как известно, в основе цикла паротурбинной установки лежит цикл Ренкина. На рис. 2.1 показаны схема простейшей паротурбинной установки и циклы Ренкина для нее при работе на насыщенном и перегретом паре.

Из общего выражения, определяющего термический КПД:

$$\eta_t = (q_0 - q_k) / q_0, \quad (2.1)$$

для простейшей установки, работающей по идеальному циклу Ренкина, получаем:

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{пв}) - (h_{кт} - h'_k)}{h_0 - h_{пв}}, \quad (2.2)$$

где

$q_0, q_k$  – количество теплоты, подведенной к 1 кг пара в паровом котле, парогенераторе или реакторе и отведенной от него в конденсаторе, кДж/кг;

$h'_k, h_{пв}$  – энтальпия воды на выходе из конденсатора и после насоса, кДж/кг;

$h_0, h_{кт}$  – энтальпия пара перед турбиной и на входе в конденсатор при адиабатическом (теоретическом) расширении в турбине, кДж/кг.

Выражение (2.2) можно представить в виде:

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{кт}) - (h_{пв} - h'_k)}{h_0 - h_{пв}}. \quad (2.3)$$

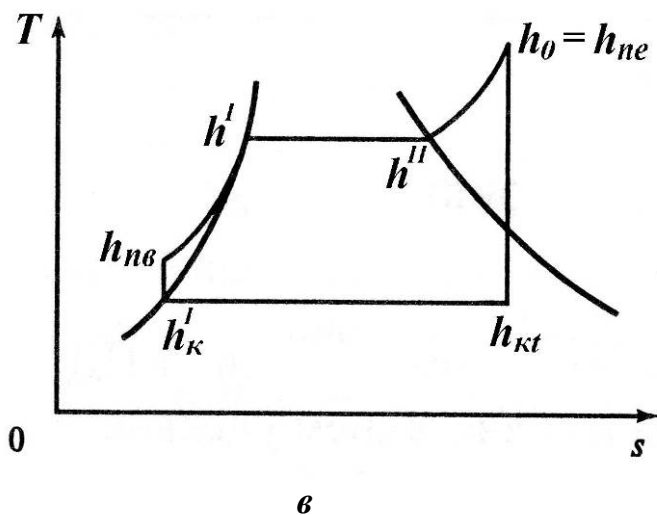
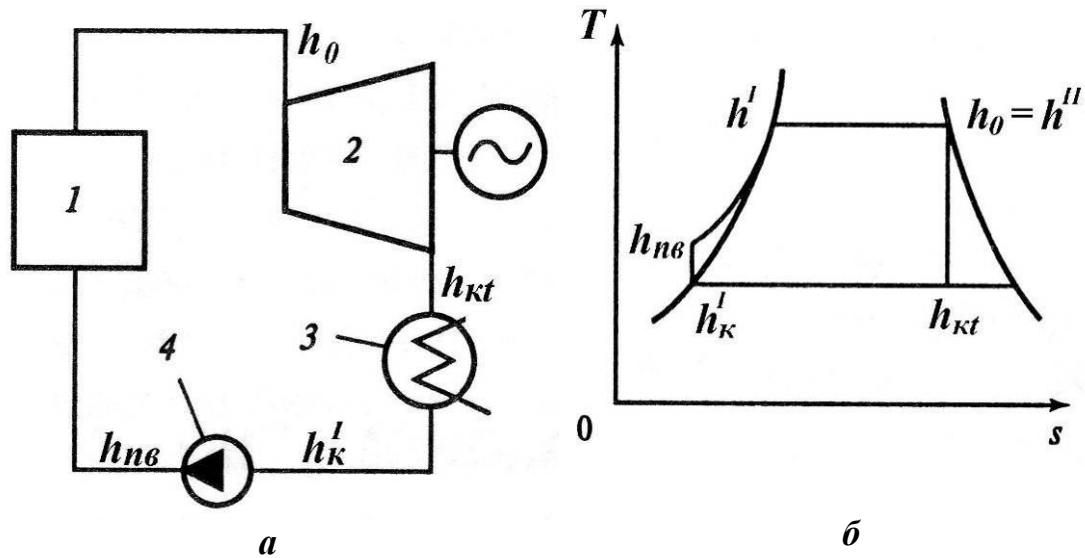


Рис. 2.1. Схема простейшей паротурбинной установки (а) и циклы Ренкина для нее при работе на насыщенном (б) и перегретом (в) паре:

1 – паровой котел, парогенератор или реактор; 2 – турбогенератор; 3 – конденсатор; 4 – насос

На рис. 2.2 изображен рабочий процесс пара в турбине в  $h-s$  – диаграмме. Из рисунка видно, что разность  $h_0 - h_{кт}$  в (2.3) представляет собой располагаемый (адиабатический) перепад энтальпии  $H_0$ . Разность  $h_{пв} - h_{к}^I$  в рассматриваемых условиях выражает затраты энергии в насосе  $H_{а.н}$ , отнесенные к 1 кг воды при ее адиабатическом сжатии.

Таким образом, термический КПД может быть определен из зависимости

$$\eta_t = (H_0 - H_{а.н}) / q_0. \quad (2.4)$$

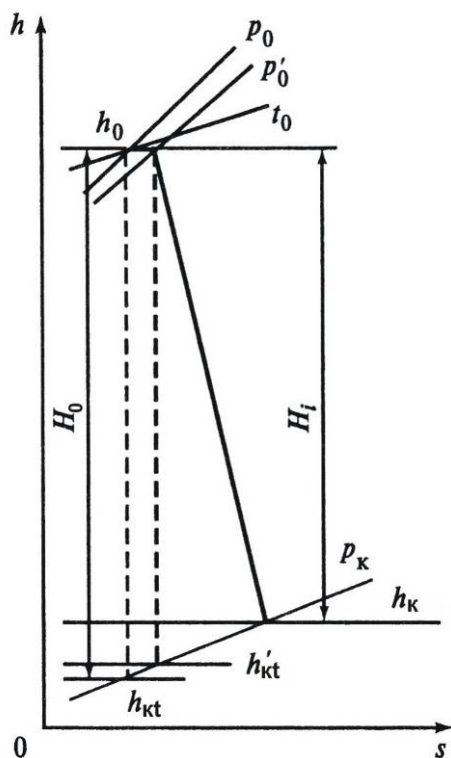


Рис. 2.2. Рабочий процесс пара в турбине для простейшей паротурбинной установки в  $h$ - $s$ -диаграмме

С помощью термического КПД оценивается эффективность идеального цикла (когда используется весь располагаемый перепад энтальпии). В реальных условиях из-за потерь энергии потоком в проточной части турбины, во входных и регулирующих устройствах, с выходной скоростью, а также из-за протечек пара через уплотнения используется лишь часть этого перепада  $H_i$ , (рис. 2.2).

Отношения использованного перепада энтальпии  $H_i$  к располагаемому  $H_0$  или внутренней работе 1 кг пара в турбине  $L_i$ , к располагаемой работе  $L_0$ , характеризующие совершенство проточной части турбины, входных и регулирующих устройств, называют *внутренним относительным КПД турбины*  $\eta_{oi}$ .

Обычно  $\eta_{oi} = 0,8 - 0,9$ , а для современных мощных турбин при номинальной нагрузке  $\eta_{oi} = 0,85 - 0,9$ .

Из диаграммы рабочего процесса пара в турбине (рис. 2.2) видно, что энергетические потери, оцениваемые  $\eta_{oi}$ , увеличивают энтальпию пара на выходе из турбины  $h_k$  на  $\Delta h = h_k - h_{kt}$ . Очевидно, что на такое же значение возрастает количество теплоты, передаваемое охлаждающей воде в конденсаторе 1 кг пара (потери с охлаждающей водой  $\Delta q_k$ , рассчитанные на 1 кг пара). Доля теплоты, превращенной в работу в реальной установке, характеризуется внутренним абсолютным КПД  $\eta_i$ . Без

учета энергии, затрачиваемой на привод насосов, этот КПД определяется из выражения

$$\eta_i = L_i / q_0$$

или

$$\eta_i = \frac{L_i}{q_0} \cdot \frac{L_0}{L_0} = \eta_t \cdot \eta_{oi}$$

Наряду с указанными выше потерями существуют еще механические потери в турбине (обусловленные трением ее движущихся частей и затратой энергии на привод масляного насоса и системы регулирования), а также электрические и механические потери в генераторе. Эти потери оцениваются механическими КПД турбины  $\eta_m$  и КПД генератора  $\eta_g$ . Таким образом, из общего количества теплоты  $q_0$ , подведенного к 1 кг пара, в реальном цикле турбогенераторной установки вырабатывается электрическая энергия в количестве

$$L_э = q_0 \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = q_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

Отношение  $L_э / q_0$  есть абсолютный электрический КПД турбогенераторной установки  $\eta_э$ . Из приведенных соотношений видно, что  $\eta_э$  определяется выражением

$$\eta_э = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g, \quad (2.5)$$

или

$$\eta_э = \eta_t \cdot \eta_{о.э}, \quad (2.5a)$$

где

$\eta_{о.э} = \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$  представляет собой отношение количества электрической энергии  $L_э$ , выработанной 1 кг пара, к работе  $L_0$ , совершаемой при адиабатическом расширении этого пара.

Для современных турбин механический КПД находится в пределах 0,98 – 0,99, а КПД генератора 0,97 – 0,98 при воздушном охлаждении генератора и 0,98 – 0,99 при водородном его охлаждении (при номинальных нагрузках).

Рассмотренные коэффициенты оценивают различные потери, которые имеют место непосредственно в турбине и генераторе. В энергетической установке наряду с этими потерями имеются потери теплоты в паровом котле, теплообменных устройствах, паропроводах и др. Эти потери необходимо учесть при определении общего КПД электростанции. Формулы, устанавливающие зависимость  $\eta_{ст}$  от  $\eta_t$ , и всех коэффициентов, оценивающих потери в различных элементах турбогенераторной установки и станции в целом, зависят от типа электростанции.

На электростанциях, работающих на органическом топливе, наряду с потерями в турбогенераторе имеются потери в паровом котле и трубопроводах; следовательно, КПД станции определяется выражением

$$\eta_{ст} = \eta_{э} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{к.у}, \quad (2.6)$$

где

$\eta_{тр}$  учитывает потери теплоты в трубопроводах, а  $\eta_{к.у}$  – в котельной установке.

Обычно КПД паровой котельной установки равен 0,9 – 0,93.

Значения  $\eta_{тр}$  на электростанциях на органическом топливе принимаются 0,97 – 0,98.

Абсолютный электрический КПД конденсационной турбогенераторной установки может быть определен также из соотношения электрической мощности установки  $N_{э}$  и количества теплоты  $Q_0$ , подведенной с паром к турбогенератору в единицу времени, т. е. по зависимости

$$\eta_{э} = \frac{N_{э}}{Q_0}, \quad (2.7)$$

а КПД станции – из аналогичного соотношения

$$\eta_{ст} = \frac{N_{э}}{Q_{ст}}. \quad (2.8)$$

В этих зависимостях

$$\begin{aligned} Q_0 &= D_0 \cdot (h_0 - h_{пв}), \\ Q_{ст} &= Q_0 / \eta_{пот}, \end{aligned} \quad (2.9)$$

где

$\eta_{пот}$  – коэффициент, оценивающий все потери, начиная от парового котла, если рассматривается обычная станция, до турбины.

Для установок на органическом топливе

$$\eta_{пот} = \eta_{к.у} \cdot \eta_{тр}. \quad (2.10)$$

Значения  $\eta_{э}$ ,  $\eta_{ст}$  не учитывают расхода электроэнергии на собственные нужды электростанции и поэтому рассматриваются как КПД брутто. Если мощность механизмов собственных нужд составляет  $N_{сн}$ , то КПД электростанции  $\eta_{ст}^H$  с учетом энергии, затрачиваемой на собственные нужды (КПД нетто электростанции), определится из выражения

$$\eta_{ст}^H = (N_{э} - N_{сн}) / Q_{ст}.$$

Отсюда

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{H}} = \eta_{\text{ст}} (1 - \beta_{\text{сн}}),$$

где

$\beta_{\text{сн}} = N_{\text{сн}} / N_{\text{э}}$  – доля электрической мощности, расходуемая на собственные нужды станции.

Можно также определить КПД нетто электростанции из зависимости

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{H}} = \eta_{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{сн}}, \quad (2.11)$$

где

$\eta_{\text{сн}} = N_{\text{э}}^{\text{H}} / N_{\text{э}}$  – КПД собственных нужд электростанции ( $N_{\text{э}}^{\text{H}}$  – мощность электростанции без учета расхода электроэнергии на собственные нужды (нетто)).

Связь между КПД собственных нужд  $\eta_{\text{сн}}$  и долей мощности, расходуемой на нужды станции  $\beta_{\text{сн}}$ , устанавливается зависимостью

$$\eta_{\text{сн}} = 1 - \beta_{\text{сн}}.$$

Как уже отмечалось, оценка тепловой экономичности установки проводится также по удельному расходу теплоты. В расчетах обычно рассматривают удельный расход теплоты на турбогенераторную установку  $q_{\text{э}}$ , кДж/(кВт·ч), и удельный расход теплоты по всей электростанции  $q_{\text{ст}}$ , кДж/(кВт·ч). Эти величины определяются из выражений

$$q_{\text{э}} = 3600 \cdot Q_0 / N_{\text{э}}, \quad (2.12)$$

$$q_{\text{ст}} = 3600 \cdot Q_{\text{ст}} / N_{\text{э}}. \quad (2.13)$$

Сопоставляя (2.11) и (2.12) с (2.19) и (2.20), легко заметить, что

$$q_{\text{э}} = 3600 / \eta_{\text{э}}, \quad (2.14)$$

$$q_{\text{ст}} = 3600 / \eta_{\text{ст}}. \quad (2.15)$$

Удельный расход условного топлива  $b_{\text{у}}$ , являющийся в нашей стране основным показателем тепловой экономичности электростанций на органическом топливе, может быть определен из уравнения теплового баланса электростанции:

$$B \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}} = 3600 \cdot N_{\text{э}} / \eta_{\text{ст}},$$

где

$B$  – общий часовой расход топлива, кг/ч;

$Q_{\text{р}}^{\text{H}}$  – низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Из этого уравнения следует, что удельный расход топлива:

$$b = B / N_{\text{э}} = 3600 / (Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ст}}), \quad (2.16)$$

а для условного топлива (с низшей теплотой сгорания  $Q_{\text{р}}^{\text{н}} = 29\,300$  кДж/кг)

$$b_{\text{у}} = 3600 / (29300 \cdot \eta_{\text{ст}}) \approx 0,123 / \eta_{\text{ст}}. \quad (2.17)$$

В этих выражениях  $b$  и  $b_{\text{у}}$  устанавливаются в килограммах на 1 кВт·ч.

Удельные расходы теплоты и топлива по электростанции с учетом расходов энергии на собственные нужды определяются по тем же зависимостям, однако при этом в расчетные формулы вводятся значения  $N_{\text{э}}^{\text{н}}, \eta_{\text{ст}}^{\text{н}}$  [см. (2.13), (2.15)-(2.17)].

Для примера удельный расход выгоревшего ядерного топлива и общий расход ядерного топлива блока АЭС мощностью 440 МВт составляют  $b_{\text{я.т}} = 0,1678 \text{ г/МВт} \cdot \text{ч}$  и  $B_{\text{я.т}} = 14 \text{ т/год}$ . Для блока такой мощности, работающего на органическом топливе при том же значении  $\eta_{\text{ст}}$ , расход условного топлива (теплота сгорания 29300 кДж/кг или 8,14 кВт·ч/кг) составит:  $B = 170 \text{ т/час}$ . Таким образом, в нашем примере блок обычной электростанции в течение 1 ч (при  $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ , равном теплоте сгорания условного топлива) расходует более чем в 12 раз больше топлива, чем блок АЭС той же мощности и с тем же КПД в течение одного года.

### Вопросы для самопроверки

## **Глава третья. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ И ОБЩЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ**

### **3.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ**

Использование теплоэлектростанций для снабжения электроэнергией и теплом промышленных и бытовых потребителей в отечественной энергетике получило широкое распространение. Основной особенностью теплоэлектростанций является комбинирование производства тепловой и электрической энергии при организации рабочего процесса основного пароводяного цикла. Это приводит к экономии топлива по сравнению с тем случаем, когда каждый вид продукции вырабатывается раздельно.

Производство тепловой и электрической энергии на ТЭС осуществляется на одном и том же оборудовании – теплофикационной турбине. Пар, поступающий на вход турбины с регулируемыми отборами и конденсацией, делится на два потока. Один поток пара, расширяясь по длине всей проточной части, в конце расширения с достаточно низким давлением (вакуумом) сбрасывается в конденсатор. Электроэнергия, произведенная на основе этого потока, считается выработанной по конденсационному циклу.

Второй поток пара, расширяясь в турбине, отбирается из промежуточной точки проточной части и используется в дальнейшем для промышленных целей или бытовых нужд. Места отборов определяются требованиями к параметрам отбираемого пара. Электроэнергия, полученная за счет работы этого потока пара, считается выработанной по теплофикационному циклу. Работа, произведенная 1 кг пара этого потока, и соответственно электроэнергия, выработанная на основе этой работы, будут всегда меньше, чем работа и электроэнергия, произведенные 1 кг пара конденсационного цикла. Причем эта работа будет тем меньше, чем выше параметры отбираемого пара, т.е. чем ближе отбор к входу турбины.

Если обозначить долю пара, работающего по конденсационному циклу, как  $\alpha_k$  и долю пара, работающего по теплофикационному циклу, как  $\alpha_{отб}$ , то

$$\alpha_k + \alpha_{отб} = 1.$$

При наличии производственного и отопительного отборов каждый поток пара, работающий по теплофикационному циклу, производит работу в проточной части турбины, значение которой зависит от парамет-

ров в месте отбора. Тогда

$$\alpha_k + \alpha_{\Pi} + \alpha_T = 1,$$

где

$\alpha_T$  и  $\alpha_{\Pi}$  – доли пара отопительного и производственного отборов.

Если имеют место два отопительных отбора – верхний и нижний, что практически всегда бывает на современных теплофикационных турбинах, то

$$\alpha_T = \alpha_{T.B} + \alpha_{T.H},$$

и в общем случае

$$\alpha_k + \alpha_{отб} = \alpha_k + \alpha_{\Pi} + \alpha_{T.B} + \alpha_{T.H} = 1.$$

Для теплофикационных турбин с противодавлением, когда отсутствует конденсатор, весь пар после последней ступени направляется к тепловому потребителю. В этом случае  $\alpha_{отб} = 1$  и  $\alpha_k = 0$ .

Турбины с регулируемыми отборами и конденсацией пара также могут работать в режиме противодавления. В этом случае пар в конденсатор не поступает, небольшая часть его расходуется на вентиляцию для охлаждения выходного патрубка цилиндра низкого давления. Весь выхлоп пара осуществляется через регулируемые отборы. Режим противодавления для такого типа турбин может осуществляться также при их работе на ухудшенном вакууме. В этом случае вакуум в конденсаторе искусственно ухудшается для того, чтобы использовать теплоту конденсации пара в конденсаторе для подогрева сетевой воды.

Оценивая экономичность работы ТЭЦ и определяя показатели их тепловой эффективности, необходимо иметь в виду качественную неравноценность тепловой и электрической энергии. Сжигая энергетическое топливо в котлах, получают максимум 30÷40 % работы от химической энергии затраченного топлива, тогда как теплота для отпуска потребителям практически полностью вырабатывается за счет этой энергии.

### 3.2. РАСХОДЫ ПАРА И ТЕПЛОТЫ НА ТЭЦ

При производстве одной и той же электрической мощности расход пара на теплофикационную турбину, работающую с включенными регулируемыми отборами и конденсацией пара, будет всегда больше, чем расход пара на ту же турбину, но работающую в чисто конденсационном режиме, т.е. без регулируемых отборов.

Это увеличение можно вычислить из равенства энергетических балансов для рассматриваемых случаев, имея в виду, что внутренняя мощность у них одинаковая

$$N_{i_k} = N_{i_{k.t}},$$

где

$N_{i_k}$  и  $N_{i_{k.t}}$  – внутренние мощности, развиваемые теплофикационной турбиной в чисто конденсационном режиме и в режиме с регулируемыми отборами и конденсацией пара.

Тогда для случая без промежуточного перегрева имеем

$$D_{0_k}(h_0 - h_k) = D_{0_{k.t}}(h_0 - h_t) + (D_{0_{k.t}} - D_t)(h_t - h_k). \quad (3.1)$$

Здесь

$h_0, h_t, h_k$  – энтальпии пара соответственно на входе турбины, в месте отбора и на входе в конденсатор, кДж/кг;

$D_{0_k}$  и  $D_{0_{k.t}}$  – расходы пара на входе турбины при ее работе в конденсационном режиме и в режиме с регулируемыми отборами и конденсацией, кг/с;

$D_t$  – расход пара в регулируемом отборе, кг/с.

Из выражения (3.1) получим

$$D_{0_k} = D_{0_{k.t}} - D_t \frac{h_t - h_k}{h_0 - h_k}, \quad (3.1)$$

где

$\frac{h_t - h_k}{h_0 - h_k} = y_t$  – коэффициент недовыработки пара теплофикационного отбора.

Тогда

$$D_{0_{k.t}} = D_{0_k} + D_t \cdot y_t. \quad (3.2a)$$

Таким образом, при включении регулируемого (теплофикационного) отбора и сохранении постоянной электрической мощности расход пара на теплофикационную турбину увеличится на значение произведе-

ния расхода отборного пара на коэффициент недовыработки. Чем ближе регулируемый отбор к входу турбины, т.е. выше параметры отборного пара, тем больше будет увеличение расхода пара на входе турбины, и наоборот.

Если пар отбирается перед турбиной, например через редуцирующе-охлаждающую установку (РОУ), то  $y_T = 1$ , турбина работает в конденсационном режиме и общий расход пара за котлом равен  $D_{0_{к.т}} = D_{0_{к}} + D_T$ . Если отбор пара ведется из конденсатора (при работе на ухудшенном вакууме), то  $y_T = 0$  и расход пара за котлом и на входе в турбину равен  $D_{0_{к.т}} = D_{0_{к}}$ . Во всех остальных случаях  $D_{0_{к.т}} \geq D_{0_{к}}$  и коэффициент недовыработки

$$y_T = \frac{D_{0_{к.т}} - D_{0_{к}}}{D_T} \quad (3.3)$$

характеризует приращение расхода пара на входе турбины на единицу расхода отборного пара.

При наличии отбора расход пара в конденсатор

$$D_{к} = D_{0_{к.т}} - D_T = D_{0_{к}} + y_T \cdot D_T - D_T = D_{0_{к.т}} - (1 - y_T) \cdot D_T. \quad (3.4)$$

Уменьшение расхода пара в конденсатор

$$\Delta D_{к} = D_{0_{к}} - D_{к} = (1 - y_T) \cdot D_T = D_T \frac{h_0 - h_T}{h_0 - h_{к}} \quad (3.5)$$

зависит от расхода отборного пара  $D_T$  и теплоперепада его в проточной части турбины.

Теплофикационные турбины могут иметь несколько регулируемых отборов. Для турбин с промышленным отбором с расходом пара  $D_{п}$  и двумя отопительными отборами (верхним и нижним) с расходами пара в них  $D_{т.в}$  и  $D_{т.н}$  зависимость (3.1) будет иметь вид

$$D_{0_{к}}(h_0 - h_{к}) = D_{0_{к.т}}(h_0 - h_{п}) + (D_{0_{к.т}} - D_{п})(h_{п} - h_{т.в}) + (D_{0_{к.т}} - D_{п} - D_{т.в})(h_{т.в} - h_{т.н}) + (D_{0_{к.т}} - D_{п} - D_{т.в} - D_{т.н})(h_{т.н} - h_{к}) \quad (3.6)$$

а зависимость (3.2а) –

$$D_{0_{к.т}} = D_{0_{к}} + y_{т1} \cdot D_{п} + y_{т2} \cdot D_{т.в} + y_{т3} \cdot D_{т.н} = D_{0_{к}} + \sum_1^3 y_{тj} \cdot D_j, \quad (3.7)$$

где  $y_{т1}, y_{т2}, y_{т3}$  – коэффициенты недовыработки соответствующих потоков отборного пара;  $j$  – номер отбора.

При включении регулируемого отбора и сохранении постоянной

электрической мощности увеличивается расход теплоты, кВт, на входе теплофикационной турбины, который определяется (для случая без промежуточного перегрева) как  $Q_{0\text{к.т}} = D_{0\text{к.т}}(h_0 - h_{\text{пв}})$ . При работе с отключенным регулируемым отбором, т.е. в конденсационном режиме, расход теплоты на входе турбины составляет  $Q_{0\text{к}} = D_{0\text{к}}(h_0 - h_{\text{пв}})$ , где  $h_{\text{пв}}$  – энтальпия питательной воды. Тогда в соответствии с формулой (3.2а) имеем

$$Q_{0\text{к.т}} = D_{0\text{к.т}}(h_0 - h_{\text{пв}}) = (D_{0\text{к}} + y_{\text{т}} \cdot D_{\text{т}})(h_0 - h_{\text{пв}}). \quad (3.8)$$

Так как  $Q_{0\text{к}} = D_{0\text{к}}(h_0 - h_{\text{пв}})$  и  $D_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{т}}}{h_{\text{т}} - h_{0\text{к}}}$ , выражение для опре-

деления полного расхода теплоты на входе теплофикационной турбины, работающей с регулируемым отбором и концентрацией пара, можно записать в виде

$$Q_{0\text{к.т}} = Q_{0\text{к}} + \frac{h_0 - h_{\text{пв}}}{h_{\text{т}} - h_{0\text{к}}} \cdot Q_{\text{т}}, \quad (3.9)$$

где

$h_{0\text{к}}$  – энтальпия возвращенного конденсата;

$Q_{\text{т}}$  – количество теплоты, отпускаемой с отборным паром.

Эта зависимость справедлива при полном возврате конденсата отбираемого пара в цикл электростанции.

Пусть

$$y_{\text{т}} \cdot \frac{h_0 - h_{\text{пв}}}{h_{\text{т}} - h_{0\text{к}}} = \xi_{\text{т}}. \quad (3.10)$$

Величину  $\xi_{\text{т}}$  называют коэффициентом ценности теплоты отборного пара. С учетом (3.10) выражение (3.9) будет иметь вид

$$Q_{0\text{к.т}} = Q_{0\text{к}} + \xi_{\text{т}} \cdot Q_{\text{т}}, \quad (3.11)$$

отсюда

$$\xi_{\text{т}} = \frac{Q_{0\text{к.т}} - Q_{0\text{к}}}{Q_{\text{т}}}. \quad (3.11)$$

Таким образом, коэффициент ценности теплоты отборного пара представляет собой увеличение расхода теплоты на входе теплофикационной турбины на единицу количества теплоты, отпускаемой с отборным паром.

Чем выше тепловой потенциал отбираемого пара, т.е. чем больше его параметры (давление и температура), тем большее количество теп-

лоты необходимо подавать на вход теплофикационной турбины для сохранения электрической мощности, соответствующей конденсационному режиму, и наоборот.

В том случае, если теплофикационная турбина имеет несколько регулируемых отборов, полный расход теплоты на входе по аналогии с зависимостью (3.7) будет определяться по выражению

$$Q_{0_{к.т}} = Q_{0_{к}} + \xi_{Т1} \cdot Q_{П} + \xi_{Т2} \cdot Q_{Т.В} + \xi_{Т3} \cdot Q_{Т.Н}, \quad (3.13)$$

или при  $z$  отборах

$$Q_{0_{к.т}} = Q_{0_{к}} + \sum_1^z \xi_{Тj} \cdot Q_j.$$

Здесь  $Q_{П}$ ,  $Q_{Т.В}$ ,  $Q_{Т.Н}$  – расходы теплоты соответственно из промышленного, верхнего и нижнего отопительных отборов, кВт;  $\xi_{Т1}$ ,  $\xi_{Т2}$ ,  $\xi_{Т3}$  – коэффициенты ценности теплоты потоков пара соответствующих регулируемых отборов.

Увеличение расхода теплоты при включении регулируемого отбора в соответствии с уравнением (3.11) будет иметь вид

$$\Delta Q_{0_{к.т}} = Q_{0_{к.т}} - Q_{0_{к}} = \xi_{Т} \cdot Q_{Т}. \quad (3.14)$$

При одном и том же количестве теплоты, отпускаемой с отборным паром, приращение расхода теплоты на входе турбины будет возрастать с увеличением параметров отборного пара, и сокращаться с их понижением.

В том случае, если теплофикационная турбина уже отпускает из отбора количество теплоты  $Q_{Т}$ , при изменении этого отпуска до  $Q_{Т1}$  расход пара на входе турбины также изменится. Это изменение можно определить с учетом (3.14):

$$\Delta Q_{0_{к.т}} = Q'_{0_{к.т}} - Q_{0_{п.т}} = \xi_{Т} \cdot (Q_{Т1} - Q_{Т}) = \xi_{Т} \cdot \Delta Q_{Т}, \quad (3.15)$$

где

$Q'_{0_{к.т}}$  – измененный расход теплоты на входе турбины.

При фиксированном месте отбора пара коэффициент  $\xi_{Т}$  может приниматься постоянным, так как на практике при изменении параметров отборного пара его изменение незначительно. Основное влияние на изменение расхода теплоты на входе турбины будет оказывать изменение расхода отборного пара.

Уменьшение количества теплоты, переданной в конденсатор, с учетом зависимости (3.5) можно записать в виде

$$\Delta Q_{к} = \Delta D_{к} \cdot (h_{к} - h'_{к}) = D_{Т} \cdot (1 - y_{Т}) \cdot (h_{к} - h'_{к}),$$

или, приняв, что  $y_{Т} \approx \xi_{Т}$ , получим

$$\Delta Q_K = D_T \cdot (1 - \xi_T) \cdot (h_K - h'_K). \quad (3.16)$$

Здесь  $h_K$  и  $h'_K$  – энтальпии пара на входе в конденсатор и конденсата этого пара на выходе из него.

Для теплофикационных турбин с противодавлением расход пара на входе, по сравнению с чисто конденсационными турбинами той же мощности, будет больше и может быть определен из энергетического баланса при условии равенства внутренних мощностей, т.е.  $N_{iП} = N_{iT}$ :

$$D_{0K} \cdot (h_0 - h_K) = D_{0T} \cdot (h_0 - h_T), \quad (3.17)$$

где

$D_{0T}$  – расход пара на входе турбины с противодавлением, кг/с;

$h_T$  – энтальпия пара противодавления, кДж/кг.

Тогда

$$D_{0T} = D_{0K} \cdot \frac{h_0 - h_K}{h_0 - h_T}, \quad (3.18)$$

а приращение расхода пара по сравнению с конденсационной турбиной той же мощности может быть найдено по формуле

$$\Delta D_{0T} = D_{0T} - D_{0K} = D_{0K} \cdot \frac{h_0 - h_K}{h_0 - h_T} - D_{0K} = D_{0K} \cdot \frac{h_T - h_K}{h_0 - h_T}$$

Значение приращения  $\Delta D_{0T}$  зависит от теплового потенциала (параметров) пара противодавления. Если энтальпия пара противодавления невелика и приближается к значению энтальпии пара на входе в конденсатор сравниваемой конденсационной турбины, то приращение расхода пара на входе теплофикационной турбины с противодавлением невелико, и, наоборот, приращение увеличивается с ростом энтальпии пара противодавления.

Расход теплоты на турбину с противодавлением определяется как  $Q_{0T} = D_{0T}(h_0 - h_{пв})$ , а на конденсационную турбину – как  $Q_{0K} = D_{0K}(h_0 - h_{пв})$ . Увеличение расхода теплоты на турбину с противодавлением по сравнению с конденсационной турбиной при равенстве их электрических мощностей и с учетом (3.18) будет составлять

$$\Delta Q_{0T} = Q_{0T} - Q_{0K} = D_{0T} \cdot (h_0 - h_{пв}) - D_{0T} \cdot \frac{h_0 - h_T}{h_0 - h_K} \cdot (h_0 - h_{пв}).$$

Для турбины с противодавлением расход пара на входе равен расходу пара противодавления, т.е.  $D_{0T} = D_T$ . Значение  $D_T$  определяется по

выражению  $D_T = \frac{Q_T}{h_T - h_K}$  при полном возврате конденсата в цикл. Здесь  $Q_T$  – количество теплоты, отпущенной с паром противодавления. В результате получим

$$\Delta Q_{0T} = Q_T \cdot \frac{h_0 - h_{пв}}{h_T - h_K} - Q_T \cdot \frac{h_0 - h_T}{h_0 - h_K} \cdot \frac{h_0 - h_{пв}}{h_T - h_K},$$

но, так как  $h_0 - h_{пв} \approx h_T - h_{0K}$  и  $\frac{h_T - h_K}{h_0 - h_K} = y_T \approx \xi_T$ , будем иметь

$$\Delta Q_{0T} = Q_T \cdot \left(1 - \frac{h_0 - h_T}{h_0 - h_K}\right) = Q_T \cdot \frac{h_T - h_K}{h_0 - h_K} = Q_T \cdot \xi_T. \quad (3.19)$$

В итоге мы получаем выражение для определения приращения теплоты на входе теплофикационной турбины, имеющее такой же вид, что и для теплофикационной турбины с регулируемыми отборами и конденсацией пара [см. (3.14)]. Это справедливо, так как режим работы теплофикационной турбины с противодавлением есть один из вариантов режима работы турбины с регулируемыми отборами и конденсацией, когда проход пара в конденсатор закрыт.

### 3.3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТЭЦ

Основное требование, которое предъявляется к энергетическим показателям работы ТЭЦ, состоит в том, чтобы они позволяли оценить экономическую эффективность производства тепловой и электрической энергии как отдельно по каждому виду вырабатываемой энергии, так и при совместном их производстве.

Обычно расчеты энергетических показателей ведутся для ТЭЦ в целом и отдельно для каждого теплофикационного энергоблока, энергетического котла, теплофикационного турбоагрегата и пикового котла. Такие расчеты осуществляются для различных временных периодов: года, квартала, месяца, суток.

Основные энергетические показатели работы ТЭЦ отличаются от приведенных в гл. 2 показателей тем, что на ТЭЦ необходимо оценивать эффективность производства и отпуска электроэнергии и теплоты.

При расчетах энергетических показателей работы ТЭЦ в отечественной энергетике используют два подхода.

В основу первого подхода положен принцип качественного равенства (равноценности) производимых на ТЭЦ электрической и тепловой энергии. Принимается, что количество теплоты, отданной паром в конденсаторе, и такое же количество теплоты, полученной в энергетическом котле, равноценны. Все расчеты ведутся на основе закона сохранения и превращения энергии или, что одно и то же, первого закона термодинамики. Поскольку расчеты проводятся на основе балансовых уравнений, то и метод обычно называют балансовым. Иногда в литературе он встречается под названием «физический».

В основу второго подхода принято положение о том, что использование закона сохранения и превращения энергии для определения экономической эффективности работы ТЭЦ и энергетических показателей – условие необходимое, но не достаточное. Расчеты ведутся в соответствии с законом сохранения и превращения энергии, но с учетом второго закона термодинамики. В соответствии с этим законом тепловая энергия, имеющая большой энергетический потенциал (температуру, давление), всегда производит большую работу, чем то же количество теплоты с меньшим энергетическим потенциалом. При этом должна быть одинаковая температура пара при конечном расширении. Теплота превращается в работу частично, тогда как работа – в теплоту полностью. В соответствии с ограничениями, вносимыми вторым законом термодинамики, использовать балансовые уравнения, в которых имеются электроэнергия и количество теплоты разного потенциала, для расче-

та энергетических показателей нельзя, хотя это и не противоречит первому закону термодинамики.

**Балансовый (физический) метод определения энергетических показателей.**

Общий тепловой баланс турбины с регулируемым отбором и конденсацией пара имеет вид

$$Q_{0\text{к.т}} = Q'_3 + Q_T + Q_K,$$

где

$Q'_3$  – часть общей подведенной к турбине теплоты  $Q_{0\text{к.т}}$  которая полностью затрачивается на совершение внутренней работы (выработку электроэнергии), определяемой по формуле

$$N_i = D_{0\text{к.т}}(h_0 - h_T) + (D_{0\text{к.т}} - D_T)(h_T - h_K)$$

$Q_K$  – теплота конденсации пара в конденсаторе;

$Q_T$  – количество теплоты, отпущенной с паром регулируемых отборов.

При определении количества теплоты  $Q_3$ , кВт, затраченной турбиной на производство электроэнергии, к нему относят теплоту, отданную паром в конденсаторе

$$Q_3 = Q_{0\text{к.т}} - Q_T. \quad (3.21)$$

Расход топлива, кг/с, в энергетическом котле для производства электроэнергии

$$B_3 = \frac{Q_3}{Q_H^p \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_K}, \quad (3.22)$$

где

$Q_H^p$  – низшая теплота сгорания топлива;

$\eta_{\text{тр}}$  – КПД транспортировки теплоты, который учитывает потери теплоты в окружающую среду на участке паропровода от энергетического котла до регулирующих клапанов турбины;

$\eta_K$  – КПД котла (брутто).

Коэффициент полезного действия турбоустановки по производству электроэнергии

$$\eta_{\text{ту}}^3 = \frac{N_3}{Q_{0\text{к.т}} - Q_T} = \frac{N_3}{Q_3}. \quad (3.23)$$

Удельный расход топлива на единицу выработанной мощности

$$b_3 = \frac{B_3}{N_3}. \quad (3.24)$$

Чтобы найти секундный удельный расход топлива, в формулу (3.24) подставим  $B_3$  и  $N_3$  из зависимостей (3.22), (3.23), тогда после преобразований получим

$$b_3 = \frac{1}{Q_H^p \cdot \eta_{\text{ТУ}}^3 \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_K} = \frac{1}{Q_H^p \cdot \eta_{\text{БЛ}}^3}, \quad (3.24)$$

где

$\eta_{\text{БЛ}}^3 = \eta_{\text{ТУ}}^3 \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_K$  – коэффициент полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по производству электроэнергии.

Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч), для часового периода (на выработку 1 кВт·ч электроэнергии) при  $Q_H^p = 29,31$  кДж/г имеет вид

$$b_3 = \frac{3600}{29,31 \cdot \eta_{\text{БЛ}}^3} = \frac{123}{\eta_{\text{БЛ}}^3}. \quad (3.25)$$

Количество теплоты, полученной внешним потребителем из регулируемых отборов, составляет

$$Q_{\text{Т.ОТ}} = Q_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{Т}} = D_{\text{Т}} \cdot (h_{\text{Т}} - h_{\text{ОТ.К}}) \cdot \eta_{\text{Т}}, \quad (3.26)$$

где

$h_{\text{ОТ.К}}$  – энтальпия конденсата отбираемого пара;

$\eta_{\text{Т}}$  – коэффициент полезного действия теплофикационной турбоустановки по отпуску тепловой энергии, равный КПД турбоустановки по отпуску теплоты  $\eta_{\text{ТУ}}^{\text{Т}}$ ,

$$\eta_{\text{Т}} = \eta_{\text{ТУ}}^{\text{Т}} = \frac{Q_{\text{Т.ОТ}}}{Q_{\text{Т}}}. \quad (3.27)$$

Коэффициент полезного действия энергоблока по отпуску тепловой энергии

$$\eta_{\text{БЛ}}^{\text{Т}} = \eta_{\text{ТУ}}^{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_K. \quad (3.28)$$

Расход топлива на производство теплоты, переданной внешнему потребителю,

$$B_{\text{Т}} = \frac{Q_{\text{Т.ОТ}}}{Q_H^p \cdot \eta_{\text{ТУ}}^{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_K} = \frac{Q_{\text{Т.ОТ}}}{Q_H^p \cdot \eta_{\text{БЛ}}^{\text{Т}}}. \quad (3.29)$$

Удельный расход топлива, затраченного на производство единицы теплоты, переданной внешнему потребителю,

$$b_{\text{т.э}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{т.от}}}. \quad (3.30)$$

Здесь

$$Q_{\text{т.от}} = B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ту}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{к}},$$

тогда удельный расход, г/кДж, условного топлива

$$b_{\text{т.э}} = \frac{1}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ту}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{к}}} = \frac{1}{29,31 \cdot \eta_{\text{бл}}^{\text{т}}}.$$

Общий расход топлива составляет

$$B = B_{\text{э}} + B_{\text{т}}. \quad (3.31)$$

Он также может быть определен по зависимости

$$B = \frac{Q_{0\text{к.т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{к}}}. \quad (3.32)$$

Для оценки общей тепловой эффективности ТЭЦ или отдельного теплофикационного энергоблока при расчетах по балансовому методу используют полный (общий) КПД  $\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{полн}}$  (иногда в технической литературе его можно встретить под названием «коэффициент использования теплоты топлива»).

Полный КПД ТЭЦ есть отношение суммарной энергии, отпускаемой ТЭЦ, к израсходованной теплоте топлива:

$$\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{полн}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{т.от}}}{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{т}}}{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (3.33)$$

где

$N_{\text{э}}$  – электроэнергия, выработанная на клеммах генератора;

$Q_{\text{т.от}}$  – количество теплоты, полученной внешним потребителем.

Показателем, характеризующим эффективность производства электроэнергии на теплофикационном турбоагрегате, служит удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:

$$\varepsilon = \frac{N_{\text{т}}}{Q_{\text{т}}}. \quad (3.34)$$

Здесь  $N_{\text{т}}$  – электроэнергия, производимая отборным паром с расходом  $D_{\text{т}}$  в проточной части до места его отбора. При расчете  $N_{\text{т}}$  необходимо учитывать влияние пара нерегулируемых отборов, если они существуют.

Если не учитывать влияние нерегулируемых отборов и наличие

промежуточного перегрева пара, то

$$\vartheta = \frac{N_T}{Q_T} = \frac{D_T \cdot (h_0 - h_T)}{D_T \cdot (h_T - h_{от.к})} = \frac{h_0 - h_T}{h_T - h_{от.к}}. \quad (3.35)$$

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении увеличивается при росте начальных параметров, уменьшении давления и температуры отборного пара, увеличении  $\eta_{oi}$  проточной части и количества отбираемой тепловой энергии.

Энергетические показатели теплоэлектроцентралей, рассчитанные балансовым методом, имеют ряд особенностей. Расход топлива на производство электроэнергии ТЭЦ, определяемый по (3.22), учитывает количественные величины тепловой энергии, но не учитывает их энергетические потенциалы. Числитель (3.22) представляет собой разность количества теплоты  $Q_{0\text{к.т}}$ , переданной энергетическим котлом на вход турбины, и количества теплоты  $Q_T$ , отпущенной с паром регулируемого отбора. Однако энергетический потенциал (температура и давление) пара с количеством теплоты  $Q_{0\text{к.т}}$  всегда выше, чем пара с количеством теплоты  $Q_T$ , если последний отбирается из проточной части. Падение энергетического потенциала происходит за счет предварительной работы потока пара с расходом  $D_T$ , впоследствии направляемого к тепловому потребителю, которому передается количество теплоты  $Q_T$ . Предварительная работа происходит на участке проточной части от входа пара в турбину до места отбора. Затраты топлива на производство этой дополнительной работы в формуле (3.22) не учитываются. Это приводит к тому, что абсолютный и удельный расходы топлива на производство электроэнергии завышаются, а на производство теплоты, отпущаемой внешнему потребителю, – занижаются.

Затраты топлива на отпущенную тепловому потребителю тепловую энергию зависят только от КПД энергетического котла  $\eta_k$  и не зависят от энергетического потенциала отбираемого пара.

В результате удельный расход топлива на единицу теплоты, переданной внешнему потребителю, будет один и тот же независимо от места отбора пара. Например, при  $\eta_k = 0,92$ ,  $\eta_{тр} = 0,99$  и  $\eta_{ту} = \eta_T = 0,98$  удельный расход условного топлива на единицу переданной теплоты, рассчитанный по (3.30), будет равен 38,2 кг/ГДж как для пара промышленного отбора, так и для пара, отбираемого из конденсатора при работе установки на ухудшенном вакууме.

Определение полного КПД ТЭЦ по зависимости (3.33) основывается на производственной равноценности теплоты и работы. Если не

учитывать потери в окружающую среду, механические, электрические, а также потери в котле, то для теплофикационного энергоблока, работающего по тепловому графику, т.е. без конденсации пара в конденсаторе ( $\alpha_k = 0$ ,  $\alpha_t = 1$ ), полный КПД будет равен единице. Для ТЭЦ с турбинами с противодавлением полный КПД также будет равен единице. Он не будет меняться ни при изменении начальных параметров пара или значения противодавления, ни при увеличении потерь в проточной части. Можно даже произведенный в энергетическом котле пар сразу дросселировать до нужных потребителю параметров, все равно полный КПД ТЭЦ останется равным единице. Он будет изменяться только по мере введения на теплофикационном турбоагрегате конденсационной выработки электроэнергии.

Те же значения будет иметь КПД ТЭЦ по производству электроэнергии. Для ТЭЦ с турбинами с противодавлением и для ТЭЦ с теплофикационными турбинами, работающими в режиме противодавления ( $\alpha_k = 0$ ,  $\alpha_t = 1$ ), он всегда будет равен единице.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении соответствует только потоку пара, расширяющемуся по теплофикационному циклу, и поэтому не определяет экономичность турбоагрегата в целом. Для сравнения между собой ТЭЦ с разными начальными параметрами пара и параметрами пара регулируемых отборов формула (3.32) непригодна. Возникают трудности при определении э с учетом влияния пара нерегулируемых отборов и промежуточного перегрева, а также других факторов.

Определение энергетических показателей с учетом первого и второго законов термодинамики. Поскольку тепловая и электрическая энергии качественно неравноценны, то для их сопоставления нужна единая мера, позволяющая количественно оценить каждый вид энергии с учетом качественных особенностей. Нужен общий эквивалент для того, чтобы выработанную ТЭЦ энергию – теплоту и электричество – привести к единому по качеству виду. С этой целью можно всю энергию, вырабатываемую на ТЭЦ, перевести в электрическую, определив возможную выработку электроэнергии отборным паром, который направляется в проточную часть турбины. Другим вариантом может быть использование коэффициента ценности теплоты отборного пара, учитывающего снижение его энергетического потенциала в проточной части от ввода в турбину до места отбора. Используется также общая мера для определения качества энергий. Такой мерой может служить максимальная работоспособность рабочего тела – эксергия. Эксергия – работа, совершаемая рабочим телом, осуществляющим цикл Карно между двумя

источниками теплоты, когда в качестве нижнего источника служит окружающая среда с температурой  $T_0$ , К.

В любом случае необходимо учитывать требования второго закона термодинамики, в соответствии с которыми электрическая энергия и теплота, производимые на ТЭЦ, должны быть приведены к единому по качеству виду.

Рассмотрим вариант с пересчетом тепловой энергии отборного пара в электрическую. Отборный пар, имеющий энтальпию  $h_T$ , может выработать электроэнергию, составляющую

$$\Delta N_{\text{э}} = D_T \cdot (h_T - h_K) \cdot \eta_M \cdot \eta_T,$$

где

$h_K$  – энтальпия пара в конденсаторе.

В том случае, если имеется несколько регулируемых отборов,

$$\Delta N_{\text{э}} = \sum_1^z D_{Tj} \cdot (h_{Tj} - h_K) \cdot \eta_M \cdot \eta_{Tj}, \quad (3.36)$$

где

$z$  – число отборов;

$D_{Tj}$ ,  $h_{Tj}$  – расход пара и его энтальпия в соответствующем регулируемом отборе.

Суммарная энергия, произведенная турбоагрегатом и приведенная к электроэнергии, имеет вид

$$N_{\text{эф}} = N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э}}. \quad (3.37)$$

Тогда удельный расход топлива на единицу суммарной приведенной электроэнергии можно записать в виде

$$b_{\text{эф}} = \frac{B}{N_{\text{эф}}}, \quad (3.38)$$

где

$B$  – общий расход топлива в энергетическом котле [см. (3.32)].

Расход топлива на производство электроэнергии

$$B_{\text{э}} = N_{\text{э}} \cdot b_{\text{эф}},$$

а расход топлива на производство отпущенной тепловой энергии

$$B_T = \Delta N_{\text{э}} \cdot b_{\text{эф}}. \quad (3.40)$$

Удельный расход топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии

$$b_{\text{э}} = b_{\text{эф}}. \quad (3.41)$$

Удельный расход топлива на производство единицы теплоты, переданной внешнему потребителю, рассчитывается по зависимости (3.30). Полученный по этой формуле удельный расход топлива есть

средний удельный расход для всех потоков переданной теплоты. При нескольких отборах в знаменателе (3.30)  $Q_{т.от} = \sum_1^z Q_{т.отj}$ .

Коэффициент полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по производству электроэнергии рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{B_{\text{э}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}}. \quad (3.42)$$

Коэффициент полезного действия теплофикационной турбоустановки по производству электроэнергии определяется в виде

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{B_{\text{э}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{к}}}. \quad (3.43)$$

Для определения коэффициента полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по отпуску тепловой энергии внешнему потребителю можно использовать зависимость

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{т}} = \frac{Q_{т.от}}{B_{\text{э}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}}. \quad (3.44)$$

Однако для получения правильного результата величину  $Q_{\text{т}}$  надо привести к такому же энергетическому потенциалу, как и  $Q_{\text{H}}^{\text{P}}$ .

Для оценки эффективности обоих видов энергии используется КПД, называемый энергетическим, который для теплофикационного энергоблока или ТЭЦ определяется как

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{эн}} = \frac{N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э}}}{B \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}}. \quad (3.45)$$

Для теплофикационной установки энергетический КПД имеет вид

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{эн}} = \frac{N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э}}}{Q_{0\text{к.т}}^{\text{P}}}. \quad (3.46)$$

Этот КПД аналогичен электрическому КПД конденсационной турбоустановки.

**Вариант с использованием коэффициента ценности теплоты отборного пара.**

Коэффициент ценности теплоты отборного пара численно равен относительной величине недовыработанного из-за отбора пара теплотеперепада в проточной части. В соответствии с зависимостью (3.2) он изменяется от 1 для свежего пара до 0 для пара на входе в конденсатор.

Для турбоустановок без промежуточного перегрева пара с учетом того, что коэффициент ценности теплоты отборного пара  $\xi_T$  и коэффициент недовыработки  $y_T$  практически равны друг другу, коэффициент  $\xi_T$  можно определить в соответствии с зависимостью (3.2). Для турбин с промежуточным перегревом пара

$$\xi_T = y_T = \frac{h_T - h_K}{h_0 + \Delta h_{п.п} - h_K}, \quad (3.47)$$

где

$\Delta h_{п.п}$  – изменение энтальпии пара в промежуточном перегревателе.

Зависимость (3.47) справедлива для потока отборного пара после промежуточного перегрева.

Следовательно, потоки тепловой энергии можно складывать, если каждый будет умножен на свой коэффициент ценности. Противоречия со вторым законом термодинамики здесь нет.

С учетом изложенного расход теплоты для производства электроэнергии теплофикационного турбоагрегата будет иметь вид

$$Q_3 = Q_{0.к.т} - Q_T \cdot \xi_T,$$

при наличии отборов

$$Q_3 = Q_{0.к.т} - \sum_1^z Q_{T.от j} \cdot \xi_{T j}. \quad (3.48)$$

Тогда расход топлива на производство электроэнергии

$$B_3 = \frac{Q_3}{Q_H^p \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_K}. \quad (3.49)$$

Расход топлива на производство тепловой энергии для внешнего потребителя

$$B_T = \frac{Q_3 \cdot \xi_T}{Q_H^p \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_K}. \quad (3.50)$$

или при наличии нескольких отборов

$$B_T = \frac{\sum_j^z Q_{эj} \cdot \xi_{Tj}}{Q_H^p \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_k}. \quad (3.51)$$

Удельные расходы топлива определяются по зависимостям (3.24) и (3.30). Как и в предыдущем варианте, удельный расход топлива на производство единицы переданной внешнему потребителю теплоты, рассчитанный по зависимости (3.30), является средним для всех отборов, если в знаменателе этой зависимости

$$Q_{т.от} = \sum_1^z Q_{т.отj}.$$

Коэффициенты полезного действия по производству электроэнергии для теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) и для теплофикационной турбоустановки вычисляются по (3.42) и (3.43).

Коэффициент полезного действия для теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по отпуску тепловой энергии внешнему потребителю рассчитывается по зависимости (3.44) с обязательным приведением к одному энергетическому потенциалу величин  $Q_{т.от}$  и  $Q_H^p$ .

Для совместной оценки тепловой экономичности производства тепловой и электрической энергии используется КПД

$$\eta^{э.т} = \frac{N_э + Q_T \cdot \xi_T}{B \cdot Q_H^p}. \quad (3.52)$$

Значение этого КПД практически совпадает со значением энергетического КПД, рассмотренного в предыдущем варианте, так как величина  $Q_T \cdot \xi_T$  характеризует работоспособность потока отборного пара, которая равна  $\Delta N_э$ .

### *Эксергетический метод*

Максимальная работоспособность потока тепловой энергии – эксергия – в термодинамике определяется как

$$E = Q \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_1} \right) = Q \cdot \tau_e, \quad (3.53)$$

где

$T_0, T_1$  – абсолютные температуры окружающей среды и верхнего источника теплоты;

$\tau_e$  – эксергетическая температурная функция.

Величина  $1 - \frac{T_0}{T_1}$  есть термический КПД цикла Карно, осуществленного в температурном интервале от  $T_1$ , до  $T_0$ . В случае, если передача теплоты в верхнем тепловом источнике проходит при переменной температуре, рассчитывается средняя температура отвода теплоты

$$T_{\text{cp}} = \frac{h_0 - h_{\text{к}}}{s_{\text{н}} - s_{\text{к}}}, \quad (3.54)$$

здесь

$h_0, h_{\text{к}}, s_{\text{н}}, s_{\text{к}}$  – энтальпии и энтропии начального и конечного состояний пара.

С учетом этого зависимость (3.53) запишется в виде

$$E = Q \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_{\text{cp}}} \right) = Q \cdot \tau_{e\text{cp}}. \quad (3.55)$$

Для определения энергетических показателей с использованием эксергии вначале вычисляются эксергии всех энергетических потоков. Эксергия потока отборного пара

$$E_{\text{т}} = Q_{\text{т}} \cdot \tau_{e\text{п}}. \quad (3.56)$$

Если имеют место несколько регулируемых отборов, то необходимо суммировать эксергии всех тепловых потоков

$$E_{\text{т}} = \sum_1^z Q_{\text{т}j} \cdot \tau_{e\text{п}j}. \quad (3.57)$$

При расчете эксергии теплоты, полученной внешним тепловым потребителем, например с сетевой водой, необходимо эксергию отборного пара умножить на эксергетический КПД сетевого подогревателя  $\eta_{e\text{с.п}}$ , который определяется по формуле

$$\eta_{e\text{с.п}} = \frac{\tau_{e\text{с.в}}}{\tau_{e\text{п}}}, \quad (3.58)$$

где

$\tau_{e\text{с.в}}$  – эксергетическая температурная функция сетевой воды,

$$\tau_{e\text{с.в}} = 1 - \frac{T_0}{T_{\text{с.в}}}. \quad (3.59)$$

В этой формуле  $T_{c.в}$  – средняя температура сетевой воды, которая вычисляется по формуле

$$T_{c.в} = \frac{T_{в2} - T_{в1}}{\lg \frac{T_{в2}}{T_{в1}}}, \quad (3.60)$$

где

$T_{в1}, T_{в2}$  – температуры сетевой воды на входе в сетевой подогреватель и выходе из него, К.

Количество эксергии, полученное внешним потребителем, или, что одно и то же, повышение работоспособности рабочего тела за счет полученной теплоты

$$E_{от} = E_T \cdot \eta_{e.c.п}. \quad (3.61)$$

В том случае, если имеют место несколько регулируемых отборов, определяется сумма эксергии потоков:

$$E_{от} = \sum_1^z E_{Tj} \cdot \eta_{e.c.пj}. \quad (3.62)$$

Общая эксергия всех энергетических потоков, отпущенных теплофикационным энергоблоком, определяется в виде

$$E_{\text{бл}} = E_{\text{э}} + E_{от} = E_{\text{э}} + \sum_1^z E_{Tj} \cdot \eta_{e.c.пj}. \quad (3.63)$$

Удельный расход топлива на единицу эксергии

$$b_e = \frac{B}{E_{\text{бл}}}. \quad (3.64)$$

Удельный расход топлива на производство 1 кВт·ч отпущенной электроэнергии

$$b_{\text{э}} = b_e. \quad (3.65)$$

Удельный расход топлива на единицу отпущенной теплоты

$$b_{Tj} = b_e \cdot \tau_{ej}; \quad (3.66)$$

здесь

$\tau_{ej}$  – эксергетическая температурная функция соответствующего потока.

Зная удельные расходы, можно определить абсолютные значения расхода топлива.

Если расчет эксергии проводится по отпущенным потокам энер-

гии, то расход топлива на производство электроэнергии будет иметь вид

$$B_{\text{э}} = b_{\text{э}} \cdot \mathcal{E}_{\text{от.н}} = b_{\text{э}} \cdot (\mathcal{E}_{\text{э}} - \mathcal{E}_{\text{с.н}}), \quad (3.67)$$

а расход топлива на производство теплоты для каждого внешнего потребителя будет определяться по формуле

$$B_{\text{Tj}} = b_{\text{Tj}} \cdot Q_{\text{Tj}} \cdot \eta_{\text{е.п. j}}. \quad (3.67a)$$

Общий расход топлива на производство теплоты находится простым суммированием абсолютных расходов топлива, затраченных на каждый поток. Коэффициент полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по производству электроэнергии вычисляется по формуле

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{B_{\text{э}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (3.68)$$

Коэффициент полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по отпуску тепловой энергии внешнему потребителю определяется по зависимости

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{т}} = \frac{N_{\text{от}}}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (3.69)$$

Для оценки тепловой экономичности ТЭЦ или отдельного теплофикационного энергоблока используется эксергетический КПД

$$\eta_{\text{ебл}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{от}} + E_{\text{от}}}{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}.$$

Здесь

$\mathcal{E}_{\text{от}}$  – отпущенная электроэнергия, равная  $\mathcal{E}_{\text{э}} - \mathcal{E}_{\text{с.н}}$ .

Особенность энергетических показателей тепловой экономичности ТЭЦ, определенных с учетом работоспособности потоков энергии, состоит в том, что они позволяют оценить тепловую эффективность каждого потока. Чем выше энергетический потенциал отбираемой энергии, тем больше будут затраты топлива на ее производство. Эксергетический КПД ТЭЦ в отличие от полного КПД, рассчитанного по балансовому методу, учитывает влияние начальных параметров и внутрицикловые потери. Однако, позволяя оценивать эффективность совместного отпуска тепловой и электрической энергии ТЭЦ и проводить анализ совершенства самих циклов, эксергетический КПД ТЭЦ не определяет эффективность теплофикации и экономию топлива в системе ТЭЦ. Это объясняется тем, что все рассмотренные показатели, в том числе и эксергетический КПД, относятся к самой электростанции, в то время как эффективность ТЭЦ определяется по сравнению с отдельным про-

изводством электрической и тепловой энергии.

### 3.4. СРАВНЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОМБИНИРОВАННОЙ И РАЗДЕЛЬНОЙ ВЫРАБОТОК ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Эффективность комбинированного производства электрической энергии и теплоты на ТЭЦ оценивается значением экономии топлива по сравнению с раздельной выработкой этих видов энергии. При раздельном производстве используются конденсационная электростанция и паровой котел низких параметров или котельная с водогрейными котлами.

Экономия топлива на ТЭЦ определяется по разности расходов топлива на ней и на раздельной установке при производстве электрической энергии и теплоты одного и того же количества и качества.

В общем случае экономия топлива от теплофикации

$$\Delta B = B_{\text{разд}} - B_{\text{комб}}, \quad (3.70)$$

где

$B_{\text{разд}} = B_{\text{КЭС}} + B_{\text{кот}}$  – затраты топлива при раздельной схеме;

$B_{\text{комб}} = B_{\text{ТЭЦ}}$  – затраты топлива при комбинированной схеме;

$B_{\text{КЭС}}, B_{\text{кот}}$  – расходы топлива на КЭС и в котельной;

$B_{\text{ТЭЦ}}$  – расход топлива на ТЭЦ.

Так как на ТЭЦ подогрев сетевой воды осуществляется отборным паром, а при раздельной схеме используются паровые котлы низких параметров, при оценке экономичности ТЭЦ нужно иметь в виду, что в реальных схемах теплоснабжения всегда есть дополнительные затраты, такие как потери энергии при транспортировании, капитальные затраты на теплотрассы, затраты на ремонт, обслуживание и др. Как правило, эти затраты в случае теплоснабжения от ТЭЦ выше, чем при раздельном производстве, так как местные и районные котельные располагаются ближе к потребителю и, следовательно, имеют меньшую протяженность трубопроводов для передачи тепловой энергии. Кроме того, капитальные затраты на сооружение ТЭЦ обычно больше, чем на сооружение раздельной установки. Поэтому теплоцентрали будут экономичнее раздельной установки, когда за счет экономии топлива на них окупаются перечисленные затраты.

Экономия топлива от теплофикации удобно определить, сравнивая количества тепловой энергии, отпускаемой котлами ТЭЦ и раздельной установкой, при условии их равноценности.

Тепловая энергия, поступающая на вход теплофикационной турбины ТЭЦ, в соответствии с (3.11) имеет вид

$$Q_{ТЭЦ} = Q_{0к.т} = Q_{0к} + \xi_T \cdot Q_T$$

где

$Q_{0к}$  – количество теплоты на входе теплофикационной турбоустановки, необходимое для производства электроэнергии в конденсационном режиме и равное теплоте конденсационного турбоагрегата;

$Q_T$  – количество теплоты, отпускаемое тепловому потребителю.

Тогда для раздельной установки

$$Q_{разд} = Q_{КЭС} + Q_T = Q_k + Q_T. \quad (3.71)$$

Экономия тепловой энергии на ТЭЦ или перерасход теплоты на раздельной установке вычисляется в виде

$$\Delta Q_{разд} = Q_{разд} - Q_{ТЭЦ}.$$

С учетом зависимостей (3.11) и (3.71) имеем

$$\Delta Q_{разд} = (1 - \xi_T) \cdot Q_T. \quad (3.72)$$

При этом экономия топлива составит

$$\Delta B = \frac{(1 - \xi_T) \cdot Q_T}{Q_H^p \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_k}. \quad (3.73)$$

Если иметь в виду, что коэффициент ценности теплоты отборного пара  $\xi_T$  численно равен коэффициенту недовыработки  $y_T$ , то

$$1 - \xi_T = \frac{h_0 - h_T}{h_T - h_k}.$$

Экономия топлива на теплофикационном энергоблоке по сравнению с раздельной установкой увеличивается при понижении параметров отбираемого пара и, наоборот, уменьшается с их увеличением. Экономия также увеличивается с ростом количества отборного пара. В связи с этим невыгодно эксплуатировать ТЭЦ, имеющую высокие параметры пара регулируемых отборов.

Для производства заданного количества электроэнергии на КЭС (конденсационном энергоблоке) затрачивается количество теплоты  $Q_{КЭС} = Q_{0к}$ . На ТЭЦ (теплофикационном энергоблоке) для производства такого же количества электроэнергии и дополнительно количества теплоты  $Q_T$  необходимо, чтобы  $Q_{ТЭЦ} = Q_{0к.т} = Q_{0к} + \xi_T \cdot Q_T$ . В результате при дополнительном отпуске внешнему потребителю количества теплоты  $Q_T$  энергетический котел теплофикационного энергоблока должен

увеличить производство теплоты на величину  $\xi_T \cdot Q_T$ . В то же время паровой котел низких параметров отдельной установки должен произвести количество теплоты  $Q_T$  тех же параметров, что и отборный пар на ТЭЦ. Следовательно, экономия топлива на ТЭЦ (теплофикационном энергоблоке) будет определяться в виде

$$\Delta B = \frac{Q_T}{Q_H^p \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_k} - \frac{\xi_T \cdot Q_T}{Q_H^p \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_k}. \quad (3.74)$$

Для условного топлива и при равенстве КПД энергетического котла и котла низких параметров экономия топлива составит

$$\Delta B = \frac{(1 - \xi_T) \cdot Q_T}{Q_H^p \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_k}. \quad (3.75)$$

Таким образом, экономия от теплофикации связана с уменьшением относительного расхода топлива в энергетическом котле комбинированной установки, производящем тепловую энергию более высоких параметров, чем котел низких параметров при отдельном производстве. Экономия топлива зависит от параметров и количества тепловой энергии, отпускаемой внешнему потребителю.

Очевидно, что экономия топлива достигается во всей энергетической системе. При наличии таких систем необходим расчет их эффективности. Одним из вариантов такого расчета может быть расчет с использованием эксергии.

Эксергия отпущенной суммарной энергии на ТЭЦ

$$E_{ТЭЦ} = \mathcal{E}_{от}^{ТЭЦ} + \sum_1^z E_{отj}. \quad (3.76)$$

здесь

$E_{отj}$  – эксергия тепловой энергии, отпущенной из  $j$ -го регулируемого отбора.

Эксергия отпущенной суммарной энергии на отдельной установке

$$E_{разд} = \mathcal{E}_{от}^{КЭС} + E_{к.от},$$

где

$\mathcal{E}_{от}^{КЭС}$  – электроэнергия, отпущенная потребителю от КЭС;

$E_{к.от}$  – эксергия теплоты, отпущенной котлами низких параметров отдельной установки.

Удельный расход топлива на единицу эксергии энергии, отпущенной потребителю от ТЭЦ

$$b_{e \text{ ТЭЦ}} = \frac{B_{\text{э.к}}^{\text{ТЭЦ}} + B_{\text{ПВК}}}{\mathcal{E}_{\text{от}}^{\text{ТЭЦ}} + \sum_1^z E_{\text{от}j}}, \quad (3.77)$$

и для отдельной установки

$$b_{e \text{ разд}} = \frac{B_{\text{э.к}}^{\text{КЭС}} + B_{\text{кот}}}{\mathcal{E}_{\text{от}}^{\text{КЭС}} + E_{\text{к.от}}}, \quad (3.78)$$

где

$B_{\text{э.к}}^{\text{ТЭЦ}}$ ,  $B_{\text{ПВК}}$  – затраты топлива в энергетических котлах ТЭЦ и пиковых водогрейных котлах (ПВК);

$B_{\text{э.к}}^{\text{КЭС}}$ ,  $B_{\text{кот}}$  – затраты топлива в энергетических котлах КЭС и в котельных с котлами низких параметров.

Экономия топлива от использования теплофикации составит

$$\Delta B = \left( \mathcal{E}_{\text{от}}^{\text{ТЭЦ}} + \sum_1^z E_{\text{от}j} \right) (b_{e \text{ разд}} - b_{e \text{ ТЭЦ}}) \quad (3.77)$$

Эффект экономии топлива при теплофикации по сравнению с отдельным производством объясняется следующим образом.

Если считать электрическую энергию и теплоту разного энергетического потенциала равноценными, то экономия получается в основном за счет сокращения передачи теплоты в конденсатор. В самом деле, сокращение передачи теплоты в конденсатор теплофикационного энергоблока по сравнению с конденсационным определяется в соответствии с зависимостью (3.16). Если выразить  $D_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{т}}}{h_{\text{т}} - h'_{\text{т}}}$ , а  $h_{\text{т}} - h'_{\text{т}} \approx h_{\text{к}} - h'_{\text{к}}$  то формулы (3.16) и (3.72) совпадут.

Отсюда можно сделать вывод, что при комбинированном производстве обоих видов энергии экономия имеет место за счет сокращения передачи теплоты в конденсатор турбины.

Если считать теплоту с различным энергетическим потенциалом и электроэнергию качественно различными формами энергии (неравноценными), то экономия топлива при теплофикации объясняется иначе. Передача теплоты в системы отопления и технологических нужд в отдельной установке происходит со свежим паром, а на ТЭЦ – с отборным паром при равных их количествах и одинаковых параметрах. Работоспособности (эксергии) этих потоков равны. Вместе с тем при использовании теплофикационных турбоагрегатов с конденсацией и регулируемые отборами часть отборного пара ( $y_{\text{т}} \cdot D_{\text{т}}$ ), а у турбин с проти-

вода давлением весь пар ( $D_T$ ) производят работу в проточной части. В раздельной установке пар, полученный в котельной в том же количестве ( $D_T$ ), такой работы не производит. При использовании отборного пара он вырабатывается в котлах с параметрами выше, чем это необходимо для производственных или отопительных целей. Следовательно, работоспособность (эксергия) этого пара после энергетического котла выше, чем в месте отбора. Срабатывая свой энергетический потенциал до уровня, существующего в месте отбора, пар выполняет работу в промежуточной части турбины, что не происходит со свежим паром в котельной.

При этом надо иметь в виду, что количество (но не качество) теплоты, равное  $\xi_T \cdot D_T$  для теплофикационного потока пара ( $\alpha_T$ ) турбины с конденсацией и регулируемые отборами и  $Q_T$  для всего потока пара турбины с противодействием, будет одинаково как на входе в турбину, так и в месте отбора или выхлопа противодействия. Меняются качество тепловой энергии и работоспособность (эксергия), но не количество. Конечно, при этом надо иметь в виду потери теплоты в нерегулируемых отборах и в окружающую среду.

Таким образом, экономия топлива при теплофикации по сравнению с раздельной установкой связана с более высокой работоспособностью (эксергией) пара энергетических котлов по отношению к пару, отпускаемому котлами низких параметров, или к воде на выходе из водогрейных котлов.

### **Вопросы для самопроверки**

1. В чем отличие показателей экономичности ТЭЦ от показателей экономичности КЭС?
2. Каков физический смысл коэффициентов недовыработки и ценности теплоты?
3. Поясните различные варианты приведения к единому виду вырабатываемой на ТЭЦ энергии.
4. Каковы преимущества комбинированной выработки энергии на ТЭЦ по сравнению с раздельной выработкой?
5. Чему равна общая эксергия энергетических потоков теплофикационного блока с промышленным и теплофикационными отборами?

## **Глава четвертая. ПАРАМЕТРЫ ПАРОВОГО ЦИКЛА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ УСТАНОВКИ**

### **4.1. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛА**

При увеличении начальной температуры пара перед турбиной  $t_0$  (при прочих равных условиях) средний температурный уровень подвода теплоты в цикле увеличивается и, следовательно, термический КПД непрерывно возрастает.

Электростанции на органическом топливе всегда работают на перегретом паре; на АЭС применяется как перегретый пар, так и насыщенный.

Температура перегретого пара  $t_0$  может изменяться при постоянном давлении  $P_0$ , и при этом представляется возможным проследить влияние этого параметра в чистом виде; для насыщенного пара, очевидно, можно говорить только о совместном влиянии температуры и давления.

На рис. 4.1 приведена зависимость термического КПД  $\eta_t$ , идеального парового цикла Ренкина от  $t_0$  для насыщенного и перегретого пара. Для перегретого пара зависимости  $\eta_t = f(t_0)$  построены для различных значений  $P_0$ . Как и следовало ожидать, с возрастанием температуры перегрева (при  $P_0 = const$ ) КПД непрерывно растет. Для насыщенного пара увеличение  $\eta_t$ , происходит только до давления пара, равного примерно 16,5 МПа (до  $t \approx 350$  °С). При дальнейшем росте параметров насыщенного пара КПД даже падает. Это связано с тем, что (как будет показано ниже) влияние давления на термический КПД цикла неоднозначно.

Повышение начальной температуры приводит также к уменьшению влажности пара на выходе из турбины. Вследствие этого снижаются потери в проточной части турбины и улучшаются условия работы лопаток. Содержащаяся в паровом потоке влага вызывает эрозийный износ лопаток. Для предотвращения заметного износа и обеспечения нормального срока службы проточной части турбины (не менее 10 лет) влажность пара должна быть не выше 14 %.

Покидающий проточную часть турбины пар должен быть непере-

гретым; когда в конденсатор поступает перегретый пар, потери теплоты в нем увеличиваются, а полезная работа цикла уменьшается (по сравнению с циклом Ренкина, при котором для тех же значений начальных и конечных параметров в конденсатор поступает сухой насыщенный или влажный пар).

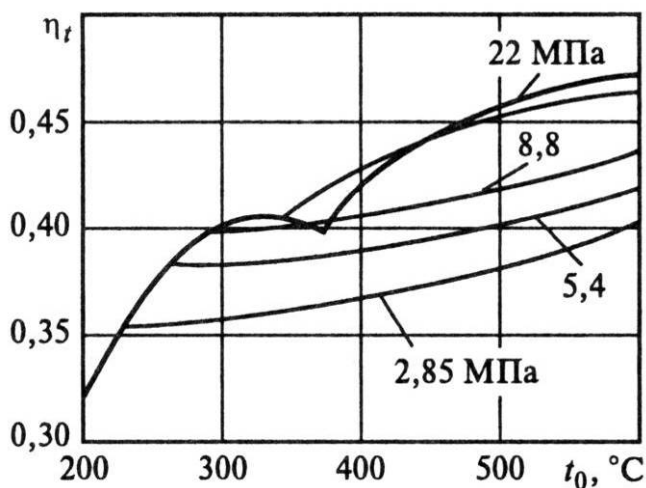


Рис. 4.1. Зависимость  $\eta_t$ , идеального теплового цикла Ренкина от начальной температуры пара  $t_0$

Из сказанного следует, что при работе на перегретом паре желательно повышать начальную температуру  $t_0$ . Однако максимальное допустимое значение  $t_0$  зависит от свойств металлов теплопередающих поверхностей оборудования. Для сталей перлитного класса наивысшая температура ( $t_0$ , которая может быть достигнута без появления разрушений в условиях длительной эксплуатации, равна примерно 540 °С, для сталей аустенитного класса – 600÷650 °С.

Как уже отмечалось ранее, влияние начального давления  $P_0$  на  $\eta_t$ , неоднозначно. При одном и том же значении первоначально с ростом  $P_0$  адиабатический (располагаемый) перепад  $H_0$  увеличивается, а затем после определенного значения  $H_{0\max}$  начинает уменьшаться (рис. 4.2).

Так как

$$\eta_t = H_0 / q_0 = H_0 / (H_0 + q_k),$$

то очевидно, что, до тех пор пока  $H_0$  с ростом  $P_0$  увеличивается,  $\eta_t$  растет, так как потери теплоты  $q_k$  в конденсаторе непрерывно снижаются. Однако с дальнейшим увеличением  $P_0$ , когда  $H_0$  начинает уменьшаться, изменение  $\eta_t$ , зависит от того, как меняется отношение  $q_k / H_0$ .

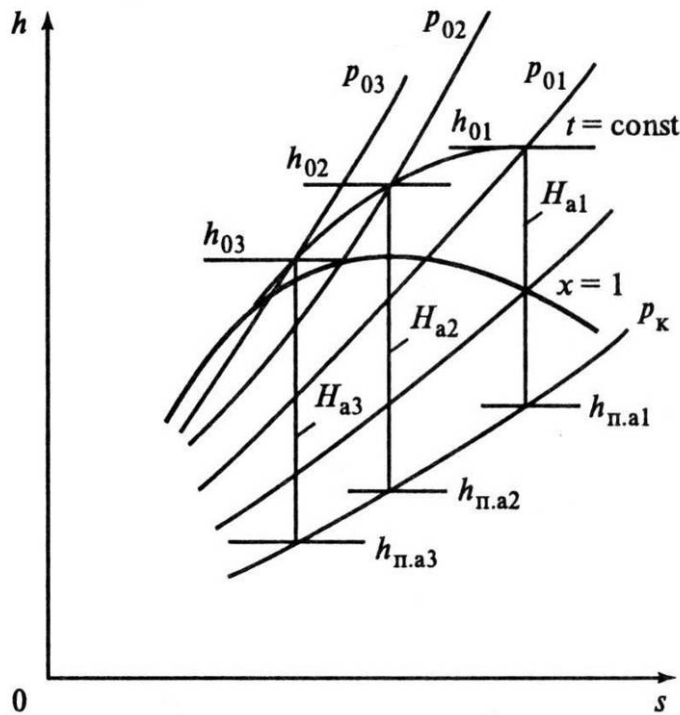


Рис. 4.2. К установлению зависимости адиабатического перепада энтальпии  $H_0$  от начального давления  $P_0$  ( $t_0 = const$ )

Как видно из выражения

$$\eta_t = 1 / (1 + q_k / H_0),$$

максимальное значение термического КПД устанавливается, когда отношение  $q_k / H_0$  достигает наименьшего значения. В этих условиях

$$\frac{d(H_0 / q_k)}{ds} = \frac{q_k (dH_0 / ds) - H_0 (dq_k / ds)}{q_k^2} = 0$$

или

$$dH_0 / H_0 = dq_k / dq_k$$

т.е. с изменением начального давления  $P_0$  при постоянной температуре  $t_0$  наибольшее значение  $\eta_t$  устанавливается в условиях, когда относительное уменьшение располагаемого теплоперепада становится равным относительному уменьшению потерь в конденсаторе. Как видно из рис. 4.3, для  $t_0 = 400$  °С увеличение давления начиная с 20 МПа уже не дает заметного положительного эффекта; для давлений выше 30 МПа  $\eta_t$  понижается. При более высоких значениях  $t_0$  переход через максимум на кривых  $\eta_t = f(P_0)$  наступает при больших начальных давлениях.

Тепловая экономичность установки зависит не только от  $\eta_t$ , но и от коэффициентов, оценивающих потери в турбине, генераторе, трубопроводах и др. В свою очередь, внутренний относительный КПД  $\eta_{oi}$  зависит от параметров установки и конечной влажности пара. С возраста-

нием начальной температуры  $\eta_{oi}$  увеличивается, а с ростом давления, наоборот, уменьшается. Это приводит к тому, что давление  $P_0$ , при котором устанавливается наибольшее значение внутреннего абсолютного КПД  $\eta_i$ , ниже определяемого по рис. 4.3 (по максимуму  $\eta_t$ ). Влияние  $t_0$  и  $P_0$  на  $\eta_{oi}$  проявляется сильнее при меньших пропусках пара через турбину, вследствие чего при прочих равных условиях предельные значения  $P_0$  для турбин большей мощности выше.

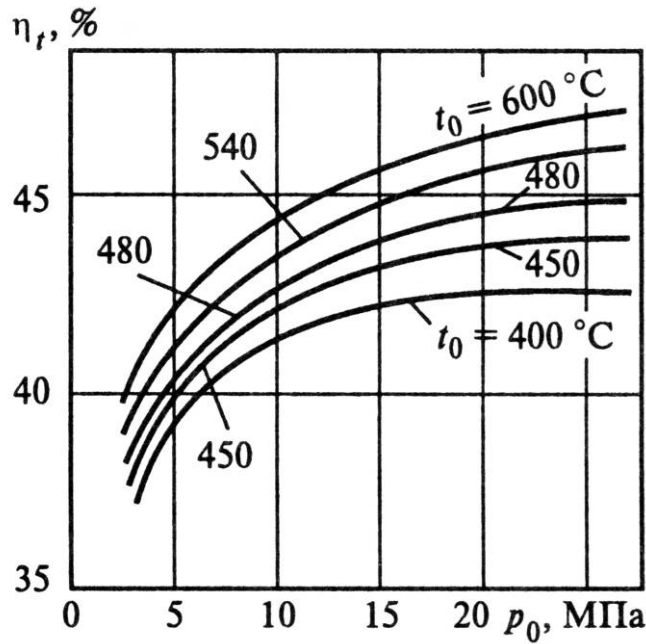
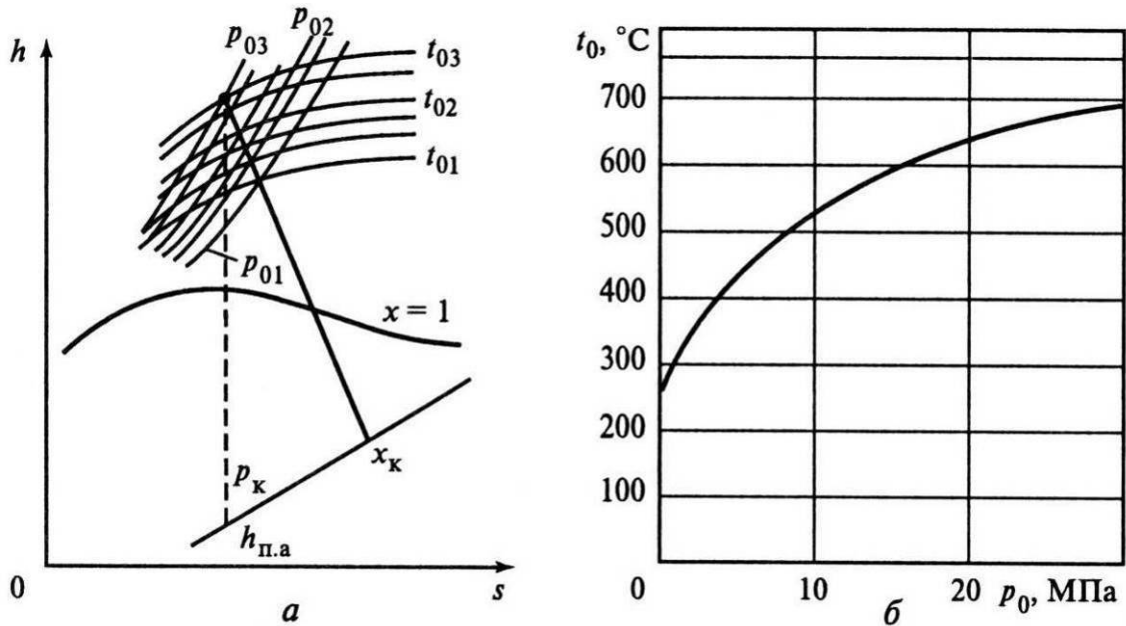


Рис. 4.3. Зависимость термического КПД  $\eta_t$  от начального давления  $P_0$  при различных начальных температурах  $t_0$  ( $P_k = 0,004$  МПа)

С увеличением давления при одном и том же значении  $t_0$  конечная влажность пара возрастает (см. рис. 4.2). Поэтому другим фактором, ограничивающим увеличение начального давления пара при выбранной начальной температуре  $t_0$  (для циклов без промежуточного перегрева), является допустимая влажность пара на выходе из турбины, которая, как уже отмечалось, должна быть не выше 14 %. Так как увеличение температуры  $t_0$  приводит к уменьшению влажности пара  $\omega_k$ , а увеличение давления – к ее повышению, то очевидно, что возможно такое совместное изменение этих величин, при котором конечная влажность пара будет оставаться одной и той же (рис. 4.4, а).



**Рис. 4.4. К определению сопряженных начальных параметров пара:**

*а – рабочий процесс пара в турбине при различных сопряженных начальных параметрах пара;*

*б – зависимость между  $P_0$  и  $t_0$  при постоянной конечной влажности  $\omega_k = 13\%$  ( $P_k = 0,004$  МПа)*

Начальные давление и температура, обеспечивающие одно и то же значение конечной влажности пара, называют *сопряженными начальными параметрами*. Обычно рассматривают сопряженные начальные параметры, обеспечивающие одну и ту же конечную влажность для принятого конечного давления и значений  $\eta_{oi}$ , характерных для турбин рассматриваемых типа и мощности. Типичная кривая, устанавливающая изменение сопряженных параметров, приведена на рис. 3.4, б (для  $\omega_k = 13\%$ ). При применении перегретого пара с начальной температурой не выше  $540\text{ }^\circ\text{C}$  в циклах без промежуточного перегрева пара предельно допустимая конечная влажность пара достигается при давлениях  $P_0 = 13\div 14$  МПа.

В нашей стране на конденсационных электростанциях, работающих на органическом топливе, при давлениях до  $8,8$  МПа и температурах до  $535\text{ }^\circ\text{C}$ , промежуточный перегрев не применяется. Максимальная мощность турбоагрегатов на таких станциях достигает  $100$  МВт. По циклу без промежуточного перегрева на близких к этим значениям начальных параметрах работают также первые два блока Белоярской АЭС им. И.В. Курчатова. Мощность одного из них составляет  $100$ , другого  $200$  МВт. Однако в обоих случаях применены турбины мощностью  $100$

МВт, но на первой установке реактор работает в блоке с одним турбоагрегатом, на второй – с двумя.

На ТЭЦ цикл без промежуточного перегрева применяется на установках с начальным давлением 12,7 МПа и начальной температурой 540 °С и при более низких начальных параметрах. Наибольшая номинальная мощность таких установок с регулируемыми теплофикационными отборами составляет 175 МВт, с промышленными и теплофикационными отборами – 135 МВт.

## **4.2. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ В ЦИКЛАХ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА**

В процессе расширения пара в турбине его параметры понижаются. Рассматривая цикл простейшей паротурбинной конденсационной установки, легко заметить, что ее термический КПД возрастет, если в начале процесса адиабатического расширения температуру пара периодически повышать. Действительно, когда температура пара восстанавливается до первоначального значения после того, как в турбине использован небольшой перепад  $\delta H_0$ , к первоначальному циклу Ренкина добавляется цикл, КПД которого близок КПД цикла Карно для температуры подвода теплоты  $T'_0$  (близкой к  $T_0$ ) и температуры в конденсаторе  $T_k$  (рис. 4.5). Термический КПД дополнительного цикла в этих условиях выше КПД исходного цикла, и тепловая экономичность установки должна возрасти.

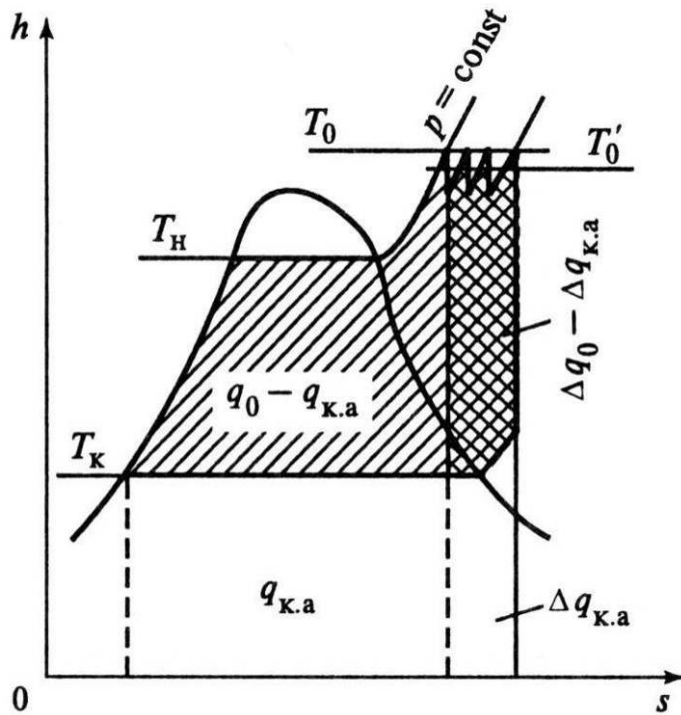


Рис. 4.5.  $T, s$ -диаграмма для идеального цикла с периодическим (ступенчатым) перегревом пара в начале процесса расширения

Для осуществления процесса, изображенного на рис. 4.5, необходимо паровой поток неоднократно выводить из турбины и после повышения его температуры вновь вводить в турбину. Осуществить такой процесс в чистом виде практически невозможно. В промышленных установках пар перегревается после расширения в нескольких ступенях. Такой промежуточный перегрев осуществляется обычно один раз. Промежуточный перегрев усложняет установку и требует дополнительных капитальных затрат, которые при двукратном перегреве, конечно, выше, чем при однократном. Поэтому двойной промежуточный перегрев пара в настоящее время на отечественных ТЭС не применяется.

Промежуточный перегрев может осуществляться различными методами. Однако на электростанциях с органическим топливом применяется исключительно газовый промежуточный перегрев, при котором пар после части высокого давления (ЧВД) турбины получает перегрев в пароперегревателе, расположенном в газоходах котла.

Промежуточный перегрев понижает конечную влажность пара  $\omega_k$ . Первоначально при высоком давлении промежуточный перегрев применялся только в этих целях. В настоящее время основное назначение промежуточного перегрева – повышение тепловой и общей экономичности установки. Однако следует иметь в виду, что для значений  $t_0$ , допустимых для сталей перлитного класса (до 540 °С), когда  $P_0 > 13 \div 14$  МПа, в схемах без промежуточного перегрева  $\omega_k$  выше допустимых

значений (если не предусмотрены другие методы снижения влажности пара в турбине).

Однократный промежуточный перегрев повышает показатели тепловой экономичности цикла на  $6 \div 8$  %. Применение двойного промежуточного перегрева при сверхкритических параметрах пара повышает тепловую экономичность еще на  $1,5 \div 2$  %.

При проектировании установок с промежуточным перегревом пара необходимо предотвратить возможность разгона турбины паром контура промежуточного пароперегревателя при полном отключении нагрузки. В этих условиях прекращается подача на турбину свежего пара (стопорный клапан перед турбиной закрывается), но пар из промежуточного перегревателя продолжает поступать и (из-за отключения электрической нагрузки) турбина может разгоняться. Чтобы устранить опасность возникновения такого режима, на линии от промежуточного пароперегревателя до турбины устанавливаются отсечно-перепускные устройства, которые перепускают поток пара в конденсатор, когда частота вращения ротора становится выше допустимой. Для того чтобы предотвратить чрезмерный разогрев корпуса конденсатора при сбросе в него пара из линий промежуточного перегрева, в поток пара впрыскивается конденсат.

Температуру пара после промежуточного перегревателя  $t_{n,n}$  обычно выбирают близкой к начальной температуре пара или равной ей. Давление  $P_{n,n}$ , при котором пар отводится в промежуточный перегреватель, выбирают на основе анализа цикла и схемы установки.

Рассмотрим, как влияет давление  $P_{n,n}$  на тепловую экономичность установки при выбранных начальных и конечных условиях.

На рис. 4.7 приведен рабочий процесс пара в турбине для простейшей паротурбинной установки (когда нет отборов пара на регенеративный подогрев питательной воды или для теплового потребителя), работающей по циклу с промежуточным перегревом пара и без него. Внутренний абсолютный КПД в обоих случаях определяется по формуле:

$$\eta_i = \frac{H_i}{q_0}$$

где  $H_i$  – общий (используемый) теплоперепад, рассчитанный на 1 кг пара, подведенного к турбине;  $q_0$  – общее количество теплоты, затраченное на образование этого пара.

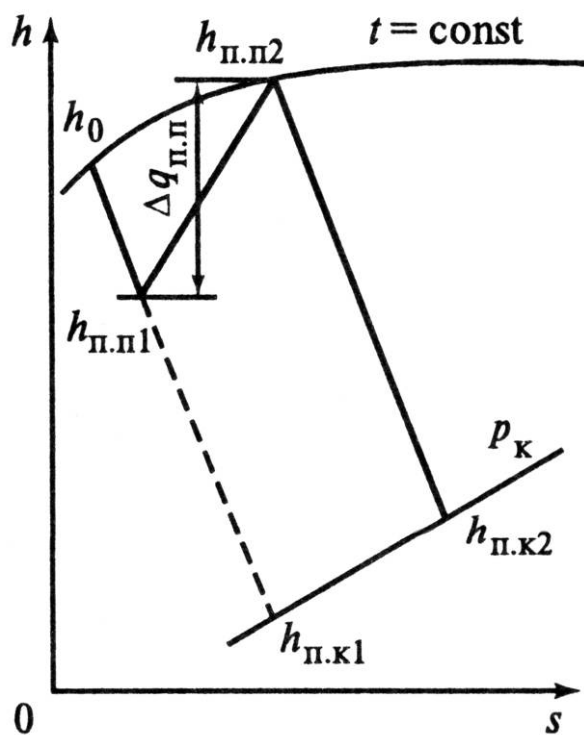


Рис. 4.7. Рабочий процесс пара в турбине с промежуточным перегревом и без него

Для цикла без промежуточного перегрева:

$$H_i = h_0 - h_{к1}, \quad (4.2)$$

для цикла с промежуточным перегревом:

$$H_{in.n} = (h_0 - h_{n.n1}) + (h_{n.n2} - h_{к2})$$

или

$$H_{in.n} = (h_0 - h_{к2}) + \Delta q_{n.n}. \quad (4.3)$$

Из сопоставления (4.2) и (4.3) нельзя еще установить, как процессется используемый теплоперепад при переходе от цикла без промежуточного перегрева к циклу с промежуточным перегревом; так,  $H_{in.n}$  возрастает на  $\Delta q_{n.n}$ , но уменьшается из-за увеличения энтальпии на выходе из проточной части турбины. Однако из рассмотрения рабочего процесса в турбине при различных значениях  $P_{n.n}$  (рис. 4.8, б) видно, что  $H_{0n.n}$  при уменьшении  $P_{n.n}$  сначала увеличивается, а затем падает, приближаясь к значениям, которые существуют при отсутствии промежуточного перегрева. Соответственно изменяется также  $H_i$ . Количество теплоты, подводимое для производства 1 кг пара, определяется выражением

$$q_0 = h_0 - h'_к + \Delta q_{n.n}$$

где  $h'_к$  – энтальпия конденсата.

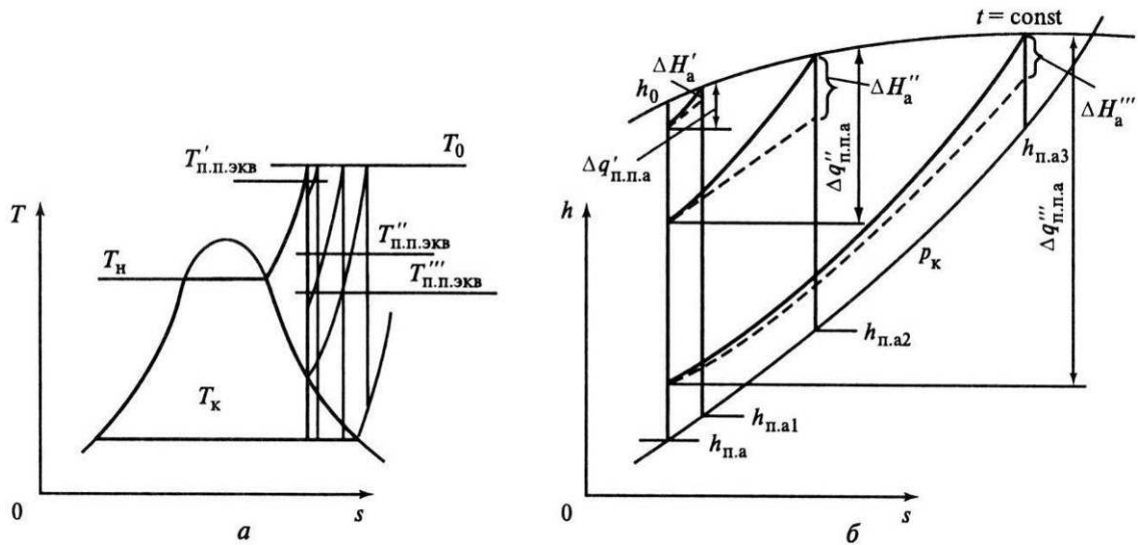


Рис. 4.8.  $T, s$  - диаграмма (а) и  $h, s$  - диаграмма (б) для идеального цикла с промежуточным перегревом пара при различных значениях  $P_{n.n}$

Как видно из этого выражения, при уменьшении давления промежуточного перегрева  $q_0$  возрастает. Из всего этого следует, что увеличение  $\eta_i$ , может происходить только до тех пор, пока с уменьшением давления тепलोперепад возрастает и притом относительно быстрее, чем  $q_0$ . В определенном диапазоне давлений это действительно происходит, так как средний температурный уровень подвода теплоты к дополнительному циклу (рис. 4.8, а) сначала, при высоких значениях  $P_{n.n}$ , выше, чем в исходном цикле (без промежуточного перегрева).

Связь между термическими КПД циклов с промежуточным перегревом и без него можно установить из следующих соотношений.

В соответствии с рис. 4.8, а термический КПД цикла с промежуточным перегревом:

$$\eta_{t.n.n} = \frac{L_0 + \Delta L}{q_0 + \Delta q} \quad (4.4)$$

или

$$\eta_{t.n.n} = \frac{L_0}{q_0} \cdot \frac{1 + \Delta L/L_0}{1 + \Delta q/q_0}. \quad (4.4 \text{ а})$$

Здесь  $\Delta L/L_0$  - отношение работы дополнительного цикла к работе исходного цикла, а  $\Delta q/q_0$  может быть представлено в виде:

$$\Delta q/q_0 = A_{\Delta} \cdot \eta_t / \eta_{t\Delta}$$

где

$$A_{\Delta} = \Delta L/L_0;$$

$$\eta_t = L_0 / q_0,$$

$$\eta_{t\Delta} = \Delta L / \Delta q.$$

Воспользовавшись этими зависимостями, окончательно получим:

$$\eta_{i.n.n} = \eta_t \cdot \frac{1 + A_\Delta}{1 + A_\Delta (\eta_t / \eta_{t\Delta})}. \quad (4.5)$$

Из (4.5) видно, что при давлениях  $P_{n.n}$ , для которых  $\eta_{t\Delta} > \eta_t$ , термический КПД цикла с промежуточным перегревом выше КПД обычного цикла. Однако условия наибольшей тепловой экономичности зависят не только от соотношения значений этих коэффициентов, но и от значения энергетического коэффициента  $A_\Delta$ . Для того чтобы выбрать оптимальное значение  $P_{n.n}$ , необходимо построить кривую изменения отношения  $\eta_{i.n.n} / \eta_i$  в зависимости от  $P_{n.n}$ . Такая кривая будет иметь вид, приведенный на рис. 4.9. Давление, при котором значение  $\eta_{i.n.n}$  максимально, зависит от начальных и конечных параметров цикла, схемы регенеративного подогрева питательной воды и температуры питательной воды, а также от абсолютного значения  $\eta_{oi}$ .

Зависимость (4.5) используется, конечно, не только для анализа эффективности применения промежуточного перегрева при различных значениях  $P_{n.n}$ . Она может применяться во всех случаях, когда изменения, вносимые в рабочий процесс, можно рассматривать как присоединение к исходному циклу дополнительного (например, при повышении температуры подводимого к турбине пара или увеличении его давления).

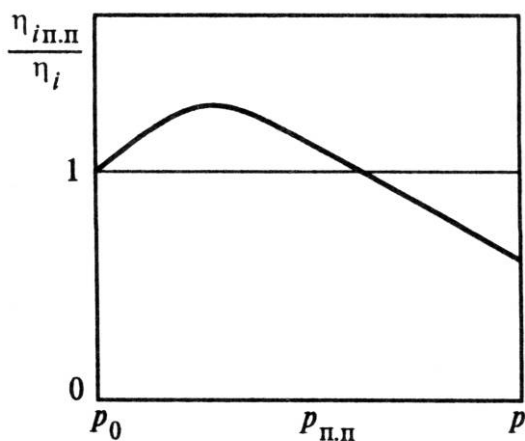


Рис. 4.9. Зависимость относительного изменения КПД от давления промежуточного перегрева  $P_{n.n}$

Обычно оптимальные значения  $\eta_{i.n.n}$  устанавливаются, когда  $P_{n.n} \approx (0,15 \div 0,25)P_0$  при одноступенчатом промежуточном перегреве.

Для схемы с двухступенчатым промежуточным перегревом в условиях оптимальной тепловой экономичности давление в первой ступени составляет обычно  $(0,25 \div 0,30)P_0$ , а во второй  $(0,06 \div 0,09)P_0$ . С возрастанием температуры пара, до которой проводится его промежуточный перегрев, при тех же начальных параметрах оптимальные значения  $P_{n,n}$  увеличиваются.

На отечественных электростанциях серийные конденсационные блоки мощностью  $150 \div 200$  МВт работают по циклу с одним промежуточным перегревом при начальном давлении 12,7 МПа, а блоки мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт – при начальном давлении 23,5 МПа. Температура вторичного и первичного перегревов во всех случаях равна  $540 \div 560$  °С. Переход от параметров 8,8 МПа, 535 °С на параметры 12,7 МПа, 540/540 °С приводит к экономии 12÷14 % теплоты, а от давления 12,7 МПа к давлению 23,5 МПа (при тех же начальных температурах) – к экономии еще 4÷5 %.

Цикл с промежуточным перегревом пара на ТЭЦ имеет определенные особенности.

В отборе, из которого пар подается тепловому потребителю, давление  $P_{m,n}$  всегда выше давления в конденсаторе турбины  $P_k$ . Поэтому для потоков, поступающих в теплофикационный или промышленный отбор, оптимальные значения  $P_{n,n}$  окажутся также более высокими, чем для конденсационного потока при нормальном вакууме. Из этого следует, что на паротурбинной установке с регулируемые отборами при одних и тех же начальных параметрах  $P_{n,n\ onm}$  будет выше, чем на установках КЭС. При этом чем выше давление в отборах и больше расход пара, направляемого тепловому потребителю (по отношению к расходу потока, поступающего в конденсатор), тем больше разница в значениях  $P_{n,n\ onm}$  для установок ТЭЦ и КЭС. В то же время эффективность промежуточного перегрева на установках ТЭЦ ниже. Объясняется это тем, что используемый в турбине перепад энтальпий для потоков, направляемых тепловому потребителю, значительно ниже, чем для конденсационного потока, а энтальпия пара, идущего в отбор при применении промежуточного перегрева, возрастает. Последнее приводит к уменьшению расхода пара в отборе  $D_n$  и, следовательно, к увеличению потерь теплоты в конденсаторе. Кроме того, эффект от уменьшения влажности в части низкого давления (ЧНД) турбины в циклах с промежуточным перегревом при этом также ниже, так как расход пара по конденсационному потоку  $D_k$  резко понижается, а пар потока, направляемого тепловому потребителю, в промышленных отборах является перегре-

тым; в теплофикационных отборах влажность всегда заметно ниже, чем в ЧНД установок конденсационного типа. По этим причинам промежуточный перегрев на отечественных ТЭЦ применяется только на установках, работающих при сверхкритических начальных параметрах, и на одном типе установок при  $P_0 = 12,7$  МПа (с теплофикационными турбинами мощностью 180 МВт). Сверхкритические начальные параметры паротурбинных установок ТЭЦ принимаются такими же, как на конденсационных электростанциях. Проектная мощность теплофикационных блоков составляет 250 МВт.

Для того чтобы определить целесообразность применения промежуточного перегрева на вновь проектируемых установках с турбинами с противодавлением или регулируемые отборами, необходимо (после того как  $P_{n.n. опт}$  выбрано) установить, насколько возрастает электрическая мощность агрегата при одних и тех же исходных данных (одинаковых давлениях пара на входе в турбину, выходе из нее, одних и тех же расходах теплоты  $Q_{m.n}$  и пр.) По этому значению  $\Delta N_{э.н.н}$  необходимо рассчитать годовую выработку электроэнергии  $\Delta \mathcal{E}_2$  и удельные приведенные затраты  $z_{э.н.н}$ , а также сравнить значение  $z_{э.н.н}$  с удельными приведенными затратами  $z_{э.зам}$  для типичной в данном районе конденсационной электростанции, т.е. для КЭС, на основе которой ведется в данное время и будет вестись в ближайшем будущем развитие энергосистемы, в которую войдет проектируемая электростанция (такую КЭС принято называть замещающей электростанцией). Если  $z_{э.н.н} < z_{э.зам}$ , применение промежуточного перегрева на рассматриваемых установках ТЭЦ экономически оправдано.

### 4.3. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНОГО ДАВЛЕНИЯ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ УСТАНОВКИ

Как известно, термический КПД цикла может быть определен из выражения:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_k}{T_{0экв}}, \quad (4.6)$$

где

$T_{0экв}$  – средняя температура подвода теплоты в цикле, равная начальной температуре в эквивалентном цикле Карно.

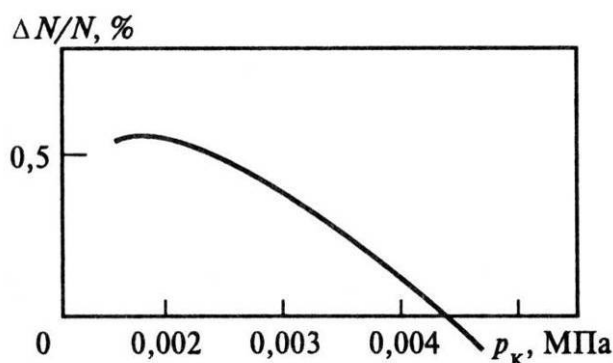
Взяв частные производные функции  $\eta_t = f(T_k, T_{0экв})$  и заменив дифференциалы конечными приращениями, получим:

$$\left. \begin{aligned} (\Delta\eta_t)_k &= -\left(\frac{1}{T_{0экв}}\right)\Delta T_k; \\ (\Delta\eta_t)_н &= \left(\frac{T_k}{T_{0экв}^2}\right)\Delta T_{0экв}, \end{aligned} \right\} \quad (4.7)$$

где индексами «к» и «н» обозначены приращения  $\eta_t$ , при соответствующем изменении конечной и начальной температур цикла.

Из полученных соотношений видно, что при одинаковых приращениях  $\Delta T_k$  и  $\Delta T_{0экв}$  абсолютное значение  $(\Delta\eta_t)_k$  превышает значение  $(\Delta\eta_t)_н$  в  $T_{0экв}/T_k$  раз. Таким образом, даже относительно небольшое снижение  $T_k$  должно оказывать существенное влияние на тепловую экономичность установки. Однако при изменении конечного давления  $P_k$  изменяются также потери с выходной скоростью, внутренний относительный КПД последней ступени турбины, расход пара в конденсатор (при одном и том же расходе на турбину) и конечная влажность пара. Все это приводит к изменениям  $\eta_i$ ; и общей мощности установки.

На рис. 4.10 приведена типичная кривая изменения мощности турбины в зависимости от  $P_k$ . Сначала с понижением  $P_k$  (несмотря на возрастание потерь с повышением выходной скорости и увеличение конечной влажности) мощность растет, но затем, достигнув максимума, снижается. Такое изменение  $\Delta N$  связано с тем, что при некотором давлении в минимальном сечении каналов лопаточной решетки скорость пара принимает критическое значение.



**Рис. 4.10.** Типичная зависимость изменения мощности турбины от конечного давления

Дальнейшее снижение  $P_k$  приводит к расширению пара в косом

срезе, а, когда расширительная способность его оказывается исчерпанной, пар расширяется за пределами ступени и используемый перепад энтальпии уже не изменяется. В то же время температура воды на выходе из конденсатора турбины понижается и, следовательно, в первый регенеративный подогреватель отводится большее количество пара. Это приводит к тому, что расход пара через последние ступени ЧНД падает, а вырабатываемая мощность уменьшается. Несмотря на уменьшение  $D_k$ , потери в конденсаторе возрастают, так как при этом снижается температура конденсата.

С уменьшением удельной нагрузки выхлопа приращение мощности при одних и тех же изменениях давления  $\Delta P_k$  увеличивается, а давление в конденсаторе  $P_{k.пред}$ , до которого при уменьшении  $P_k$  мощность возрастает, уменьшается.

Таким образом, в реальных условиях уменьшать  $P_k$  целесообразно только до определенных значений. При этом следует иметь в виду, что технико-экономически оправданные значения  $P_k$  могут быть заметно выше тех, при которых вырабатывается максимальная мощность.

Действительно, температура, при которой происходит конденсация пара (рис. 4.11), определяется выражением:

$$t_k = t_{в1} + \frac{h_k - h_k^l}{c_p \cdot m} + \delta t = t_{в2} + \delta t.$$

где

$t_{в1}, t_{в2}$  – начальная и конечная температуры охлаждающей воды, °С;

$\delta t$  – недогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе, °С;

$m$  – кратность охлаждения (количество охлаждающей – воды, приходящееся на 1 кг пара, поступающего в конденсатор, кг/кг).

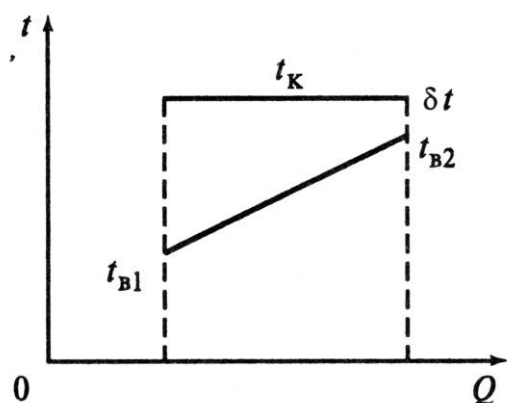


Рис. 4.11.  $t, Q$  -диаграмма для конденсатора турбины

Температура охлаждающей воды  $t_{в1}$  изменяется в широких пределах, и только при ее низких значениях, высоких кратностях охлаждения и небольших  $\delta t$  могут быть достигнуты давления в конденсаторе, близкие к  $P_{к.пред}$ . Однако в этих условиях такие значения  $P_k$  окажутся неоправданными, если при этом расходы на перекачивание охлаждающей воды совместно с отчислениями от возросших капитальных затрат превысят стоимость электроэнергии, выработанной вследствие повышения мощности установки (определенную по приведенным затратам).

Таким образом, значения  $t_k(P_k)$ , кратности охлаждения  $m$  и недогрева  $\delta t$  должны определяться технико-экономическими расчетами. Обычно оптимальные значения кратности охлаждения  $m$  находятся в пределах от 50 до 80 кг/кг, а  $\delta t$  – в пределах от 3 до 6 °С.

На рис. 4.12 приведены кривые изменения  $P_k$  в зависимости от кратности охлаждения при различных температурах охлаждающей воды  $t_{в1}$  и  $\delta t = 3$  °С. В расчетах разность  $h_k - h_k^I$  принята равной 2200 кДж/кг, что соответствует среднему значению этой величины при  $P_k = 0,003 \div 0,005$  МПа и влажности пара около 10 %. Для более дорогостоящего топлива (при прочих равных условиях) экономически оправдан более глубокий вакуум. Когда средняя температура охлаждающей воды на станции ниже, более глубокий вакуум достигается при меньших дополнительных капитальных затратах. Поэтому чем ниже температура охлаждающей воды и выше стоимость топлива, тем экономически оправданнее более глубокий вакуум.

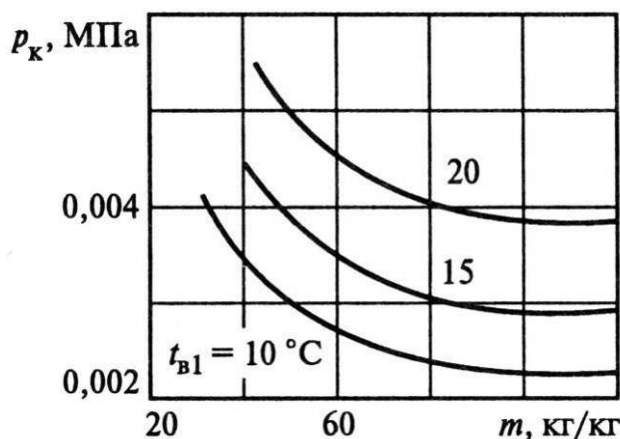


Рис. 4.12. Зависимость  $P_k$  от кратности охлаждения  $m$  при  $\delta t = 3$  °С

В нашей стране в районах использования дорогостоящего топлива обычно среднегодовая температура охлаждающей воды выше, чем в районах использования более дешевого топлива. Поэтому оптимальные значения  $P_k$ , рассчитанные для этих районов, различаются ненамного.

Обычно для КЭС на органическом топливе оптимальные значения давления в конденсаторе находятся в пределах  $0,003 \div 0,0045$  МПа. Для теплофикационных установок, работающих в летнее время в чисто конденсационном режиме или в конденсационном режиме с небольшим отбором пара на теплофикацию, оптимальные значения  $P_k$  выше. В таком режиме эти турбины работают лишь часть общего времени эксплуатации. Поэтому затраты, необходимые для достижения тех же значений  $P_k$ , что и в конденсационной турбоустановке, в этом случае не оправдываются.

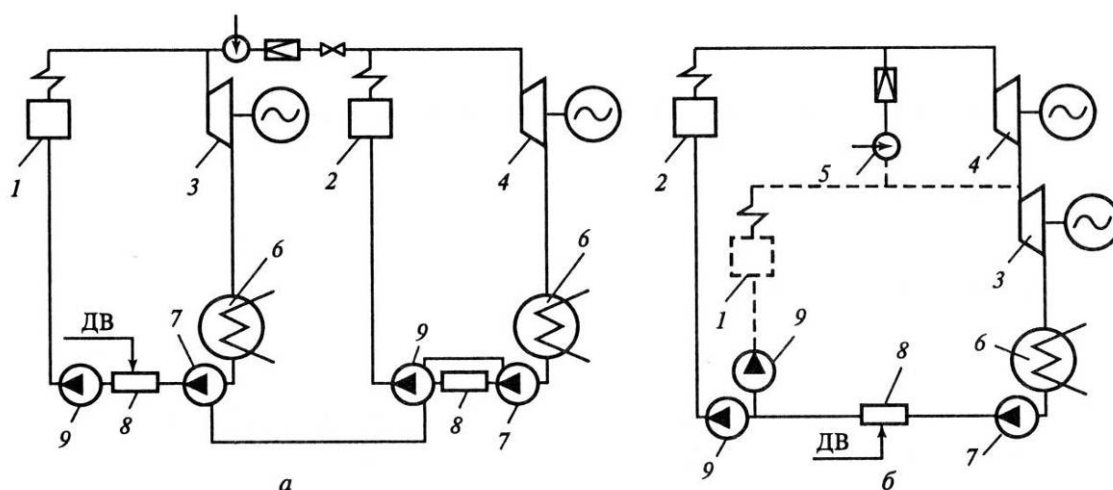
Следует рассматривать АЭС как электростанции, работающие на дешевом топливе. К тому же они строятся в районах с дорогостоящим органическим топливом, где в условиях нашей страны среднегодовая температура охлаждающей воды в основном повышенная. Это одна из причин того, что давление в конденсаторе на АЭС принимается более высоким, чем на обычных электростанциях. Давление  $P_k$  повышают в этом случае также для того, чтобы уменьшить капитальные затраты, которые при таких же, как и в обычных установках, значениях вакуума заметно возрастут, так как удельные расходы пара на АЭС с турбинами насыщенного пара значительно выше, чем с турбинами перегретого пара. Оптимальные значения  $P_k$  на АЭС находятся обычно в пределах  $0,0045 \div 0,0055$  МПа.

#### **4.4. ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАСШИРЯЕМЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. МОДЕРНИЗАЦИЯ ТЭС**

Потребность народного хозяйства в электроэнергии возрастает исключительно быстро. Увеличение мощности электростанций происходит за счет строительства новых электростанций и расширения действующих. При расширении действующей электростанции могут устанавливаться новые конденсационные турбины (на КЭС) или турбины с регулируемыми отборами (на ТЭЦ), а также турбины с противодавлением. В последнем случае давление за турбиной может быть выбрано таким, чтобы отработавший в ней пар использовался на турбинах расширяемой электростанции.

Если при расширении электростанции устанавливаются турбины со своими паровыми котлами, работающие параллельно с существующими установками, то новую паротурбинную установку называют пристройкой (рис. 4.13, а). При расширении электростанции предвключен-

ными турбинами эту часть электростанции называют надстройкой высокого давления (рис. 4.13, б).



**Рис. 4.13. Расширение станции пристройкой (а) и надстройкой (б):**

1, 2 – паровой котел низкого и высокого давления; 3, 4 – турбогенератор низкого и высокого давления; 5 – РОУ; 6 – конденсатор; 7 – конденсатный насос; 8 – система регенеративного подогрева; 9 – питательный насос; ДВ – линия подвода дополнительной воды

Когда электростанция расширяется пристройкой, показатели тепловой экономичности прежней ее части остаются неизменными. Однако показатели экономичности электростанции в целом улучшаются, так как обычно новые агрегаты имеют более высокие начальные параметры и более совершенную конструкцию.

Надстройка может быть выполнена так, чтобы после модернизации электростанции к прежним турбинам подводился пар только от предвключенных турбин. Такую надстройку называют полной. При полной надстройке вся электростанция, в сущности, переводится на более высокие параметры пара. Старые паровые котлы при этом могут быть демонтированы.

Если расход пара предвключенных турбин меньше требуемого расхода на прежние турбины, то недостающее количество пара подается к ним от котлов существующей установки и надстройка является неполной.

Внутренний абсолютный КПД установки с надстройкой может быть определен по формуле:

$$\eta_{i \text{ уст}} = \frac{L_0 + L_n}{q_0 + q_n} \quad (4.8)$$

где

$L_0, L_n$  – работа пара в прежней и предвключенной турбинах, рассчитанная на 1 кг пара, подведенного к существовавшей ранее турбине;

$q_0$  – количество теплоты, затраченной на производство 1 кг пара в прежней установке;

$q_n$  – дополнительный расход теплоты на 1 кг пара в надстройке.

Учитывая, что  $L_n = q_n$ , после преобразования получаем:

$$\eta_{i \text{ уст}} = \frac{L_0}{q_0} \cdot \frac{1 + \frac{L_n}{L_0}}{1 + \frac{L_n}{L_0} \cdot \frac{L_0}{q_0}}$$

или

$$\eta_{i \text{ уст}} = \eta_i^0 \cdot \frac{1 + A_n}{1 + A_n \cdot \eta_i^0}, \quad (4.9)$$

где

$A_n = \frac{L_n}{L_0}$  – энергетический коэффициент;

$\eta_i^0$  – внутренний абсолютный КПД надстраиваемых турбин станции.

Если надстройка полная, то расход пара после предвключенных турбин равен сумме расходов на прежние турбины и  $A_n$  максимальный. При одних и тех же расходах энергетический коэффициент возрастает, конечно, с увеличением параметров пара перед предвключенной турбиной.

Из (4.9) видно, что при принятых новых начальных параметрах надстройка дает тем большую экономию теплоты, чем ниже КПД прежней электростанции.

Формула (4.9) применима как для КЭС, так и для ТЭЦ. В последнем случае следует рассматривать изменение КПД по производству электроэнергии  $\eta_{i \text{ ТЭЦ}}$ . Так как обычно  $\eta_{i \text{ ТЭЦ}} > \eta_i^0$  то относительное повышение КПД при надстройке на ТЭЦ ниже, чем на КЭС. При надстройке ТЭЦ отпуск теплоты внешним потребителям остается неизменным.

Сравнивая схемы электростанций с пристройками и надстройками, можно заметить, что при надстройке сохраняется прежняя система технического водоснабжения, в то время как при пристройке она расширяется.

Технико-экономические расчеты показывают, что капитальные затраты на надстройку быстро окупаются, особенно при дорогостоящем топливе.

Для удобства эксплуатации пристройки обычно соединяют с прежними паротурбинными установками электростанции паровыми и водяными линиями (см. рис. 4.13, *a*). При этом в качестве добавочной воды паровых котлов высокого давления можно использовать конденсат из линии низкого давления. Так как качество добавочной воды для котлов низкого давления может быть заметно ниже, чем для котлов высокого давления, это дает определенную экономию.

Надстройка является одним из методов модернизации электростанций с морально устаревшим оборудованием, при которых их тепловая и общая экономичность существенно повышается. Однако если основное оборудование электростанции после капитального ремонта можно еще длительно эксплуатировать, но показатели этой ТЭС значительно ниже, чем на современных паротурбинных установках, так как оборудование морально устарело, ее можно модернизировать и другими методами. Например, КЭС может быть реконструирована и переведена на комбинированную выработку электрической и тепловой энергии. При такой модификации паровые турбины реконструируются, а паровые котлы могут остаться без существенных изменений. Турбины могут быть оборудованы промышленными и теплофикационными регулируемые отборами или реконструированы в турбины с противодавлением. Конечно, для такой реконструкции потребуются и новое оборудование (сетевые подогревательные установки, деаэраторы подпиточной сетевой воды, редукционно-охладительные установки, паровые и водяные коммуникации в пределах электростанции, а также теплофикационные трубопроводы и паропроводы к потребителю теплоты и др.), приборы и системы автоматического управления, окажется необходимым расширить ряд цехов, прежде всего цеха химической обработки воды, так как наряду с химически обработанной водой для паровых котлов потребуются обработанная вода для заполнения и подпитки тепловых сетей.

При такой модернизации расходы топлива и теплоты на выработку электроэнергии существенно понизятся и могут даже оказаться близкими значениям, характерным для современных ТЭЦ. Однако начальные параметры на реконструируемой установке всегда будут значительно ниже, чем на современной, в то время как давления в отборах примерно одинаковые, поэтому удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, как и общая выработка теплоты  $Q_{m,n}$ , отдаваемой ТП, здесь будет, конечно, заметно ниже, чем на современной ТЭЦ,

рассчитанной на выработку такого же количества теплоты  $Q_{m.n}$ . Поэтому для оценки экономичности принятого метода модернизации следует сопоставить удельные или полные приведенные затраты на производство электроэнергии и теплоты при реконструкции электростанции и строительстве новой. При этом для одного и того же  $Q_{m.n}$  годовая выработка электроэнергии будет разной, и при определении затрат  $Z_3$  на выработку электроэнергии в варианте с меньшей выработкой (при модернизации паротурбинной установки) необходимо учесть  $\Delta Z_3$  по замещающей электростанции.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Перечислите показатели тепловой экономичности КЭС.
2. Поясните понятие «сопряженные параметры».
3. В каком случае экономически оправдано применение промежуточного перегрева пара на КЭС?
4. Как скажется на КПД станции повышение начальных параметров пара?
5. До каких пределов оправдано понижение конечного давления пара? Почему?

## **Глава пятая. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ НА ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ**

### **5.1. ВЛИЯНИЕ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ**

Регенеративный подогрев питательной воды применяется в настоящее время на всех паротурбинных установках. Это объясняется тем, что такой подогрев существенно повышает тепловую и общую экономичность установок. В схемах с регенеративным подогревом потоки пара, отводимые из турбины в регенеративные подогреватели, совершают работу без потерь в холодном источнике (конденсаторе). При этом для одной и той же электрической мощности турбогенератора  $N_g$  расход пара в конденсатор уменьшается и КПД установки увеличивается.

Количество пара, отбираемого из отборов, зависит прежде всего от температуры, до которой может быть подогрет конденсат турбины. Чем выше параметры пара перед турбиной, тем больше интервал температуры подогрева конденсата и больше эффект от применения схемы с регенеративным подогревом. Обычно на электростанциях средних параметров температура питательной воды находится в пределах  $150 \div 170$  °С; при высоких давлениях - в пределах  $225 \div 275$  °С (при номинальной нагрузке и номинальных параметрах пара перед турбиной).

На рис. 5.1, а приведена теоретическая схема подогрева питательной воды при использовании трех регенеративных подогревателей. По этой схеме регенеративный подогрев ведется всем потоком рабочей среды. При такой организации процесса регенеративные подогреватели громоздки, проходные сечения отборов и коммуникаций велики, а потери в них на трение чрезмерно большие. Кроме того, возрастает влажность пара в последних ступенях турбины. Поэтому в реальных установках в регенеративные подогреватели отводится не весь поток пара, а только небольшая его часть (рис. 5.1, б). Здесь этот пар конденсируется, отдавая теплоту конденсации питательной воде. Образовавшийся при этом конденсат вводят в общий поток питательной воды. При такой схеме расход пара в турбине уменьшается от одного отбора к другому. Для одной и той же мощности турбины общий расход пара возрастает, так как 1 кг пара потоков, выводимых в регенеративную систему, совершает меньшую работу, чем 1 кг пара потока, поступившего в конденсатор. В результате высота лопаток в ЧВД получается большей, чем для турбины без регенеративных отборов, а в ЧНД - меньшей. Это, как

известно, увеличивает внутренний относительный КПД  $\eta_{oi}$ . Таким образом, применяемая в реальных установках схема не только устраняет недостатки цикла с постоянным расходом пара, но и дает возможность выполнить проточную часть турбины более совершенной.

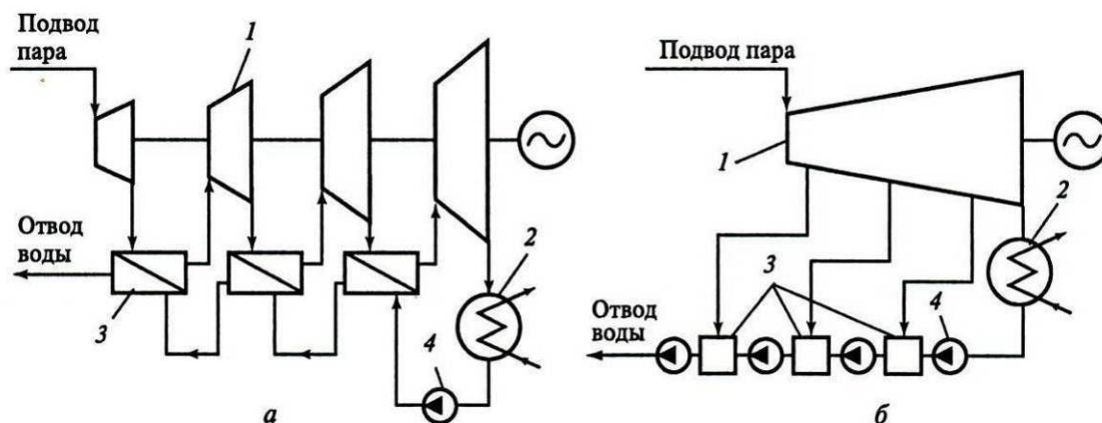


Рис. 5.1. Схемы регенеративного подогрева питательной воды в трех регенеративных подогревателях при отводе в подогреватели всего потока пара (а) (теоретический цикл) и при отводе в них небольшой части пара из отборов турбины (б):

- 1 - турбогенераторная установка;
- 2 - конденсатор;
- 3 - регенеративный подогреватель;
- 4 - насос

На рис. 5.2 в  $T, s$ - диаграмме изображены регенеративные циклы при адиабатическом расширении насыщенного и перегретого пара, когда подогрев питательной воды осуществляется изобарически во многих подогревателях.

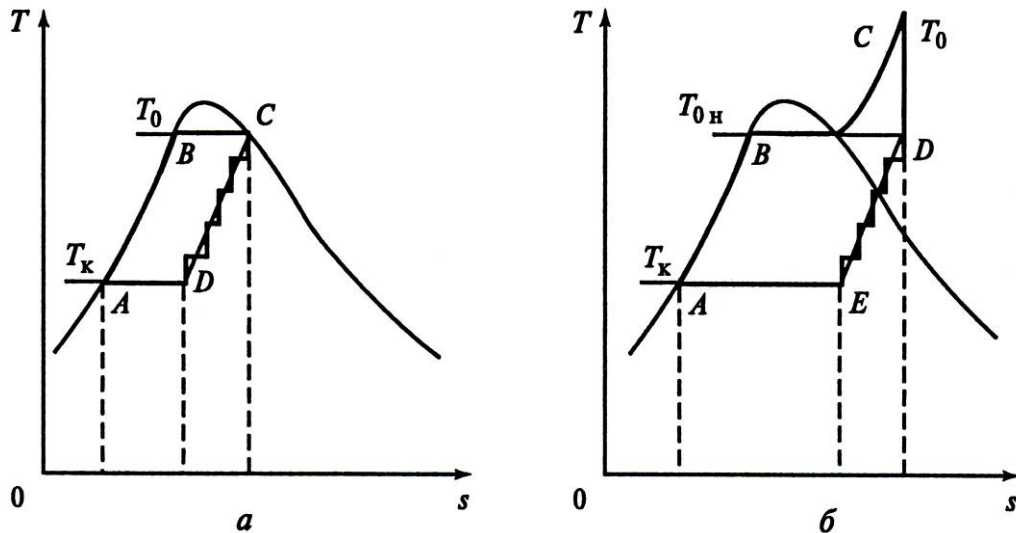


Рис. 5.2. Регенеративный цикл для насыщенного (а) и перегретого (б) пара

При такой схеме для насыщенного пара, когда число подогревателей бесконечно большое, нагрев воды может быть осуществлен до температуры пара  $T_0$ , равной температуре насыщения, и ступенчатая линия  $CD$  (рис. 5.2, а) рабочего процесса преобразуется в плавную кривую, эквидистантную кривой подогрева питательной воды  $AB$ . Полученный при этом цикл называют предельным регенеративным циклом насыщенного пара. Легко видеть, что КПД этого цикла равен КПД цикла Карно.

Регенеративный подогрев питательной воды в цикле с перегретым паром также повышает КПД, однако термический КПД регенеративного цикла перегретого пара всегда ниже КПД цикла Карно при одних и тех же начальных и конечных температурах. Нагрев питательной воды при этом также может быть осуществлен до температуры, близкой к  $T_{0н}$ , которая значительно ниже начальной температуры пара  $T_0$  (рис. 5.2, б).

Рассмотрев рабочий процесс пара для схемы с регенеративным подогревом питательной воды, мы установили, что регенеративный подогрев увеличивает КПД установки, несмотря на то, что при этом для одной и той же мощности установки расход пара на турбину возрастает. Количественная зависимость между значениями КПД регенеративной и простейшей конденсационной установок может быть получена из следующих соотношений.

Для схемы с регенеративным подогревом питательной воды в подогревателях (см. рис. 5.1, б) внутренний абсолютный КПД определяется по формуле:

$$\eta_{ip} = \frac{\alpha_{\kappa} \cdot (h_0 - h_{n.\kappa}) + \sum_1^z \alpha_{jp} \cdot (h_0 - h_{jp})}{\alpha_{\kappa} \cdot (h_0 - h_{\kappa}) + \sum_1^z \alpha_{jp} \cdot (h_0 - h_{jp})}, \quad (5.1)$$

где

$h_0, h_{n.\kappa}$  - энтальпия пара перед турбиной и на входе в конденсатор;

$h_{\kappa}$  - энтальпия конденсата;

$h_{jp}$  - энтальпия пара  $j$ -го отбора;

$\alpha_{jp}, \alpha_{\kappa}$  - доля общего расхода пара на турбину, отбираемая  $j$ -й отбор и поступающая в конденсатор соответственно.

При этом (5.1) можно представить в виде:

$$\eta_{ip} = \frac{\alpha_{\kappa} \cdot (h_0 - h_{n.\kappa})}{\alpha_{\kappa} \cdot (h_0 - h_{\kappa})} \frac{1 + \frac{\sum_1^z \alpha_{jp} \cdot (h_0 - h_{jp})}{\alpha_{\kappa} \cdot (h_0 - h_{n.\kappa})}}{1 + \frac{\sum_1^z \alpha_{jp} \cdot (h_0 - h_{jp})}{\alpha_{\kappa} \cdot (h_0 - h_{\kappa})}}. \quad (5.2)$$

Выражение

$$\frac{\sum_1^z \alpha_{jp} \cdot (h_0 - h_{jp})}{\alpha_{\kappa} \cdot (h_0 - h_{n.\kappa})} = A_p, \quad (5.3)$$

представляет собой отношение работы всех потоков пара, отводимых в отборы, к работе конденсационного потока, а отношение  $(h_0 - h_{n.\kappa}) / (h_0 - h_{\kappa})$  - КПД простейшей конденсационной установки (без регенерации). Таким образом, (5.2) принимает вид

$$\eta_{ip} = \eta_{ik} \cdot \frac{1 + A_p}{1 + A_p \cdot \eta_{ik}}. \quad (5.4)$$

Из (5.4) видно, что во всех случаях, когда  $A_p$  положительно, КПД регенеративного цикла  $\eta_{ip} > \eta_{ik}$ . Чем больше энергетический коэффициент (т.е. работа потоков пара, поступающих в отбор, по сравнению с работой пара конденсационного потока), тем больше эффект от применения регенеративного подогрева. Когда отборов на регенерацию нет ( $\alpha_{jp} = 0$ ),  $\eta_{ip} = \eta_{ik}$ . Аналогичный результат будет и в том случае, когда на подогрев питательной воды отводится свежий пар (из линии до тур-

бины), так как при этом  $(h_0 - h_{ip}) = 0$  и энергетический коэффициент также равен нулю. Подогрев питательной воды свежим паром не увеличивает полезной работы и поэтому не может изменить тепловую экономичность установки.

Регенеративные подогреватели могут быть смешивающего и поверхностного типов. В подогревателях смешивающего типа теплопередача от пара к жидкости осуществляется в процессе барботажа и конденсацией пара непосредственно на струях и каплях воды. Питательная вода при этом может быть нагрета до температуры насыщения греющего пара, поступающего из отбора турбины. Подогреватели поверхностного типа бывают с охладителями перегретого пара и без него. При отсутствии охладителя перегретого пара поток из отбора конденсируется на всех поверхностях теплообмена и температура воды на выходе из подогревателя всегда на  $3 \div 5$  °С ниже температуры насыщения конденсирующегося пара. В подогревателях с охладителем перегретого пара после подогрева в части подогревателя, обогреваемой конденсирующимся паром, поток воды проходит еще через поверхности, к которым подведен перегретый пар. Поэтому здесь недогрев до температуры насыщения пара отбора оказывается ниже. Однако так как расход пара здесь относительно невелик (по сравнению с расходом питательной воды), температура воды после поверхностных подогревателей обычно остается ниже  $t_n$ .

При одной и той же температуре питательной воды чем меньше недогрев до  $t_n$ , тем больше работа потока пара отбора и, как видно из (5.4), выше тепловая экономичность установки. Из этого следует, что наибольший эффект от регенерации будет при применении подогревателей смешивающего типа.

Зависимость (5.4) получена для конденсационной установки, имеющей лишь регенеративные отборы. Если наряду с отборами на регенеративный подогрев в паросиловой установке имеются отборы пара на промышленные нужды и теплофикацию, то зависимость между КПД по производству электроэнергии  $\eta_{iТЭЦ}$  для этой установки и КПД  $\eta_{ик}$  для чисто конденсационной установки имеет вид:

$$\eta_{iТЭЦ} = \eta_{ик} \cdot \frac{1 + A_p + A_{m.n}}{1 + \eta_{ик} (A_p + A_{m.n})} \quad (5.5)$$

где

$$A_{m.n} = \frac{\sum_{j_n}^m \alpha_{j_n} \cdot (h_0 - h_{j_n})}{\alpha_k \cdot (h_0 - h_{n.k})}. \quad (5.6)$$

Здесь  $\alpha_{j_n}$  - доля общего расхода пара, направляемая тепловому потребителю;  $h_{j_n}$  - энтальпия этого пара;  $m$  - общее число отборов на промышленные нужды и теплофикацию;  $A_{m.n}$  - отношение работы потоков пара, отводимых к тепловому потребителю, к работе конденсационного потока.

Из (5.5) видно, что регенеративный подогрев питательной воды на установках с комбинированной выработкой электроэнергии и теплоты в тепловом отношении эффективен и тем в большей степени, чем выше значение энергетического коэффициента  $A_{m.n}$ . Однако при одних и тех же значениях  $A_p$  относительное изменение КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ  $\eta_{iТЭЦ}$  меньше изменения КПД для конденсационной установки  $\eta_{ip}$ .

Энергетические коэффициенты  $A_p$  и  $A_{m.n}$  зависят как от относительных расходов потоков пара, направляемых в отбор, так и от перепада энтальпии  $(h_0 - h_j)$ , используемого в турбине. Чем ниже давление в отборе, тем при одинаковых расходах пара в отборе выше абсолютное значение коэффициента и больше эффект, оказываемый отбором на изменение КПД. Поэтому для турбин с противодавлением регенеративный подогрев повышает экономичность установки (увеличивает выработку электроэнергии на тепловом потреблении) только тогда, когда он осуществляется дополнительным расходом пара, сверх требуемого для нужд производства. В турбинах с регулируемыми отборами регенеративные отборы, расположенные после промышленного, в расчете на одно и то же количество отбираемого пара оказывают большее влияние на КПД  $\eta_{iТЭЦ}$ , и поэтому иногда полное использование их может привести к увеличению КПД даже при некотором уменьшении расхода пара потребителю  $D_n$ . Однако чтобы не нанести ущерб тепловому потребителю, расход пара  $D_n$  уменьшать не следует и регенерацию на этих установках также нужно осуществлять, увеличивая общий расход пара на турбину.

## 5.2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ОТБОРОВ В ТУР-БИНЕ

Эффект от регенеративного подогрева существенно зависит от того, при каких давлениях пар отбирается из турбины на регенеративные подогреватели. Действительно, при одном отборе (одноступенчатая регенерация), когда на регенерацию отбирается пар высокого давления, нагрев ведется до более высокой температуры  $t_{не}$ , чем в условиях, когда отбирается пар низкого давления. Количество отбираемого пара здесь также выше, однако используется при этом небольшой тепловой перепад  $(h_0 - h_p)$ . При обогреве паром низкого давления перепад  $(h_0 - h_p)$  возрастает, но зато уменьшаются  $t_{не}$  и количество пара, которое может быть выведено в отбор. Очевидно, что в соответствии с (4.4) значение  $\eta_{ip}$  максимально, когда энергетический коэффициент  $A_p$  достигает наибольшего значения.

Для одноступенчатого подогрева (рис. 5.3, а):

$$A_p = \frac{\alpha_p \cdot (h_0 - h_p)}{\alpha_k \cdot (h_0 - h_{н.к})} = \frac{\alpha_p \cdot H_0}{\alpha_k \cdot H_k} \quad (5.7)$$

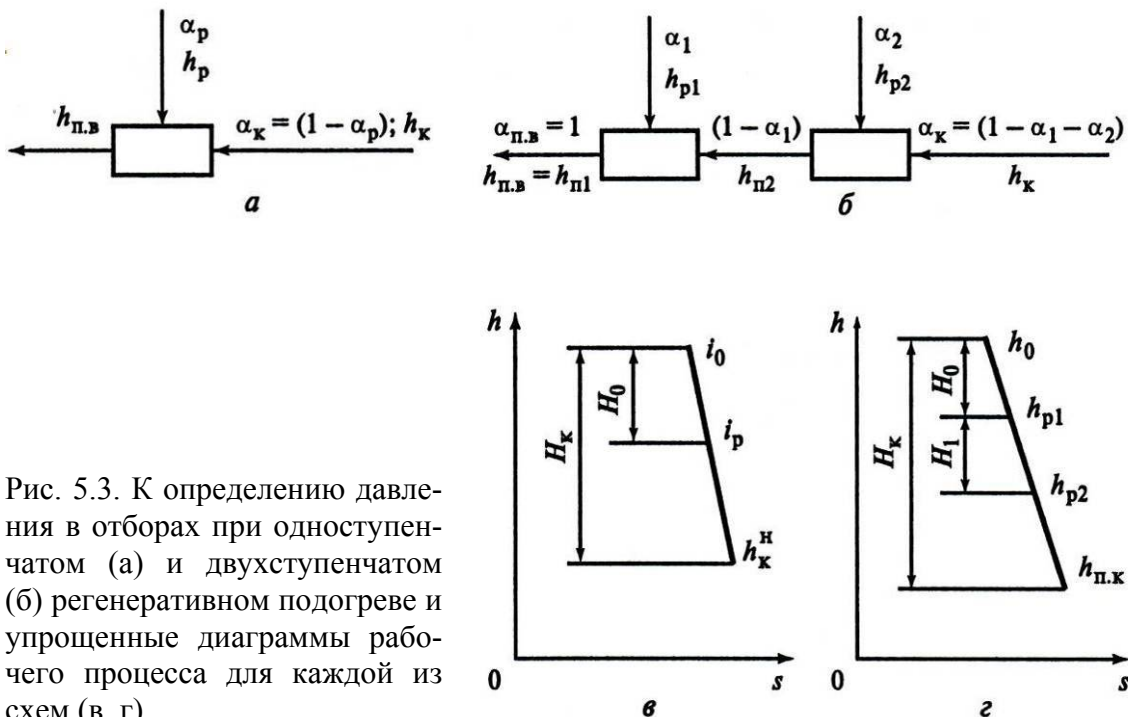


Рис. 5.3. К определению давления в отборах при одноступенчатом (а) и двухступенчатом (б) регенеративном подогреве и упрощенные диаграммы рабочего процесса для каждой из схем (в, г)

Из уравнения теплового баланса для смешивающего подогревателя:

$$h_{n.г} = \alpha_p h_p + (1 - \alpha_p) h_k.$$

Легко установить, что:

$$\alpha_p = \frac{\Delta h_g}{\Delta h_g + \Delta h_n},$$

где

$\Delta h_g$  - изменение энтальпии при нагреве воды в регенеративном подогревателе;

$\Delta h_n = h_p - h_p^I$  - количество теплоты, передаваемой 1 кг пара в регенеративном подогревателе питательной воде (здесь  $h_p^I$  - энтальпия конденсата при температуре, равной  $t_n$ ).

Тогда

$$\alpha_k = 1 - \alpha_p = \frac{\Delta h_n}{\Delta h_g + \Delta h_n}$$

Подставив значения  $\alpha_p$  и  $\alpha_k$  в (4.7), получим:

$$A_p = \frac{\Delta h_g H_0}{\Delta h_n H_k}$$

Так как

$$H_0 = h_0 - h_p = h_0 - h_k - \Delta h_n - \Delta h_g, \quad (5.8)$$

то

$$A_p = \frac{(h_0 - h_k - \Delta h_n) \Delta h_g - \Delta h_g^2}{\Delta h_n (h_0 - h_{n.k})}. \quad (5.9)$$

В уравнении (5.9) значения  $h_0$  и  $h_k$  не зависят от того, при каких параметрах осуществлен отбор; значение  $\Delta h_n$  зависит от параметров отбора, однако для небольшого диапазона изменения параметров вблизи максимума величины  $A_p$  значения  $\Delta h_n$  можно считать постоянными.

При этом максимальное значение  $A_p$  устанавливается, когда:

$$\frac{dF}{d(\Delta h_g)} = 0, \quad (5.10)$$

где

$$F = (h_0 - h_k - \Delta h_n) \Delta h_g - \Delta h_g^2.$$

Взяв производную, получим:

$$h_0 - h_k - \Delta h_n - 2\Delta h_g = 0. \quad (5.11)$$

Из сопоставления (5.8) и (5.11) следует, что:

$$\Delta h_g = H_0, \quad (5.12)$$

т.е. тепловая экономичность при одноступенчатой схеме подогрева питательной воды оптимальна тогда, когда изменение энтальпии при нагреве в регенеративном подогревателе  $\Delta h_g$  равно теплоперепаду в турбине  $H_0$  от начального значения энтальпии пара до ее значения для пара в отборе.

При двухступенчатой схеме регенеративного подогрева энергетический коэффициент (в соответствии с принятыми обозначениями, рис. 5.3, б) определится по формуле:

$$A_p = \frac{\alpha_1 \cdot (h_0 - h_{p1}) + \alpha_2 \cdot (h_0 - h_{p2})}{\alpha_k \cdot (h_0 - h_{n.k})} \quad (5.13)$$

или

$$A_p = \frac{\alpha_1 \cdot H_0 + \alpha_2 \cdot (H_0 + H_1)}{\alpha_k \cdot (h_0 - h_{n.k})}. \quad (5.13a)$$

Рассмотрев уравнения теплового баланса для каждого подогревателя, установим, что:

$$\alpha_1 = \frac{\Delta h_{g1}}{\Delta h_{g1} + \Delta h_{n1}};$$

$$\alpha_2 = \frac{\Delta h_{g2}}{\Delta h_{g2} + \Delta h_{n2}} \cdot \frac{\Delta h_{n1}}{\Delta h_{g1} + \Delta h_{n1}}.$$

Тогда

$$\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = 1 - \frac{\Delta h_{g1}}{\Delta h_{g1} + \Delta h_{n1}} - \frac{\Delta h_{g2}}{\Delta h_{g2} + \Delta h_{n2}} \cdot \frac{\Delta h_{n1}}{\Delta h_{g1} + \Delta h_{n1}},$$

или после простейших преобразований:

$$\alpha_k = \frac{\Delta h_{n1} \cdot \Delta h_{n2}}{(\Delta h_{g1} + \Delta h_{n1}) \cdot (\Delta h_{g2} + \Delta h_{n2})}.$$

В этих уравнениях индексы 1 и 2 при  $\Delta h_g$  и  $\Delta h_n$  показывают, что величины относятся соответственно к первому и второму подогревателям.

Подставив значения  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha_k$  в (5.13), после преобразований получим:

$$A_p = \frac{\Delta h_{g1} \cdot (\Delta h_{g2} + \Delta h_{n2}) \cdot H_0 + \Delta h_{n1} \cdot \Delta h_{g2} \cdot (H_0 + H_1)}{\Delta h_{n1} \cdot \Delta h_{n2} \cdot H_k}. \quad (5.14)$$

Количество теплоты, отдаваемое 1 кг пара при конденсации в подогревателе, зависит от давления в отборе. Если построить кривую изменения  $\Delta h_n$  в зависимости от  $P_{омб}$ , то она будет представлять собой

плавную линию (рис. 5.4, кривая 1), которая может быть описана аналитической функцией. Однако для решения рассматриваемой задачи удобнее эту зависимость заменить ступенчатой кривой с постоянными значениями  $\Delta h_n$  в нескольких диапазонах изменения  $P_{отб}$  (рис. 5.4, кривая 2).

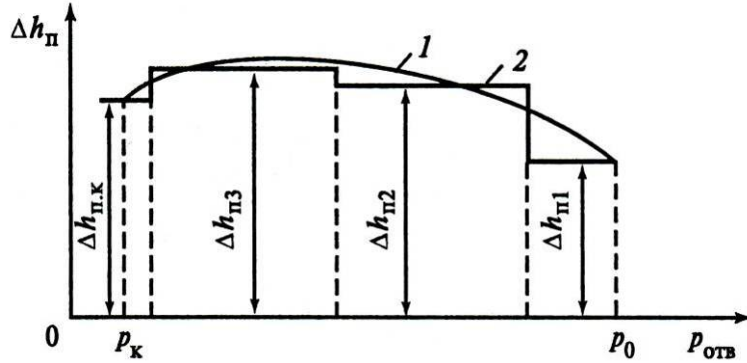


Рис. 5.4. Зависимость количества теплоты, отдаваемой 1 кг пара в подогревателе, от давления в отборе:

1 - действительная кривая;

2 - принимаемая ступенчатая зависимость

В этом случае в (5.14) величины  $\Delta h_{n1}$  и  $\Delta h_{n2}$  имеют постоянные значения и максимальное значение  $A_p$  совпадает с максимумом функции

$$F = \Delta h_{e1} \cdot (\Delta h_{e2} + \Delta h_{n2}) \cdot H_0 + \Delta h_{n1} \cdot \Delta h_{e2} \cdot (H_0 + H_1). \quad (5.15)$$

Так как

$$\begin{aligned} H_0 &= h_0 - h_{p1} = h_0 - (h_{p1}^l + \Delta h_{n1}) = h_0 - (h_{e1} + \Delta h_{n1}) = \\ &= h_0 - h_k - \Delta h_{e1} - \Delta h_{e2} - \Delta h_{n1}; \end{aligned} \quad (5.16)$$

$$H_0 + H_1 = h_0 - h_{p2} = h_0 - h_k - \Delta h_{e2} - \Delta h_{n2}, \quad (5.17)$$

то функция  $F$  может быть приведена к виду:

$$F = \Delta h_{e1} \cdot (\Delta h_{e2} + \Delta h_{n2}) \cdot (\alpha_1 - \Delta h_{e1} - \Delta h_{e2}) + \Delta h_{n1} \cdot \Delta h_{e2} \cdot (\alpha_2 - \Delta h_{e2}), \quad (5.18)$$

где

$$\alpha_1 = h_0 - h_k - \Delta h_{n1}; \quad \alpha_2 = h_0 - h_k - \Delta h_{n2}.$$

Из (5.18) видно, что  $F$  является функцией двух переменных:  $\Delta h_{e1}$  и  $\Delta h_{e2}$ . Максимальное значение функция принимает при значениях  $\Delta h_{e1}$  и  $\Delta h_{e2}$ , определяемых из условий:

$$\frac{\partial F}{\partial (\Delta h_{e1})} = 0; \quad \frac{\partial F}{\partial (\Delta h_{e2})} = 0, \quad (5.19)$$

Условия (5.19) приводят к следующим уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{e1} \cdot (\alpha_1 - \Delta h_{e1} - 2\Delta h_{e2} - \Delta h_{n2}) + \Delta h_{n1} \cdot (\alpha_2 - 2\Delta h_{e2}) &= 0; \\ \Delta h_{e2} \cdot (\alpha_1 - 2\Delta h_{e1} - \Delta h_{e2} - \Delta h_{n2}) + \Delta h_{n2} \cdot (\alpha_1 - 2\Delta h_{e1}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.20)$$

С учетом (5.16) - (5.18) эти уравнения могут быть записаны в виде:

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{e1} \cdot (H_0 - H_1 - \Delta h_{n1} - \Delta h_{e2}) + \Delta h_{n1} \cdot (H_0 - H_1 - \Delta h_{e2}) &= 0; \\ \Delta h_{e2} \cdot (H_0 - \Delta h_{e1} - \Delta h_{n2}) + \Delta h_{n2} \cdot (H_0 - \Delta h_{e1} + \Delta h_{e2}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.21)$$

Решив систему уравнений (5.21), получим:

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{e1} &= H_0; \\ \Delta h_{e2} &= H_1. \end{aligned} \right\} \quad (5.22)$$

Таким образом, при двухступенчатой схеме регенеративного подогрева питательной воды оптимальная тепловая экономичность имеет место, когда нагрев в первом регенеративном подогревателе равен тепловперепаду в турбине от начального значения энтальпии  $h_0$  до ее значения в этом отборе  $h_{p1}$ , а нагрев во втором подогревателе равен разности энтальпий пара первого и второго отборов.

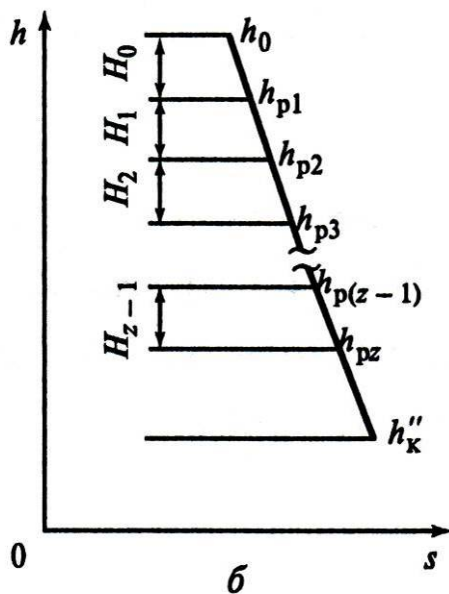
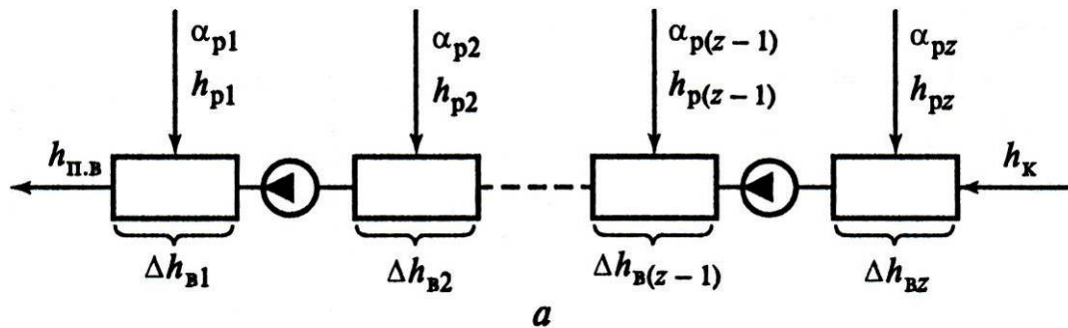


Рис. 5.5. Схема (а) и упрощенная  $h, s$  - диаграмма (б) рабочего процесса многоступенчатого регенеративного подогрева

Проведя аналогичные выводы для трех- или четырехступенчатой схемы, а также для схемы с любым другим числом ступеней подогрева (другим числом регенеративных подогревателей), можно убедиться, что во всех случаях в условиях оптимальной тепловой экономичности по-

догрев в каждом регенеративном подогревателе, кроме первого, равен тепловому перепаду по пару между предшествующим и данным отборами, а подогрев в первом подогревателе - теплоперепаду по пару от начального значения энтальпии до ее значения в первом отборе. В соответствии с обозначениями, принятыми на рис. 5.5, эту закономерность можно записать в виде

$$\Delta h_{e_j} = H_{j-1}, \quad (5.23)$$

где

$j$  изменяется от 1 до  $z$ .

Впервые этот результат получен (но другим методом) В.Я. Рыжкиным.

По полученным зависимостям можно установить формулы, непосредственно определяющие оптимальные значения  $\Delta h_e$ . Так, для одноступенчатой схемы подогрева питательной воды из (5.8) и (5.12) следует:

$$2\Delta h_e = h_0 - h_\kappa - \Delta h_n$$

или

$$\Delta h_e = \frac{h'_0 - h_\kappa}{2} + \frac{\Delta h_{n0} - \Delta h_n}{2}, \quad (5.24)$$

где

$h'_0$  - энтальпия воды при  $P_0$  и температуре насыщения, соответствующей этому давлению;

$$\Delta h_{n0} = h_0 - h'_0.$$

При двухступенчатой регенеративной схеме подогрева воды из сопоставления (5.16), (5.17) и (5.22) получим:

$$2\Delta h_{e1} + \Delta h_{e2} = h_0 - h_\kappa - \Delta h_{n1};$$

$$\Delta h_{e1} + 2\Delta h_{e2} = h_0 - h_\kappa - \Delta h_{n2}.$$

Отсюда после простейших преобразований установим, что в условиях оптимальной тепловой экономичности при двухступенчатом подогреве  $\Delta h_{e1}$  и  $\Delta h_{e2}$  должны иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{e1} &= \frac{h'_0 - h_\kappa}{3} + \frac{\Delta h_{n0} + \Delta h_{n2} - 2\Delta h_{n1}}{3}; \\ \Delta h_{e2} &= \frac{h'_0 - h_\kappa}{3} + \frac{\Delta h_{n0} + \Delta h_{n1} - 2\Delta h_{n2}}{3}. \end{aligned} \right\}, \quad (5.25)$$

Проведя аналогичный вывод для трехступенчатой схемы, получим:

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{e1} &= \frac{h'_0 - h_{\kappa}}{4} + \frac{\Delta h_{n0} + \Delta h_{n2} + \Delta h_{n3} - 3\Delta h_{n1}}{4}; \\ \Delta h_{e2} &= \frac{h'_0 - h_{\kappa}}{4} + \frac{\Delta h_{n0} + \Delta h_{n1} + \Delta h_{n3} - 3\Delta h_{n2}}{4}; \\ \Delta h_{e3} &= \frac{h'_0 - h_{\kappa}}{4} + \frac{\Delta h_{n0} + \Delta h_{n1} + \Delta h_{n2} - 3\Delta h_{n3}}{4}. \end{aligned} \right\}, \quad (5.26)$$

Из сопоставления (5.24) - (5.26) видно, что формула, определяющая оптимальный подогрев в любом подогревателе при общем числе подогревателей, равном  $z$ , имеет вид:

$$\Delta h_{e_m} = \frac{h'_0 - h_{\kappa}}{z+1} + \frac{\Delta h_{n0} + \Delta h_{n1} + \Delta h_{n2} + \dots + \Delta h_{n_{m-1}} + \Delta h_{n_{m+1}} + \dots + \Delta h_{nz} - z\Delta h_{nm}}{z+1}, \quad (5.27)$$

Прибавив к числителю второго члена (5.27)  $\Delta h_{nm}$  и вычтя из него ту же величину, получим:

$$\Delta h_{e_m} = \frac{h'_0 - h_{\kappa}}{z+1} + \frac{\sum_0^z \Delta h_{nj} - (z+1)\Delta h_{nm}}{z+1}, \quad (5.27)$$

Приведенные зависимости установлены из анализа схем с подогревателями смешивающего типа. При поверхностных подогревателях (когда образующийся в них конденсат отводится непосредственно в линию основного конденсата или питательной воды) выражения, определяющие энергетический коэффициент  $A_p$  и значения  $\alpha_p$ , остаются такими же. Поэтому зависимость (5.23) действительна и в этом случае. Но так как при поверхностных подогревателях энтальпия питательной воды на выходе из подогревателя ниже  $h'_p$ , аналогичное рассмотрение приводит к тому, что в условиях оптимальной тепловой экономичности  $\Delta h_e$  в каждом подогревателе должно определяться по формуле

$$\Delta h_{e_m} = \frac{h'_0 - h_{\kappa}}{z+1} + \frac{\sum_0^z \Delta h_{nj} - (z+1)\Delta h_{nm}}{z+1} - \frac{\mathcal{G}}{z+1}, \quad (5.27)$$

где

$$\mathcal{G} = h'_p - h_{e_m} - (h_{e_m} - \text{энтальпия воды за рассматриваемым регенеративным подогревателем}).$$

Приведенные зависимости показывают, что в поверхностных подогревателях энтальпия воды после подогрева ниже, чем в подогревателях смешивающего типа, а давление пара в отборе  $P_{om\bar{o}}$  при этом, наоборот, выше. Действительно, в смешивающих подогревателях  $P_{p.n}$  оп-

ределяется по температуре насыщения  $t_{p.n} = t'_{nm}$ , где температура воды за подогревателем  $t'_{nm}$  рассчитывается по значениям  $\Delta h_g$ , определенным по (5.28) для каждого подогревателя. Давление пара в поверхностных подогревателях соответствует энтальпии воды при температуре насыщения  $(h'_{pm})_{нов}$ , равной  $h_{gm} + \mathcal{G}$ . Очевидно, что значение этой величины выше значения  $h'_{pm}$  для смешивающего подогревателя на:

$$\Delta h_m = \frac{m\mathcal{G}}{z+1}, \quad (5.30)$$

где

$m$  - номер отбора (считая со стороны высокого давления турбины).

В отборах более высокого давления  $\Delta h_m$  меньше. При достаточно большом числе подогревателей местоположение первого отбора почти не изменяется, в то время как последний отбор смещается в сторону более высокого давления настолько, что энтальпия  $h'_p$  возрастает на значение, близкое к значению  $\mathcal{G}$ . Полный недогрев питательной воды при этом по сравнению со схемой, включающей смешивающие подогреватели, уменьшается на  $\frac{z\mathcal{G}}{z+1}$ , т.е. на значение, близкое к значению  $\mathcal{G}$ .

В поверхностных подогревателях (в отличие от подогревателей смешивающего типа) вода не нагревается до температуры насыщения пара в отборе, что приводит к понижению тепловой экономичности схемы. Из (5.28) видно, что в условиях, когда изменением количества теплоты, отдаваемого 1 кг пара в регенеративных подогревателях, можно пренебречь ( $\Delta h_{n0} \approx \Delta h_{n1} \approx \Delta h_{n2} \approx \dots \approx \Delta h_{nz}$ ), подогрев в каждом регенеративном подогревателе смешивающего типа определяется из выражения:

$$\Delta h_{gm} = \frac{h'_0 - h_k}{z+1}. \quad (5.31)$$

Распределение, при котором в каждой ступени осуществляется одинаковый подогрев, называют равномерным распределением подогрева в регенеративных подогревателях. Когда к турбине подводится перегретый пар среднего давления и  $z \geq 4$ , тепловая экономичность установки при равномерном распределении практически такая же, как и при оптимальном (рассчитанном с учетом изменения  $\Delta h_n$ ). Для высоких давлений при оптимальном распределении обычно достигается большая тепловая экономичность, а температура питательной воды при одном и

том же  $z$  ниже. Таким образом, большая тепловая экономичность достигается даже при меньших капитальных затратах.

На рис. 5.6 приводятся типичные зависимости КПД установки от температуры питательной воды и числа регенеративных подогревателей при равномерном распределении отборов (в относительном выражении). Как видно из рисунка, в этом случае в соответствии с (5.31) при одноступенчатой схеме наибольшее значение КПД устанавливается, когда подогрев воды в подогревателе равен  $\frac{h'_0 - h_k}{2}$ ; при двухступенчатом подогреве - когда подогрев составляет  $\frac{2(h'_0 - h_k)}{3}$ ; при трехступенчатом - когда подогрев равен  $\frac{3(h'_0 - h_k)}{4}$  и т.д.

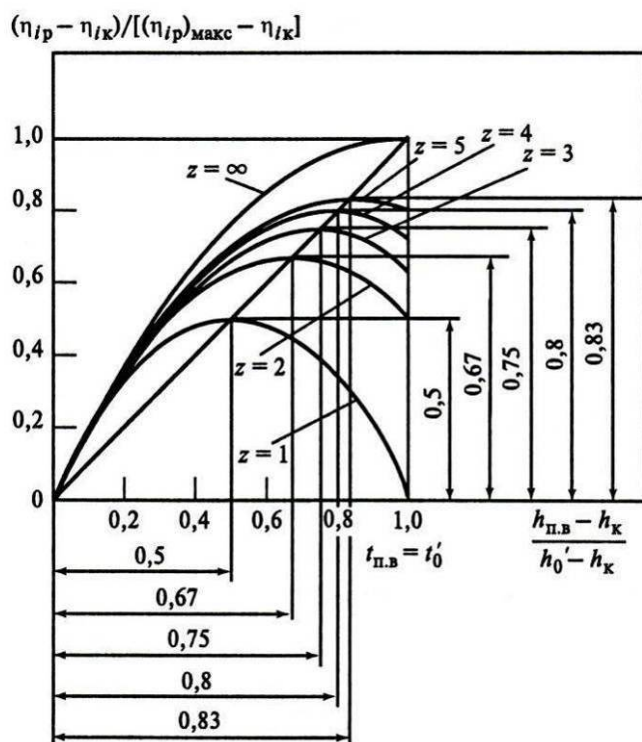


Рис. 5.6. Зависимость тепловой экономичности цикла от энтальпии питательной воды и числа регенеративных подогревателей при равномерном распределении отборов

Таким образом, при переходе от одноступенчатой схемы к двухступенчатой  $h_{п.в}$  возрастает на 1/6 всего возможного подогрева; при переходе от двухступенчатой к трехступенчатой - на 1/12 разности  $(h'_0 - h_k)$  и т.д.

Следовательно, каждая последующая ступень подогрева все в меньшей степени повышает тепловую экономичность установки.

Зная подогрев в каждом регенеративном подогревателе, легко оп-

ределить энтальпию питательной воды. При оптимальном распределении:

$$h_{n.g} = h_k + \sum_1^z \Delta h_{g_j}, \quad (5.32)$$

а при равномерном

$$h_{n.g} = h_k + z \Delta h_g. \quad (5.33)$$

В реальных схемах давление пара в подогревателе обычно на 5÷8 % ниже давления в отборе (из-за потерь давления на преодоление сопротивлений в коммуникациях). В тепловых расчетах это может быть учтено, если недогрев  $\mathcal{Q}$  определять по энтальпии воды при температуре насыщения, соответствующей давлению пара в отборе, а не в подогревателе. При этом все приведенные выше зависимости полностью сохраняют свой вид. В расчетах по определению площадей поверхностей подогревателей необходимо, конечно, исходить из недогрева  $\mathcal{Q}$  по отношению к температуре воды  $t'_{p.n}$ , соответствующей давлению в подогревателе.

Выше было установлено, что с увеличением числа отборов каждый последующий отбор оказывает все меньшее влияние на повышение тепловой экономичности. По мере приближения  $t_{n.g}$  к  $t_{n.g \text{ opt}}$  относительный рост КПД также уменьшается. В то же время капиталовложения непрерывно увеличиваются. Для одного и того же числа регенеративных подогревателей экономически оправданный подогрев воды не равен наивыгоднейшему в отношении тепловой экономичности, а всегда меньше его. Поэтому на реальных установках  $t_{n.g}$  всегда ниже температуры, отвечающей условиям наибольшей тепловой экономичности  $t_{n.g \text{ opt}}$ . Для высоких давлений, когда для увеличения  $t_{n.g}$  требуются большие дополнительные капиталовложения, оптимальная температура в большей мере отличается от термодинамически наивыгоднейшей, чем для низких давлений. При прочих равных условиях разница в значениях этих величин также возрастает с уменьшением стоимости топлива. Поэтому на АЭС (где топливная составляющая удельных приведенных затрат ниже, чем на электростанциях обычного типа) оптимальное значение  $t_{n.g}$  ниже, чем на электростанциях на органическом топливе при одинаковом числе подогревателей; меньше также оптимальное число регенеративных подогревателей.

Можно показать, что при  $t_{n.g} \neq t_{n.g \text{ opt}}$  значения КПД будут наибольшими, когда нагрев во всех подогревателях, за исключением первого, определяется по тем же зависимостям [см. (5.23)]. Расположение

первого регенеративного отбора для выбранного значения  $t_{n.г}$  легко установить. Действительно, для принятого значения  $t_{n.г}$  температура насыщения в регенеративном подогревателе  $t'_{p.n} = t_{m.г} + \mathcal{G}$ . Этой температуре соответствуют определенное значение давления  $P_{p.n}$  и давление в отборе  $P_{отб1} = (1,05 \div 1,08)P_{p.n}$ . За этим отбором (по ходу пара в турбине) имеется еще  $(z - 1)$  отборов. Нагрев воды в подогревателе, обогреваемом паром каждого из них, определяется по (5.29) при общем числе отборов, уменьшаемом на единицу. Таким образом, распределение отборов в турбине при температуре питательной воды, не равной  $t_{n.г\text{ opt}}$ , также не встречает трудностей.

На практике находит применение и такой метод распределения регенеративных подогревателей, при котором подогрев производится из расчета, чтобы в каждом подогревателе энтропия воды возрастала на одно и то же значение  $\Delta s$ . В условиях оптимальной тепловой экономичности при данном числе подогревателей  $z$  рост энтропии в одном подогревателе определяется по формуле:

$$\Delta s = \frac{s_0 - s_{\kappa}}{z + 1}, \quad (5.34)$$

а при подогреве до некоторой температуры  $t_{n.г}$  - по формуле

$$\Delta s = \frac{s_{n.г} - s_{\kappa}}{z}, \quad (5.35)$$

где

$s_0$  - энтропия питательной воды при температуре, равной температуре насыщения для давления  $P_0$  (на входе в турбину);

$s_{n.г}$  - энтропия питательной воды при температуре  $t_{n.г}$ ;

$s_{\kappa}$  - энтропия воды на входе в регенеративный подогреватель последнего отбора.

Доказано также, что при изотермическом отводе теплоты от пара (т.е. когда отсутствуют поверхности, через которые теплота передается перегретым паром, и поверхности, на которых происходит переохлаждение конденсата) наибольшие значения КПД устанавливаются, когда температура воды в подогревателях изменяется по геометрической прогрессии, т.е.:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2}{T_3} = \frac{T_3}{T_4} = \dots = \frac{T_{z-1}}{T_z} = \frac{T_z}{T_{\kappa}}, \quad (5.36)$$

где

$T_1$  - температура питательной воды, К;

$T_2 \div T_z$  - температура воды на выходе из соответствующего подогревателя, К;

$T_k$  - температура конденсата на входе в подогреватель последнего отбора, К.

Находит применение также метод распределения отборов, при котором нагрев в подогревателях определяется из зависимости:

$$\frac{\Delta h_{e0}}{\Delta h_{e1}} = \frac{\Delta h_{e1}}{\Delta h_{e2}} = \frac{\Delta h_{e2}}{\Delta h_{e3}} = \dots = \frac{\Delta h_{e,z-1}}{\Delta h_{e,z}} = m, \quad (5.37)$$

где

$$\Delta h_{e0} = h'_0 - h_{n,e};$$

$$m = \sqrt[z+1]{\frac{\Delta h_{n0}}{\Delta h_{n\kappa}}}. \quad (5.38)$$

При выбранной температуре питательной воды (когда положение первого отбора определено, а число распределяемых отборов  $z' = z - 1$ ) уравнения (5.37) и (5.38) принимают вид:

$$\frac{\Delta h_{e1}}{\Delta h_{e2}} = \frac{\Delta h_{e2}}{\Delta h_{e3}} = \dots = \frac{\Delta h_{e,z-1}}{\Delta h_{e,z}} = m, \quad (5.37a)$$

где

$$m = \sqrt[z]{\frac{\Delta h_{n1}}{\Delta h_{n\kappa}}}. \quad (5.38a)$$

Формулы (5.37) и (5.38) [так же как (5.37a) и (5.38a)] получены в предположении, что значение  $\Delta h_n$  может быть выражено в зависимости от энтальпии воды при температуре насыщения  $h'_p$  в интервале давлений от  $P_\kappa$  до  $P_{p1}$  линейной зависимостью.

Приведенные соотношения могут применяться в расчетах распределения регенеративного подогрева по ступеням как на конденсационных установках насыщенного и перегретого пара, так и на ТЭЦ. Однако на ТЭЦ номинальные значения давления в регулируемых отборах задаются, поэтому весь интервал возможного подогрева воды разбивается на два или три интервала в зависимости от числа регулируемых отборов. При одном отборе устанавливаются два интервала (от температуры воды на входе в первый регенеративный подогреватель  $t_k$  до температуры в регулируемом отборе  $t'_p$  и от  $t'_p$  до температуры насыщения  $t'_0$  на входе в турбину), при двух - три интервала (от  $t_k$  до температуры насыщения  $t'_{p1}$ , для первого регулируемого отбора, затем от  $t'_{p1}$ , до тем-

пературы насыщения  $t'_{p2}$  для второго регулируемого отбора и от  $t'_{p2}$  до  $t'_0$ ). Распределение подогрева в каждом из этих интервалов проводится по приведенным выше зависимостям.

Аналогично распределяются отборы на установках насыщенного пара без промежуточного перегрева. На таких установках обычно поток пара после ЧВД турбины отводится в сепаратор, работающий при определенном давлении  $P_c$ . Поэтому весь интервал возможного подогрева воды разбивается на два участка: от  $t_k$  до температуры насыщения  $t'_c$ , соответствующей давлению в сепараторе, и от  $t'_c$  до  $t'_0$ . При температурах от  $t_k$  до  $t'_c$  обогрев воды ведется из отборов ЧНД, при температурах от  $t'_c$  до  $t'_0$  - из отборов ЧВД. Распределение отборов в ЧВД и ЧНД турбин проводится отдельно.

Анализ этой схемы показал, что при давлениях пара перед турбиной примерно до 5 МПа, когда число регенеративных подогревателей  $z > 4$ , можно применять равномерное распределение подогрева [см. (5.31)]. Однако при этом наибольшая тепловая экономичность будет при следующем условии:

$$\Delta h_{г\ ЧВД} = (1 - \omega_{ЧВД}) \Delta h_{г\ ЧНД}, \quad (5.39)$$

где

$\Delta h_{г\ ЧНД}, \Delta h_{г\ ЧВД}$  - нагрев воды в регенеративных подогревателях, обогреваемых паром от ЧНД и ЧВД;

$\omega_{ЧВД}$  - влажность пара на выходе из ЧВД турбины.

На электростанциях с надстройками дополнительный подогрев питательной воды от отборов предвключенных турбин следует применять только в тех случаях, когда надстройка полная. Производительность котельных установок при этом должна выбираться такой, чтобы обеспечить полный расход пара на надстраиваемые турбины и в отборы турбин высокого давления. Расширение сферы применения регенеративного подогрева приводит в этих условиях к дальнейшему повышению КПД станции.

Если надстройка неполная, применять схему с отбором пара на регенерацию от предвключенных турбин не следует. Действительно, при неполной надстройке установка, работая при максимальной производительности паровых котлов высокого давления, не обеспечивает требуемый расход пара на турбины низкого давления. Если при этом часть пара  $\Delta D$  из отборов предвключенной турбины отвести, то для того чтобы надстраиваемые установки загрузить полностью, потребуется на то же значение  $\Delta D$  увеличить производительность котлов низкого давления.

Тогда при одинаковых потерях в конденсаторе общее количество выработанной электроэнергии уменьшится. Сократится также и общее количество теплоты, переданной в котельных установках высокого и низкого давления перегретому пару, однако лишь настолько, насколько уменьшилась выработка электроэнергии. Таким образом, применение регенеративного подогрева паром, отбираемым от надстроенной части турбинной установки, приведет лишь к понижению тепловой экономичности станции.

### 5.3. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ В ЦИКЛАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Описанные методы определения расположения регенеративных подогревателей могут быть применены при расчете схем без промежуточного перегрева пара. В настоящее время наряду со схемами без промежуточного перегрева широкое распространение получили схемы с одним промежуточным перегревом. Для такой схемы тепловая экономичность существенно зависит от расположения регенеративного подогревателя, обогреваемого паром из первого отбора, находящегося непосредственно за промежуточным перегревателем (по ходу пара).

В схемах с промежуточным перегревом один регенеративный подогреватель всегда целесообразно располагать так, чтобы он обогревался частью пара, отбираемого из потока, направляемого на перегрев (рис. 5.7). Нагрев питательной воды в этом подогревателе, непосредственно определяемый расположением следующего отбора, в условиях оптимальной тепловой экономичности значительно выше, чем во всех других подогревателях, и зависит от начальных параметров пара и параметров промежуточного перегрева, температуры питательной воды, числа отборов в головной части турбины и за пароперегревателем, а также их расположения.

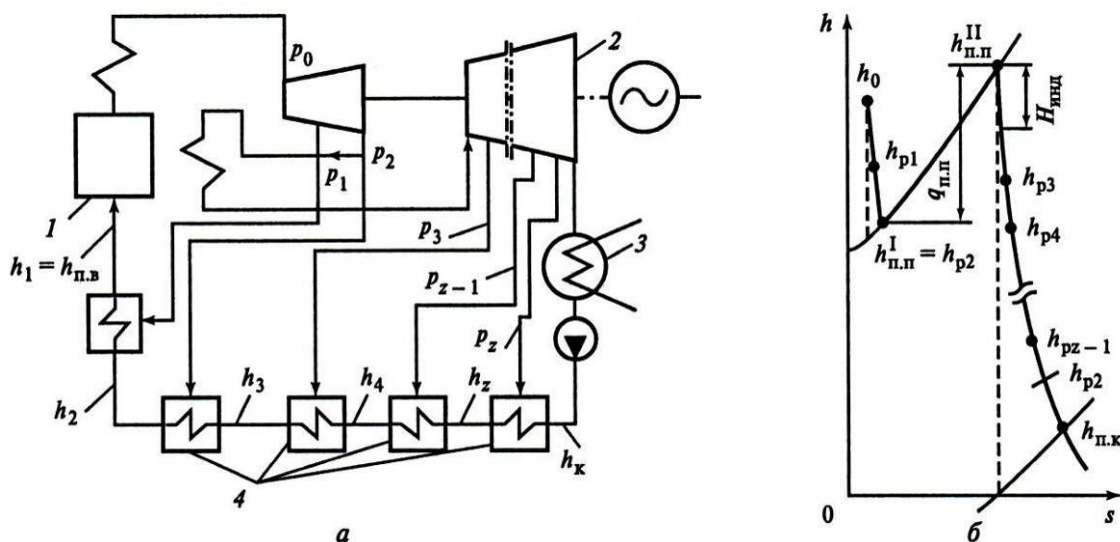


Рис. 5.7. Схема установки (а) и рабочий процесс пара в турбине с промежуточным перегревом (б):

1 - паровой котел; 2 - турбогенератор; 3 - конденсатор; 4 - регенеративный подогреватель;  $h_{п.п.}^I$ ,  $h_{п.п.}^{II}$  - энтальпия пара на выходе из ЧВД и входе в ЧСД турбины (после промежуточного пароперегревателя)

На применяющихся в нашей стране установках, работающих на перегретом паре с промежуточным перегревом, наряду с этим имеется еще один отбор при более высоких параметрах.

Однако, как показывают технико-экономические расчеты, в некоторых случаях [при дешевом топливе или когда паротурбинная установка проектируется для покрытия переменной части графика электрических нагрузок] питательную воду целесообразно подогревать до относительно невысоких значений  $t_{n.г}$ , и тогда наличие этого отбора экономически не оправдано. Если питательная вода после подогревателя, обогреваемого паром из линии, идущей на промежуточный перегреватель, направляется непосредственно в котельную установку, то температура  $t_{n.г}$  (соответственно  $h_{n.г}$ ) известна и при данном числе регенеративных подогревателей может быть установлено одно расположение отборов, обеспечивающее оптимальную тепловую экономичность. Если в части турбины до выхода потока из ЧВД имеется отбор на регенеративный подогреватель, то от его расположения зависит распределение подогревателей, находящихся за промежуточным перегревателем.

Показано, что в условиях, когда значения  $\Delta h_n$ , определенные для всех отборов, могут быть выражены линейными зависимостями от  $h_{n.г}$  (т.е. аппроксимированы прямыми), в схемах с одним или двумя регенеративными подогревателями, обогреваемыми паром из ЧВД турбины, оптимальное расположение всех отборов определяется выражениями:

$$\frac{\Delta h_{г2} + \Delta h_{n2} \cdot \left( 1 + \frac{q_{n.n}}{h_0 - h_{n.г}} \cdot \frac{\Delta h_{n1}}{\Delta h_{г1} + \Delta h_{n1}} \right)}{\Delta h_{n3}} = \frac{\Delta h_{г3} + \Delta h_{n3}}{\Delta h_{n4}}; \quad (5.40)$$

$$\frac{\Delta h_{n3}}{\Delta h_{n4}} = \frac{\Delta h_{n4}}{\Delta h_{n5}} = \frac{\Delta h_{n5}}{\Delta h_{n6}} = \dots = \frac{\Delta h_{nz-1}}{\Delta h_{nz}} = \frac{\Delta h_{nz}}{\Delta h_{n.к}} = m; \quad (5.41)$$

где

$q_{n.n}$  - количество теплоты, подведенной к 1 кг пара в промежуточном перегревателе;

$\Delta h_{nz}$  - количество теплоты, которое отдается в регенеративном подогревателе 1 кг пара, отбираемым из потока, идущего в последний подогреватель;

$\Delta h_{n.к}$  - количество теплоты, отдаваемой 1 кг пара в конденсаторе.

Если в ЧВД турбины до отвода пара на перегрев отборов нет, то  $\Delta h_{г1} = 0$  и (5.40) принимает вид:

$$\frac{\Delta h_{e2} + \Delta h_{n2} \cdot \left(1 + \frac{q_{n.n}}{h_0 - h_{n.e}}\right)}{\Delta h_{n3}} = \frac{\Delta h_{e3} + \Delta h_{n3}}{\Delta h_{n4}}, \quad (5.40)$$

В (4.41) отношение  $m = \frac{\Delta h_{ni}}{\Delta h_{ni+1}}$ , определится из зависимости

$$m = z^{-2} \frac{\sqrt{\Delta h_{n3}}}{\sqrt{\Delta h_{n.k}}}. \quad (5.42)$$

Уравнения (5.40) - (5.42) можно решить методом последовательных приближений. Целесообразно сначала (при принятом значении  $h_{n.e}$ ) задаться значением  $\Delta h_{e2}$  и для полученного при этом расположения отбора за промежуточным перегревателем разбить подогрев по отдельным подогревателям. После этого можно по (5.40) определить  $\Delta h_{e2}$ . Если полученное значение совпадает с первоначально принятым, разбивка отвечает оптимальному КПД.

Существует и другой метод определения расположения регенеративных подогревателей в схемах с промежуточным перегревом. Этот метод действителен при любой закономерности изменения  $\Delta h_n$  в зависимости от  $\Delta h_{e2}$ . Если первый отбор за промежуточным перегревателем провести при давлении пара, близком к давлению на выходе в ЧСД турбины (непосредственно за промежуточным перегревателем), то КПД цикла не только не возрастет, но даже уменьшится. По мере снижения давления в этом отборе КПД цикла начинает возрастать. Из этого следует, что существует точка на линии расширения пара за перегревателем, в которой расположение регенеративного отбора не оказывает никакого влияния на КПД цикла. Эта точка названа *индифферентной точкой линии расширения* за пароперегревателем.

Зависимость для определения параметров в этой точке может быть получена из условия постоянства тепловой нагрузки котла, т.е.:

$$Q_k = \frac{\alpha_0(h_0 - h_{n.e}) + \alpha_{n.n} \cdot q_{n.n}}{\eta_{mp}} = const, \quad (5.43)$$

где

$\alpha_0 = 1$  - относительный расход свежего пара на турбину;

$\alpha_{n.n}$  - относительный расход пара через промежуточный пароперегреватель;

$h_0$  и  $h_{n.e}$  -энтальпия свежего пара и питательной воды, кДж/кг.

Если предположить, что при  $Q_k = const$  можно отказаться от про-

межуточного перегрева, то котел должен произвести дополнительно свежего пара в количестве:

$$\Delta\alpha_0 = \frac{\alpha_{n.n} \cdot q_{n.n}}{h_0 - h_{n.в}}. \quad (5.44)$$

Этот поток пара произвел бы в ЧВД турбины дополнительную работу:

$$\Delta L_{ЧВД} = \Delta\alpha_0 H_{np}^{ЧВД}, \quad (5.45)$$

где

$$H_{np}^{ЧВД} - \text{приведенный теплоперепад пара в ЧВД турбины, кДж/кг,}$$

$$H_{np}^{ЧВД} = h_0 - h_{p1} + (1 - \alpha_1)(h_{p1} - h_{n.n}^I), \quad (5.46)$$

и лишь только после этого какая-то часть потока ( $\Delta\alpha_0$ ) была бы использована в качестве греющего пара в регенеративном подогревателе, питаемом паром, выходящим из ЧВД.

Таким образом, при наличии промежуточного перегрева для того, чтобы найти на линии расширения пара за перегревателем точку, отбор пара из которой для регенерации был бы равноэкономичен использованию в этих же целях выхлопного пара ЧВД (индифферентную точку), необходимо, чтобы после промежуточного перегрева поток пара произвел работу, равную  $\Delta L_{ЧВД}$ .

Таким образом, теплоперепад от точки с параметрами пара после промежуточного перегрева до индифферентной точки (см. рис. 5.7) можно определить из равенства:

$$H_{инд} \cdot \alpha_{n.n} = \Delta L_{ЧВД}. \quad (5.47)$$

Подставив (5.44) в (5.47), получим:

$$H_{инд} = \frac{H_{np}^{ЧВД}}{h_0 - h_{n.в}} \cdot q_{n.n}. \quad (5.48)$$

После установления параметров пара в индифферентной точке необходимо найти положение регенеративных отборов, расположенных за ней. Для этих целей может быть использована любая из известных методик, разработанных для установок без промежуточного перегрева пара. При этом необходимо рассматривать турбоустановку без промежуточного перегрева пара с начальными параметрами  $P_{инд}$  и  $t_{инд}$ , у которой число регенеративных отборов  $z' = z - z_{ЧВД}$ . Такая аналогия совершенно оправдана, так как из теории регенеративного подогрева известно, что отбор свежего пара для регенерации не влияет на тепловую экономичность установки, как и отбор пара из индифферентной точки.

На АЭС с турбоустановками, работающими на насыщенном паре,

применяют одноступенчатый паровой промежуточный перегрев.

При наличии промежуточного сепаратора и одного пароперегревателя (греющая среда - свежий пар) и при отказе от промежуточного перегрева через проточную часть ЧВД турбины пошел бы дополнительный поток пара в количестве

$$\Delta\alpha_0 = \alpha_{zp} = \frac{\alpha_{n.n} q_{n.n}}{q_0}; \quad (5.49)$$

здесь

$q_0 = h_0 - h'_0$  - количество теплоты, выделяющееся при конденсации 1 кг греющего пара в пароперегревателе, кДж/кг.

Тогда теплоперепад от точки с параметрами пара после пароперегревателя до индифферентной точки определяется по зависимости, аналогичной (5.48):

$$H_{инд} = \frac{H_{np}^{ЧВД}}{q_0} \cdot q_{n.n}. \quad (5.50)$$

При использовании схемы, приведенной на рис. 3.11, б, и отказе от промежуточного перегрева в ЧВД турбины была бы получена дополнительная работа

$$\Delta L'_{ЧВД} = \alpha_2 H_{np}^{ЧВД} + \alpha_1 (h_1 - h_c), \quad (5.51)$$

где

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  - расход греющего пара на первую и вторую ступени пароперегревателя.

С учетом (3.16)  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  определяются по формулам:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{n.n} \cdot q_{n.n}}{2 \cdot q_1}; \quad \alpha_2 = \frac{\alpha_{n.n} \cdot q_{n.n}}{2 \cdot q_0}, \quad (5.52)$$

тогда

$$\Delta L'_{ЧВД} = \left( \frac{H_{np}^{ЧВД}}{q_0} + \frac{h_1 - h_c}{q_1} \right) \cdot \frac{q_{n.n}}{2} \cdot \alpha_{n.n}. \quad (5.53)$$

Формула для определения теплоперепада до индифферентной точки в этом случае имеет вид:

$$H_{инд} = \left( \frac{H_{np}^{ЧВД}}{q_0} + \frac{h_1 - h_c}{q_1} \right) \cdot \frac{q_{n.n}}{2}. \quad (5.54)$$

Для схем с сепаратором, но без пароперегревателя  $q_{n.n} = 0$  и в соответствии с (5.54)  $H_{инд} = 0$ . Следовательно, распределение отборов в частях турбины до сепаратора и за ним следует проводить отдельно для

каждого интервала давлений (от начального до давления на выходе из ЧВД и от давления на входе в ЧНД турбин до давления в конденсаторе) по приведенным выше зависимостям или применив равномерное распределение в ЧВД и ЧНД. При равномерном распределении соотношение между  $\Delta h_{в,ЧВД}$  и  $\Delta h_{в,ЧНД}$  определяется по (5.39).

В схемах с промежуточным перегревом пара, так же как на установках без промежуточного перегрева, при постоянном числе регенеративных подогревателей существует определенная температура питательной воды, при которой  $\eta_i$  - (соответственно  $\eta_э$ ) принимает максимальное значение. Это хорошо видно из рис. 5.8, где приведены зависимости  $\eta_э$  от  $t_{н.в}$  для паротурбинной установки на сверхкритических начальных параметрах.

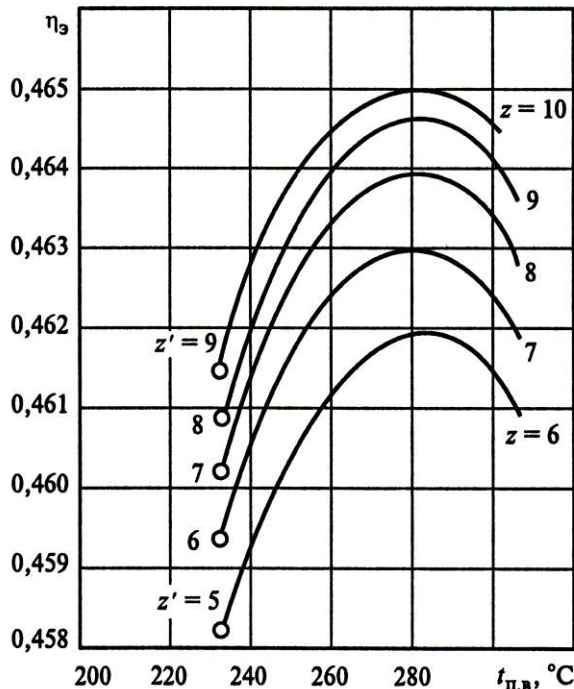


Рис. 5.8. Зависимость электрического КПД  $\eta_э$  от температуры питательной воды при различных  $z$  ( $P_0 = 23,5 \text{ МПа}$ ,  $P_{н.н} = 2,94 \text{ МПа}$ ):

О - схема с одним отбором в ЧВД турбины (из потока, направляемого на промежуточный перегрев);  
 — - схема с двумя отборами в ЧВД

Здесь для схемы с одним отбором из ЧВД турбины при общем числе подогревателей  $z' = z - 1$  (точки показаны кружочками) температура питательной воды определяется давлением в промежуточном пароперегревателе и не зависит от общего числа регенеративных подогревателей. С повышением  $t_{н.в}$  (когда устанавливается еще один регенеративный подогреватель, к которому подводится пар из ЧВД турбины) значения КПД растут и достигают максимальных значений при темпе-

ратуре  $t_{n.g.onm}$ , которая практически не зависит от числа регенеративных подогревателей  $z$ . С увеличением  $z$  оптимальные значения КПД возрастают менее заметно, чем на установках без промежуточного перегрева. Все это объясняется тем, что при изменении  $t_{n.g}$  в таких схемах увеличивается или уменьшается подогрев в первом (по ходу пара в турбине) регенеративном подогревателе  $\Delta h_{g1}$ , в то время как суммарный подогрев воды во всех остальных подогревателях сохраняется постоянным. Этот подогрев остается неизменным также при увеличении или уменьшении числа подогревателей  $z$ . Таким образом, во всех рассматриваемых здесь случаях изменяется в основном процесс подогрева питательной воды лишь в части турбоагрегата после промежуточного перегревателя (при  $t_{n.g} = const$ ). Так как давление промежуточного перегрева обычно невелико, то очевидно, что изменение  $z$  не может отразиться на значениях  $\eta_{i.onm}$  и  $t_{n.g.onm}$  в такой же мере, как на установках без промежуточного перегрева.

#### **5.4. ВЫБОР УСЛОВИЙ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ОПТИМАЛЬНУЮ ОБЩУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА**

Было отмечено, что для одного и того же числа регенеративных подогревателей экономически оправданный подогрев питательной воды не равен наивыгоднейшему в отношении тепловой экономичности, а всегда меньше его. При этом каждому числу регенеративных подогревателей  $z$  соответствует своя температура  $t_{n.g}$ , при которой удельные приведенные затраты  $z_{э.onm}$  минимальны. Сравнив значения  $z_{э.onm}$ , рассчитанные при различных  $z$ , легко установить число регенеративных подогревателей  $z_{onm}$  и значение температуры  $t_{n.g.onm}$ , при которых устанавливается оптимальная общая экономичность ( $z_{э.onm} = \min$ ).

В схемах без промежуточного перегрева оптимальные условия можно определить непосредственно из сравнения результатов расчетов, проведенных при нескольких значениях общего числа регенеративных подогревателей. В расчетах по выбору  $t_{n.g}$  и  $z$ , для схем с промежуточным перегревом число отборов в ЧВД турбины оставляют обычно одним и тем же, а изменяют число отборов (следовательно, и число подогревателей) за промежуточным перегревателем  $z'$ . При этом расчеты с различным  $z'$  проводят для нескольких значений  $t_{n.g}$  и из всех вариан-

тов выбирают тот, при котором  $z_0 = \min$ .

Распределения отборов, рассчитанные по приведенным выше зависимостям, далеко не всегда могут быть соблюдены достаточно точно. Турбина имеет конечное число ступеней и, следовательно, определенные значения давлений в камерах отбора. Эти значения могут отличаться, конечно, от тех, которые обеспечивают оптимальную тепловую экономичность. Стремление установить деаэратор при определенном давлении (выбранном из других соображений) и провести отбор из выхлопных патрубков цилиндров также может привести к необходимости внесения некоторых изменений в рассчитанные распределения отборов. Небольшие отступления, как правило, не приводят к сколько-нибудь заметному изменению тепловой экономичности. Однако для окончательного решения необходимо в каждом конкретном случае значения КПД установки, рассчитанные при выбранной схеме, сопоставить со значениями, определенными при оптимальном распределении отборов.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Всегда ли оправдано применение регенеративного подогрева питательной воды?
2. Поясните принцип выбора оптимальных параметров регенеративного подогрева.
3. Каков физический смысл индифферентной точки?
4. Охарактеризуйте методы распределения нагрева питательной воды по ступеням регенеративного подогрева питательной воды.
5. Поясните термин «условное топливо».

## Глава шестая. ТЕХНОЛОГИЯ ОТПУСКА ПАРА И ТЕПЛОТЫ ОТ ТЭС

### 6.1. ПОТРЕБИТЕЛИ ТЕПЛОТЫ И ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ

Теплота от ТЭС (ТЭЦ, КЭС, ПГУ) отпускается потребителям либо с паром, либо с горячей водой. Теплоту, отпускаемую с паром, используют, как правило, предприятия нефтеперерабатывающей, нефтехимической, текстильной, пищевой промышленности и др. Пар, поступающий к промышленному потребителю, может иметь давление  $0,2 \div 2,0$  МПа и должен быть обязательно перегрет. Такой пар называют *технологическим* или – *промышленным*.

Пароснабжение потребителей должно обеспечиваться с высокой надежностью, так как перерывы в подаче пара или даже снижение его расхода приводят к большому материальному ущербу, нарушению технологического процесса и даже к опасности возникновения пожаров.

Крупные потребители технологического пара получают его от специальных ТЭЦ, называемых *промышленными*. В качестве примера таких ТЭЦ можно назвать Нижнекамскую ТЭЦ-1, Тобольскую ТЭЦ и др.

Потребление технологического пара может изменяться от номинального расхода  $D_{\text{п}}^{\text{ном}}$  до максимального  $D_{\text{п}}^{\text{макс}}$  в зависимости от объема производства предприятия, а также от режима их работы. Поэтому промышленные отборы пара турбоустановки рассчитываются на номинальную нагрузку, а пиковая нагрузка обеспечивается паром от РОУ или от специальных пиковых паровых котлов.

Отношение расходов пара

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{т.п}} = \frac{D_{\text{п}}^{\text{ном}}}{D_{\text{п}}^{\text{макс}}} . \quad (6.1)$$

Теплота, поступающая от ТЭЦ с горячей водой, используется в жилищно-коммунальном хозяйстве. При этом основными ее потребителями являются системы отопления, вентиляции, кондиционирования и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий. В жилых и общественных зданиях температура поверхности отопительных приборов в соответствии с требованиями санитарно-гигиенических норм не должна превышать  $95 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура воды в кранах горячего водоснабжения должна быть не ниже  $50 \div 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$  в соответствии с требованиями комфортности и не выше  $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$  по нормам техники безопасности.

Тепловые потребители диктуют не только вид и параметры теплоносителя, но и характер изменения тепловых нагрузок. По изменению во времени тепловые нагрузки можно разделить на сезонные и круглогодочные.

*Сезонную нагрузку* составляют отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Значение и характер изменения сезонной нагрузки зависят от климатических условий: температуры наружного воздуха, направления и скорости ветра, влажности воздуха и солнечного излучения. Основное влияние оказывает температура наружного воздуха, поэтому сезонная нагрузка имеет практически постоянный суточный и резкопеременный годовой графики (рис. 6.1).

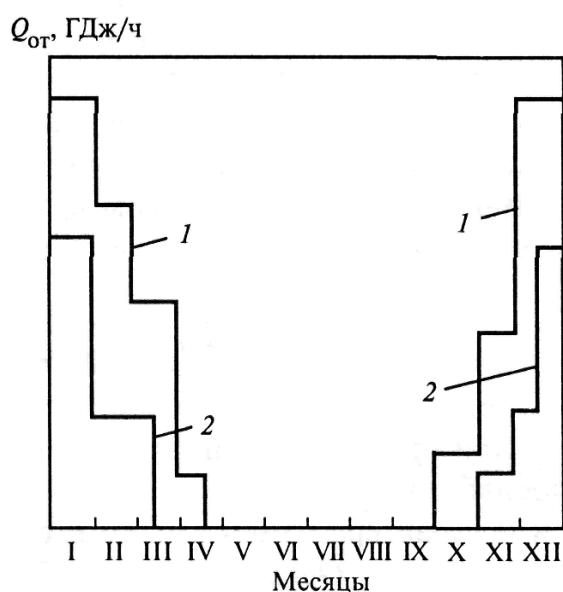


Рис. 6.1. Годовой график расхода теплоты на отопление (по месяцам года):  
1, 2 — максимальные и минимальные значения

*Круглогодичную нагрузку* составляют технологическая нагрузка и горячее водоснабжение.

Нагрузка горячего водоснабжения зависит от степени благоустройства города или поселка, численности населения, распорядка его рабочего дня и режима работы таких коммунальных предприятий, как бани и прачечные.

В отличие от сезонной нагрузки горячее водоснабжение и технологическая нагрузка почти не зависят от температуры наружного воздуха, поэтому круглогодочная нагрузка имеет практически постоянный годовой и резкопеременный суточный графики (рис. 6.2). Исключение составляют некоторые отрасли промышленности, связанные главным образом с переработкой сельскохозяйственного сырья, работа которых имеет сезонный характер.

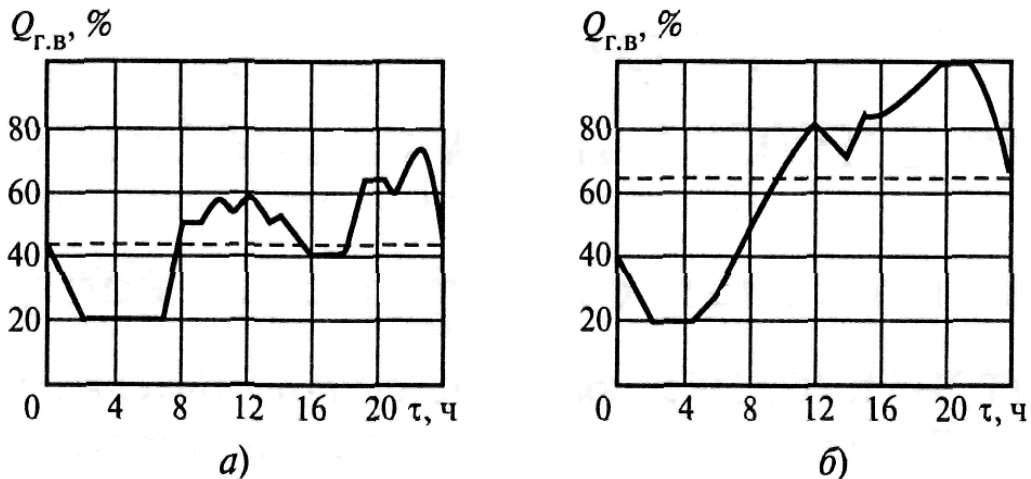


Рис. 6.2. Суточные графики изменения расхода теплоты на горячее водоснабжение:  
 а – в рабочие дни недели; б – по субботам; --- – среднесуточная нагрузка

## 6.2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

При проектировании и разработке режимов эксплуатации централизованного теплоснабжения прежде всего решается задача определения расчетной тепловой нагрузки и характера изменения ее в течение суток и года. Рассчитывается общее количество теплоты  $Q_{\text{общ}}$ , которое необходимо отпустить от источника для удовлетворения нужд потребителя, рассматривая тепловые нагрузки для каждого вида потребления.

Отопление предназначено для поддержания температуры внутри помещений на уровне, соответствующем комфортным условиям. Комфортные условия определяются главным образом температурой внутри отапливаемых помещений. Принято, что расчетная температура для жилых зданий должна составлять  $t_{\text{в}}^{\text{р}} = +18\text{ }^{\circ}\text{C}$ , для школ, детских садов, поликлиник и больниц –  $t_{\text{в}}^{\text{р}} = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , для общественных зданий –  $t_{\text{в}}^{\text{р}} = +16\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для того, чтобы поддерживать температуру воздуха внутри отапливаемого помещения на расчетном уровне, необходимо обеспечить равновесие между тепловыми потерями зданий и притоком теплоты. Это условие теплового равновесия здания можно представить в виде следующего равенства:

$$Q_{\text{т.п}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{вн}}, \quad (6.2)$$

где

$Q_{\text{т.п}}$  – суммарные тепловые потери здания;

$Q_{от}$  – приток теплоты в здание через отопительную систему;

$Q_{вн}$  – теплота, поступающая от внутренних источников (людей, осветительных приборов, газовых и электрических плит, технологического оборудования, силовых агрегатов и др.).

Для жилых помещений принимается  $Q_{вн} = 0$  так как тепловыделения в них относительно малы, при этом  $Q_{т.п} = Q_{от}$ . Для промышленных предприятий  $Q_{вн}$  может быть значительным, особенно в цехах с различного рода тепловыми и силовыми установками, поэтому при расчете отопления промышленных предприятий внутренние тепловыделения должны учитываться.

Количество теплоты, необходимое для поддержания  $t_{в}$  и передаваемое отопительными приборами, определяется тепловыми потерями  $Q_{т.п}$ , пропорциональными разности внутренней  $t_{в}$  и наружной  $t_{н}$  температур воздуха:

$$Q_{от} = \chi_0 \cdot V \cdot (t_{в} - t_{н}), \quad (6.3)$$

где

$\chi_0$  – отопительная характеристика здания, выражающая потери теплоты через его наружные ограждения в единицу времени при разности температур  $t_{в} - t_{н} = 1$  °С, отнесенные к 1 м<sup>3</sup> объема здания;

$V$  – объем здания.

Для производственных зданий  $\chi_0 = 0,5 - 0,85$  Вт/(м<sup>3</sup>·К); для жилых зданий  $\chi_0$  подсчитывается по эмпирической формуле

$$\chi_0 = \frac{a}{V^{1/6}}, \quad (6.4)$$

где

$a = 1,6$  при толщине наружных стен 2,5 кирпича и двойном остеклении;  
 $a = 2,0 - 2,2$  для крупноблочных зданий из сборного железобетона.

Строительные нормы и правила (СНиП) регламентируют расчет тепловых потерь и отопительной нагрузки. Для различных климатических районов установлены расчетные температуры наружного воздуха  $t_{н.от}^p$  и продолжительность отопительного сезона  $\tau_{о.с}$ .

За расчетную температуру наружного воздуха принимают среднюю температуру самых холодных пятидневок из четырех наиболее холодных зим за 50-летний период. Например, для Москвы  $t_{н.от}^p = -26$  °С, для Екатеринбурга  $t_{н.от}^p = -31$  °С, а для Томска  $t_{н.от}^p = -40$  °С.

Отопительный сезон начинается при температуре +8 °С, причем предусмотрено, что включение отопления определяется снижением среднесуточной температуры до менее 8 °С в течение 3 сут подряд.

Расход теплоты на вентиляцию также зависит от разности температур и определяется по формуле

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}} \cdot V \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (6.5)$$

где

$q_{\text{в}}$  – удельный расход теплоты на вентиляцию, кВт/(м<sup>3</sup>·К), рассчитываемый по выражению

$$q_{\text{в}} = \frac{m \cdot c_{\text{в}} \cdot V_{\text{п}}}{V}, \quad (6.6)$$

Здесь  $m$  – кратность обмена воздуха в помещении, устанавливаемая в соответствии с санитарно-гигиеническими нормами;  $c_{\text{в}} = 1,20$  кДж/(м<sup>3</sup>·°С) – объемная теплоемкость воздуха;  $V_{\text{п}}$  – объем вентилируемого помещения, м<sup>3</sup>.

При выборе низшей температуры наружного воздуха, по которой определяется максимальная тепловая нагрузка на вентиляцию, учитывается, что в наиболее холодные дни возможно снижение кратности обмена воздуха. Поэтому для всех помещений расчетная наружная температура воздуха для вентиляции выше, чем для отопления (для условий Москвы  $t_{\text{н.вент}}^{\text{р}} = -15$  °С). По принятым в нашей стране строительным нормам и правилам  $t_{\text{н.вент}}^{\text{р}}$  определяется как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15 % продолжительности отопительного сезона, в самые холодные годы. С учетом изложенного для температур наружного воздуха ниже  $t_{\text{н.вент}}^{\text{р}}$  тепловая нагрузка на вентиляцию остается постоянной.

Технически это обстоятельство реализуется за счет рециркуляции части воздуха вентилируемого помещения.

Среднесуточный расход теплоты на горячее водоснабжение жилых, общественных и промышленных зданий или группы однотипных зданий определяется по формуле

$$Q_{\text{г.в}} = a \cdot n \cdot c_{\text{р}} (t_{\text{г}} - t_{\text{х}}), \quad (6.7)$$

где

$a$  – норма расхода горячей воды, л, при температуре 65 °С на одного жителя в сутки или на единицу измерения (1 обед, 1 кг сухого белья, 1 посетитель); например, в жилых домах с ваннами и душами  $a = 120$  л/сут, что соответствует 1260 кДж/ч;

$n$  – число жителей в здании или число единиц измерения;

$c_p$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С);

$t_x$  – температура холодной воды, °С;

$t_r$  – температура горячей воды, °С; в соответствии с нормами  $50 < 50 \leq t_r \leq 70$  °С; расчетная температура  $t_r = 65$  °С.

Расход теплоты на технологические нужды промышленных предприятий зависит от многих факторов: от характера технологического процесса, сменности работы предприятия, масштабов производства и др. Точные данные по тепловой нагрузке промышленных предприятий могут быть получены лишь при конкретном анализе деятельности предприятия. Ориентировочно расход теплоты в зависимости от количества выпускаемой продукции можно рассчитать по выражению

$$Q_{\text{пр}} = Q_0 + q \cdot P, \quad (6.8)$$

где

$Q_0$  – расход теплоты, не зависящий от количества выпускаемой продукции, кДж/с;

$q$  – удельный расход теплоты на единицу продукции, кДж/(с·шт.);

$P$  – количество выпускаемой продукции, шт.

Таким образом, общая тепловая нагрузка некоторого района

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{г.в}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{пр}}, \quad (6.9)$$

Очевидно, что мощность источника теплоты  $Q_{\text{и.т}}$ , который будет обеспечивать рассчитанную нагрузку, должна быть больше  $Q_{\text{общ}}$  на значение потерь  $Q_{\text{пот}}$ , возникающих при транспортировке теплоты к потребителю, т.е.

$$Q_{\text{и.т}} = Q_{\text{общ}} + Q_{\text{пот}}, \quad (6.10)$$

Обычно  $Q_{\text{пот}}$  составляет 3–5 % максимальной суммарной тепловой нагрузки.

### 6.3. ГРАФИК ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ОТОПИТЕЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

На рис. 6.3 показаны зависимости расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, а также общего расхода от температуры наружного воздуха. По оси ординат отложены значения отношений расходов теплоты к мощности ее источника  $Q_{\text{и.т}}$ . Как видно,

преобладающей является отопительная нагрузка (кривая 1). Максимальный расход теплоты на отопление соответствует расчетной температуре наружного воздуха для отопления  $t_{\text{н.от}}^{\text{р}}$ . Максимальный расход теплоты на вентиляцию соответствует расчетной температуре наружного воздуха для вентиляции  $t_{\text{н.вент}}^{\text{р}}$  и является расчетной нагрузкой на вентиляцию.

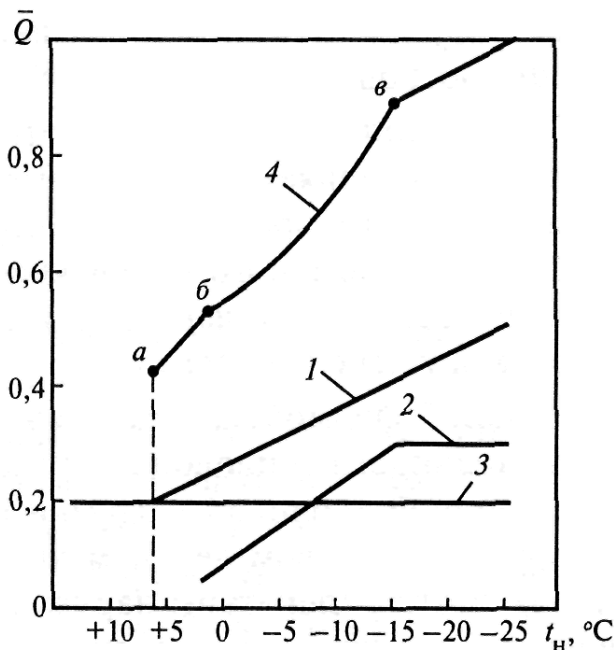


Рис. 6.3. Зависимость относительного расхода теплоты от температуры наружного воздуха:

1 — на отопление; 2 — на вентиляцию; 3 — на горячее водоснабжение; 4 — суммарный.

Минимальный расход теплоты на отопление соответствует расчетной наружной температуре начала и конца отопительного сезона жилых и общественных зданий. Минимальный расход теплоты на вентиляцию соответствует расчетной наружной температуре начала и конца отопительного периода промышленных зданий.

График суммарного расхода теплоты (кривая 4) имеет три точки излома *a*, *б* и *в*. Точка излома *a* соответствует моменту включения отопления, точка *б* — моменту включения вентиляции, а точка *в* — изменению графика нагрузки вентиляции. Характер графика суммарной тепловой нагрузки зависит от соотношения нагрузок отдельных групп потребителей.

Так как тепловая нагрузка потребителя (а следовательно, и источника теплоты) постоянно изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, то для правильного выбора состава оборудования ис-

точника теплоты и наиболее экономичного непрерывного и надежного режима его работы по отпуску теплоты необходимо располагать данными по продолжительности периода с той или иной нагрузкой в течение всего года.

Удобной формой представления таких данных является годовой график продолжительности тепловой нагрузки. Метод построения графика продолжительности сезонной тепловой нагрузки показан на рис. 6.4.

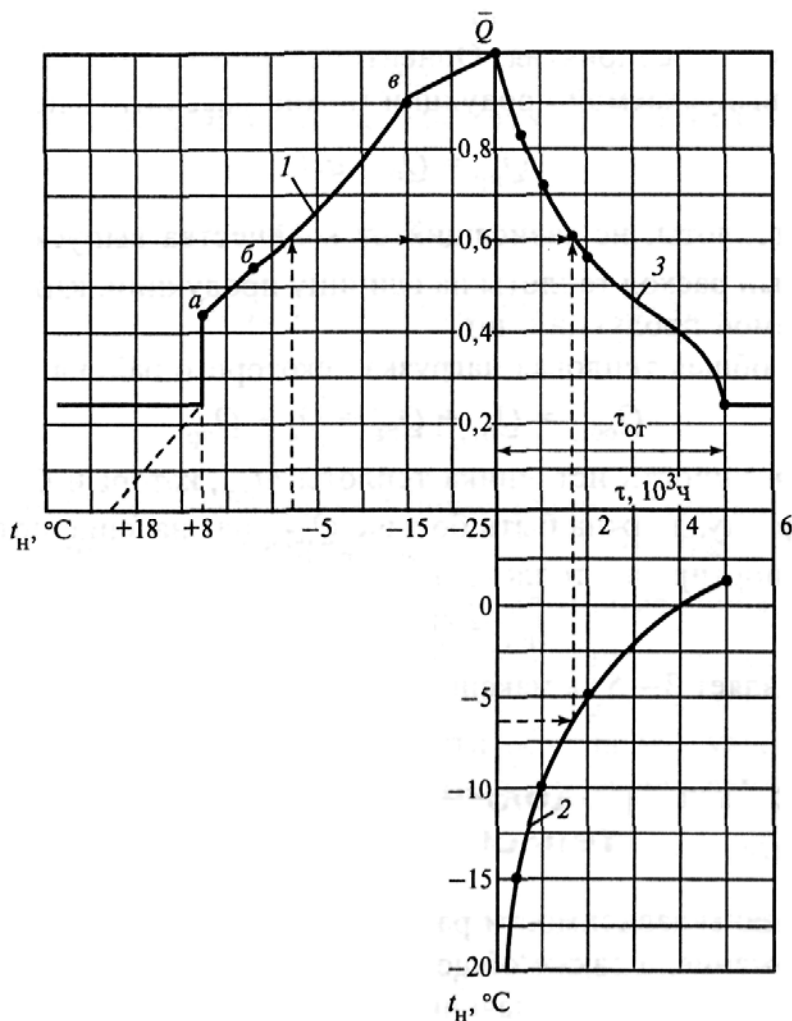


Рис. 6.4. Построение графика продолжительности тепловой нагрузки:

1 – суммарная тепловая нагрузка ( $\bar{Q}_{от} + \bar{Q}_{г.в} + \bar{Q}_в$ ) в зависимости от температуры наружного воздуха; 2 – продолжительность наружных температур; 3 – продолжительность тепловых нагрузок

Построение ведется в трех квадрантах. В левом верхнем квадранте построен график зависимости тепловой нагрузки от температуры наружного воздуха. В правом нижнем квадранте приведена кривая дли-

тельности стояния в течение отопительного периода температур наружного воздуха, равных данной температуре или ниже ее. При этом используются климатические данные о длительности периодов с различными температурами наружного воздуха (кривая 7) в местности, где расположены ТЭЦ и потребители теплоты. На вертикали, проведенные через точки, которые соответствуют длительности стояния различных наружных температур, переносятся из графика зависимости суммарного расхода теплоты от температуры наружного воздуха (кривая 1) ординаты, равные относительным часовым расходам теплоты при тех же температурах. Полученные точки соединяются плавной линией, которая представляет собой график продолжительности суммарной нагрузки  $Q_{\text{общ}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{г.в}} + Q_{\text{в}}$  в течение отопительного периода  $\tau_{\text{от}}$ . По окончании отопительного сезона основным видом теплового потребления остаются технологическая нагрузка и горячее водоснабжение, которые не являются функцией наружной температуры (при построении графиков рис. 6.4 технологическая нагрузка не учитывается). Площадь фигуры, ограниченной осями координат и графиком продолжительности суммарной тепловой нагрузки, выражает в определенном масштабе годовой расход теплоты потребителями данного района. При определении расхода теплоты для станции необходимо к расходу теплоты потребителей прибавить тепловые потери в сети.

Базовую часть графика продолжительности суммарной тепловой нагрузки составляют круглогодичные нагрузки (технологическая и горячее водоснабжение), а переменную часть – сезонные нагрузки (отопление и вентиляция). Продолжительность максимальных (пиковых) нагрузок относительно небольшая, поскольку длительность стояния низких температур наружного воздуха невелика и составляет 10–15 % продолжительности отопительного периода. В зависимости от климатической зоны продолжительность отопительного сезона может быть равной 2500–6000 ч/год.

#### **6.4. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ ПРОМЫШЛЕННЫМ ПОТРЕБИТЕЛЯМ**

Промышленные потребители используют в своих технологических процессах тепловую энергию, поступающую с паром определенных параметров. Пар, отпускаемый потребителю, должен быть слегка перегретым (для облегчения его транспортировки по трубопроводам). Давление этого пара в зависимости от требований потребителей может

изменяться в достаточно широких пределах: от 0,2–0,3 до 1–2 МПа.

Возможны следующие схемы отпуска теплоты с паром:

- из регулируемых отборов турбин типов П, ПТ (рис. 6.5, а);
- непосредственно из выхлопа турбин типа Р (рис. 6.5, б);
- через паропреобразовательные установки, подключенные к выхлопу турбин (рис. 6.6) или к регулируемым отборам (см. рис. 6.8).

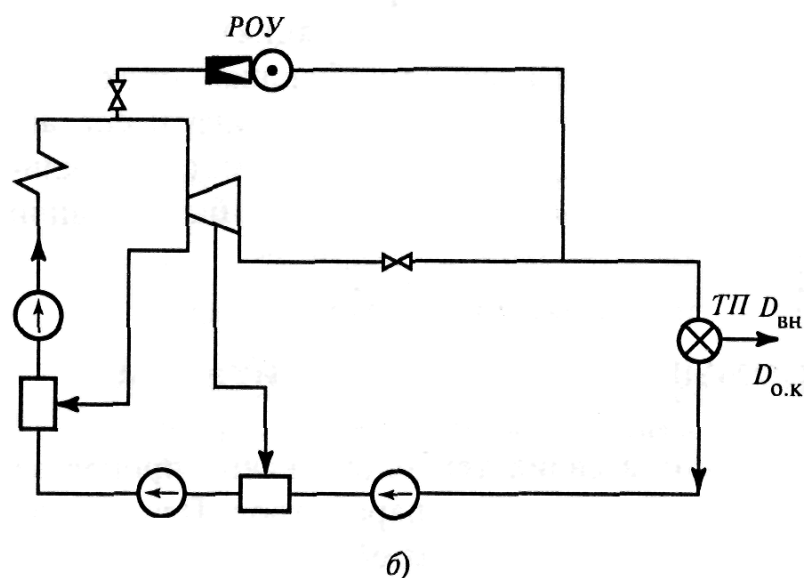
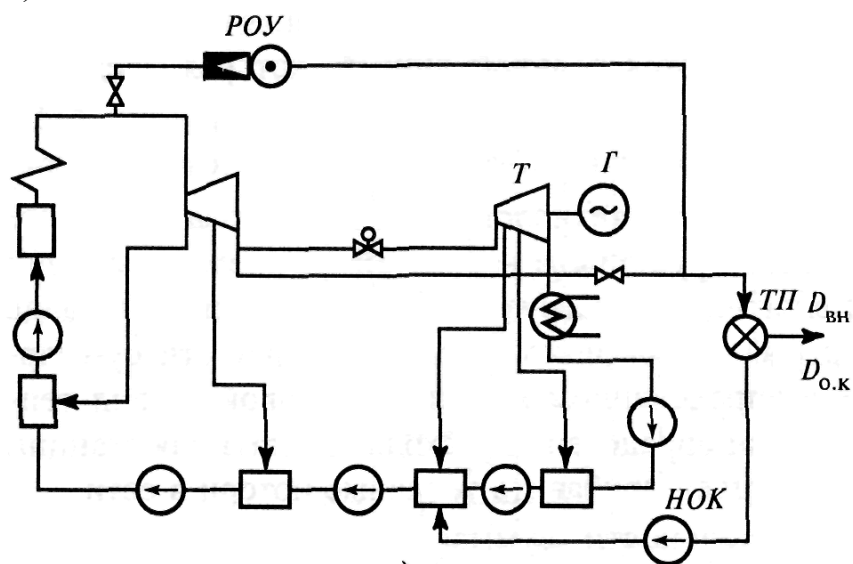


Рис. 6.5. Принципиальные схемы отпуска теплоты потребителям:  
а – из регулируемых отборов турбин типов П, ПТ; б – непосредственно из выхлопа турбин типа Р; РОУ – редукционно-охладительная установка; ТП – тепловой потребитель; НОК – насос обратного конденсата; Т – турбина; Г – генератор

Количество пара, отпускаемого от ТЭЦ, колеблется в очень широких пределах: от нескольких десятков до 1000–1500 т. Конденсат отпу-

щенного пара в зависимости от характера технологического процесса может полностью или частично вернуться на ТЭЦ либо полностью не вернуться в пароводяной цикл. Возможен возврат конденсата в загрязненном виде, что потребует определенных затрат на его очистку. Все это в значительной мере определяет потери рабочего тела, а следовательно, количество добавочной воды, необходимой для его восполнения, способ подготовки ее, а также схему отпуска пара.

Схема отпуска пара внешнему потребителю непосредственно из отбора или выхлопа турбины с возмещением потерь рабочего тела (пара) химически обессоленной водой наиболее проста и дешева (см. рис. 6.5).

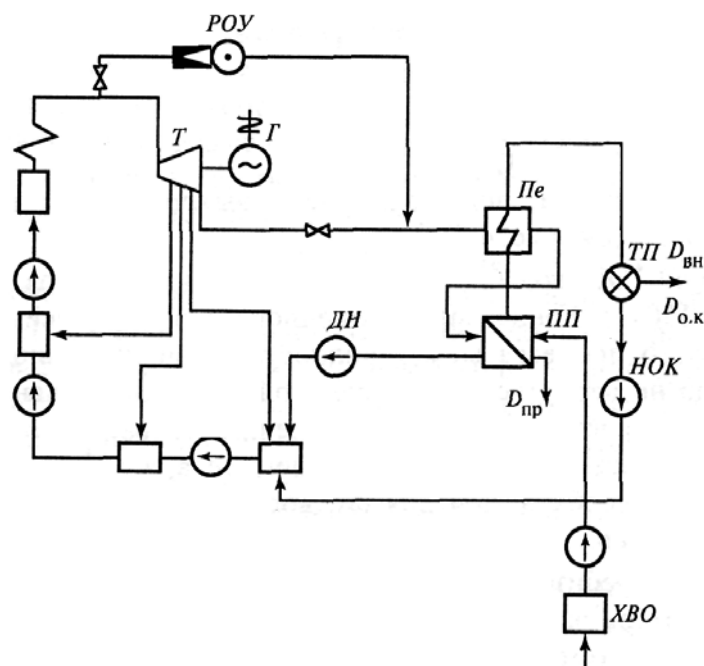


Рис. 6.6. Принципиальная схема отпуска пара через паропреобразовательную установку, подключенную к выхлопу турбины:

ПП – паропреобразователь; Пе – перегреватель вторичного пара; ДН – дренажный насос греющего пара; ХВО – химводоочистка; остальные обозначения те же, что на рис. 6.5

При отпуске пара от турбоустановки ( $D_T^0$ ) отпуск теплоты потребителю зависит от количества возвращаемого (обратного) конденсата  $D_{о.к}$ , его температуры  $t_{о.к}$  (обычно около 70 – 90 °С) или энтальпии  $h_{о.к}$ . Потери пара и конденсата у потребителя, так называемые внешние потери  $D_{вн}$ , возмещаются на ТЭЦ исходной сырой водой с температурой  $t_{д.в}^0$  и энтальпией  $h_{д.в}^0$ . Перед вводом в тракт питательной воды турбоустановки она может подогреваться до температуры  $t_{д.в}$  (иметь энталь-

пию  $h_{д.в}^0$ ).

Теплота, отпущенная внешнему потребителю от турбоустановки, определяется по выражению

$$Q_T^0 = D_T^0 \cdot h_T^0 - D_{о.к} \cdot h_{о.к} - D_{вн} \cdot h_{д.в}^0, \quad (6.11)$$

где

индексом «0» обозначены показатели пара и конденсата, поступающих к потребителю.

Так как  $D_T^0 = D_{о.к} + D_{вн}$ , то

$$Q_T^0 = D_{о.к} \cdot (h_T^0 - h_{о.к}) + D_{вн} \cdot (h_T^0 - h_{д.в}^0).$$

Выразив  $D_{о.к}$  и  $D_{вн}$  в долях  $D_T^0$ :  $D_{о.к} = \alpha_{о.к} \cdot D_T^0$  и  $D_{вн} = (1 - \alpha_{о.к}) \cdot D_T^0$ , получим

$$Q_T^0 = [h_T^0 - \alpha_{о.к} \cdot h_{о.к} - (1 - \alpha_{о.к}) \cdot h_{д.в}^0] \cdot D_T^0, \quad (6.12)$$

С учетом потерь на ТЭЦ расход теплоты на внешнее потребление составляет

$$Q_T = D_T \cdot h_T - D_{о.к} \cdot h_{о.к} - D_{вн} \cdot h_{д.в}^0, \quad (6.13)$$

или

$$Q_T = [h_T - \alpha_{о.к} \cdot h_{о.к} - (1 - \alpha_{о.к}) \cdot h_{д.в}^0] \cdot D_T, \quad (6.14)$$

где

$D_T$  – расход пара из отбора (или выхлопа) турбины, кг/с;

$h_T$  – энтальпия пара в отборе (или выхлопе) турбины, кДж/кг.

Коэффициент полезного действия установки при отпуске теплоты

$$\eta_T = \frac{Q_T^0}{Q_T}.$$

В рассматриваемой схеме (см. рис. 6.5)

$$D_T \approx D_T^0, h_T \approx h_T^0, Q_T = Q_{ТУ}^T \approx Q_T^0, \eta_T \approx 1.$$

Однако при использовании высокоминерализованной воды, а также воды с высоким содержанием органических веществ химическое обессоливание ее при сверхкритическом давлении пара может оказаться нецелесообразным не только по технико-экономическим соображениям, но и по требованиям экологической безопасности водных бассейнов. В этом случае применяется схема отпуска пара из отбора турбины с восполнением потерь дистиллятом испарительной установки.

Схема отпуска пара непосредственно из отбора турбины с возме-

щением потерь пара и конденсата дистиллятом из многоступенчатой испарительной установки представлена на рис. 6.7. В указанной схеме основной поток отбираемого пара направляется непосредственно потребителю. На испарительную установку отводится необходимое количество пара  $D_{и}$  из того же (регулируемого) отбора.

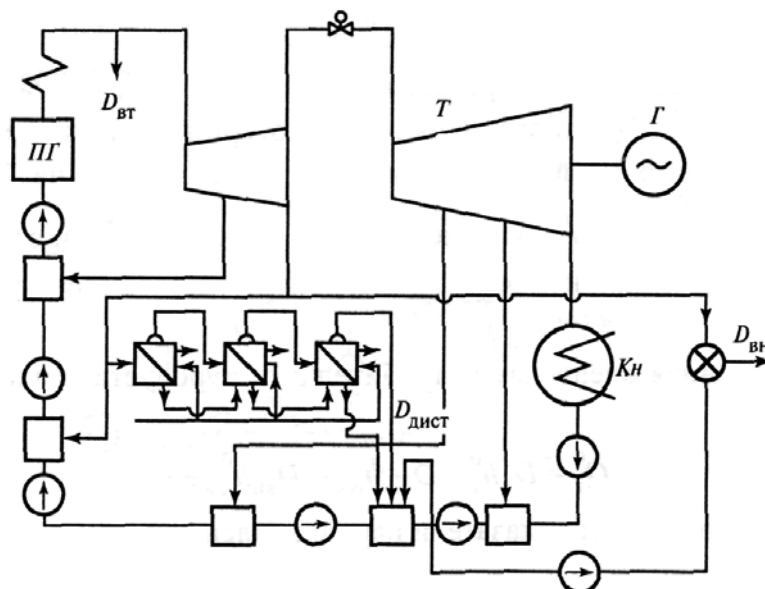


Рис. 6.7. Принципиальная схема отпуска пара из отбора турбины с восполнением потерь дистиллятом испарительной установки:

$ПГ$  – парогенератор;  $Кн$  – конденсатор; остальные обозначения те же, что на рис. 6.6

В данном случае испарительную установку целесообразно использовать также для подготовки дополнительного количества дистиллята и покрытия внутренних потерь пара и конденсата (фвт). При этом общая производительность испарительной установки составляет

$$D_{дист} = D_{вн} + D_{вт} = D_{пот}, \quad (6.15)$$

где

$$D_{вн} = D_{т}^0 - D_{о.к};$$

$D_{т}^0$  – количество пара, отпущенного внешнему потребителю;

$D_{о.к}$  – количество конденсата, возвращенного от внешнего потребителя.

В частном случае, когда  $D_{о.к} = 0$ ,  $D_{вн} = D_{т}^0$ , и  $D_{дист} = D_{т}^0 + D_{вт}$ . В другом крайнем случае, когда весь конденсат, пригодный для питания парогенераторов, возвращается от внешнего потребителя  $D_{о.к} = D_{т}^0$ , испарительная установка служит лишь для возмещения внутренних потерь  $D_{дист} = D_{вт}$ .

При большой доле потерь у внешнего потребителя (например, нефтяная, химическая промышленность) требуемое количество дистиллята относительно велико, поэтому его целесообразно получать в многоступенчатой испарительной установке (предпочтительно замкнутого типа).

Наибольшую долю отпускаемого пара из отбора внешнему потребителю при  $D_{о.к} = 0$  можно оценить на основании ориентировочного материального баланса турбоустановки:

$$D_0 = D_{т} + D_{и} + \sum D_{рг} + D_{к},$$

где

$D_0$  – расход пара на турбину;

$D_{т}$  и  $D_{и}$  – расходы пара из регулируемого отбора внешнему потребителю и на испарительную установку;

$\sum D_{рг}$  – расход пара на регенеративный подогрев воды;

$D_{к}$  – расход пара в конденсатор.

Надежный водный режим парогенераторов промышленной ТЭЦ, когда конденсат полностью не возвращается или бывает сильно загрязнен, можно обеспечить, применяя схему отпуска пара внешнему потребителю через паропреобразовательную установку, подключенную к выхлопу (см. рис. 6.6) или к регулируемому отбору турбины (рис. 6.8). В этом случае конденсат греющего пара из отбора турбины сохраняется на ТЭЦ и является основной составной частью питательной воды парогенераторов (рис. 6.8). Внешние потери пара из отбора турбины и конденсата при этом отсутствуют, потери пара и конденсата на ТЭЦ сводятся к внутренним потерям.

Если обратный конденсат, поступающий от внешнего потребителя в количестве  $D_{о.к}$ , пригоден для питания парогенераторов ТЭЦ, то производительность паропреобразователя (по вторичному пару)  $D_{пп}$  будет определяться как сумма внешних потерь вторичного пара  $D_{вн} = D_{т.п} - D_{о.к}$  и внутренних потерь  $D_{вт}$ :

$$D_{пп} = D_{вн} + D_{вт} = D_{т.п} - D_{о.к} + D_{вт}. \quad (4.16)$$

Недостающее для внешнего потребителя количество пара под давлением  $P_{т.п}$ , равное количеству возвращенного конденсата  $D_{о.к}$ , можно отпускать непосредственно из отбора турбины в обвод паропреобразователя через редукционную установку с пропускной способностью  $D_p = D_{о.к}$  (см. рис. 6.8).

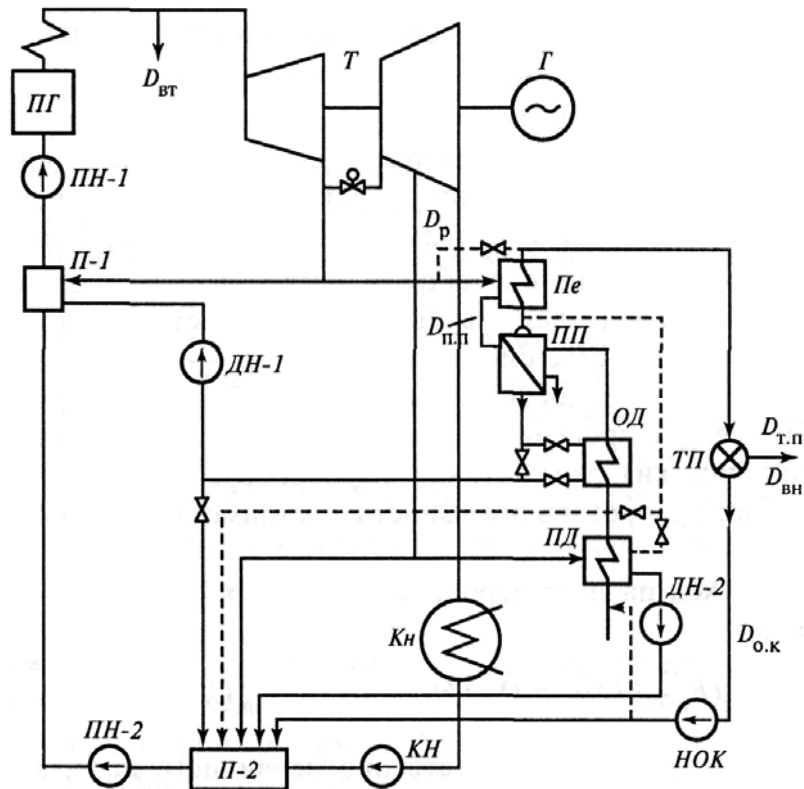


Рис. 6.8. Схема отпуска пара потребителю через паропреобразовательную установку, подключенную к отбору турбины:

*ПД – предварительный подогреватель (конденсатор добавочной воды); ОД – охладитель дренажа; П-1, П-2 – подогреватели; ПГ – парогенератор; ПН-1, ПН-2 – питательные насосы; КН – конденсатный насос; Кн – конденсатор; остальные обозначения те же, что на рис. 6.6*

Благодаря этому сокращаются размеры (число параллельно включаемых корпусов) паропреобразователей и вспомогательного оборудования. Если, например,  $D_{о.к} = 0,5 \cdot D_{т.п}$ , то размеры и стоимость паропреобразовательной установки сокращаются почти вдвое. По существу при этом применяется комбинированная схема отпуска пара: в количестве  $D_{о.к}$  непосредственно из отбора турбины (в данном случае через редуцирующую установку) и в количестве  $D_{вн} = D_{т.п} - D_{о.к}$  из отбора турбины через паропреобразователь.

Общая производительность паропреобразовательной установки  $D_{пп}$  [см. (6.16)] в данном случае совпадает с производительностью многоступенчатой испарительной установки с отпуском пара потребителю из отбора турбины [см. (6.15)].

На рис. 6.8 кроме корпусов паропреобразователя показано вспомогательное (дополнительное) оборудование паропреобразовательной установки.

Пар для технологических процессов, а также по условиям его транспортировки требуется обычно несколько перегретый. Так как паропреобразователь производит насыщенный пар, для его перегрева устанавливается пароперегреватель  $Пе$ , в котором используется теплота для перегрева пара из отбора турбины. С дренажом из паропреобразователя вводится в регенеративную систему ТЭЦ большой поток теплоты. Чтобы несколько уменьшить его, улучшить использование регенеративных отборов пара и условия работы основных питательных насосов, устанавливается охладитель дренажа  $ОД$ .

Тепловую экономичность турбоустановки можно несколько улучшить, если питательную воду паропреобразователя предварительно подогреть паром из отбора турбины более низкого давления в предварительном подогревателе  $ПД$ , который может служить также конденсатором вторичного пара для возмещения внутренних потерь пара и конденсата ( $D_{вт}$ ). Питательная вода паропреобразователя предварительно очищается химическим способом и нагревается в охладителе продувки паропреобразователя. Из воды должны быть удалены растворенные в ней газы, что осуществляется в подогревателе смешивающего типа – деаэраторе.

Если обратный конденсат, поступающий от потребителя, не пригоден для питания котлов ТЭЦ, следует проверить целесообразность использования его (иногда после некоторой очистки) для питания паропреобразователя. Благодаря этому могут быть уменьшены производительность и стоимость установки химической водоочистки.

Необходимый расход пара на паропреобразователь определяется из уравнения теплового баланса:

$$D_{п}(h_{п} - h'_{п})\eta_{п} = D_{пп}(h''_{пп} - h^B_{пп}) + D_{пп}^{пп}(h'_{пп} - h^B_{пп}), \quad (4.17)$$

здесь

$D_{п}, D_{пп}, D_{пп}^{пп}$  – расход соответственно первичного пара, вторичного пара и продувочной воды, кг/с;

$h_{п}, h''_{пп}$  – энтальпии первичного (греющего) и вторичного (сухого насыщенного) пара, кДж/кг; если греющий пар проходит предварительно через перегреватель вторичного пара, то его энтальпия снижается до значения  $h_{п}^0$ , определяемого небольшим остаточным перегревом на 20–25 °С;

$h'_{п}, h'_{пп}$  – энтальпии конденсата греющего пара и испаряемой воды, кДж/кг;

$h^B_{пп}$  – энтальпия воды на входе в паропреобразователь, кДж/кг. Значение

$D_{\text{пп}}$  обычно равно сумме  $D_{\text{вн}} + D_{\text{вт}}$ .

Давление вторичного пара  $P_{\text{т.п}}$  определяется требованиями потребителя, давление первичного (греющего) пара – условиями теплопередачи в паропреобразователе и значением температурного напора

$$\Delta t_{\text{пп}} = t_{\text{п}}^{\text{н}} - t_{\text{пп}}^{\text{н}}$$

где

$t_{\text{п}}^{\text{н}}$  и  $t_{\text{пп}}^{\text{н}}$  – температуры насыщения греющего и вторичного пара.

Обычно  $\Delta t_{\text{пп}} = 12+15$  °С. Эта величина определяет перепад давлений в паропреобразователе, равный 0,2–0,4 МПа. На значение этого перепада повышается давление пара в отборе турбины по сравнению с давлением отпускаемого пара, что приводит к уменьшению работы отбираемого пара в турбине и выработки электроэнергии на тепловом потреблении на

$$\Delta N_{\text{э}} = D_{\text{п}} \cdot (h_{\text{отб}} - h_{\text{п}}) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{т}}. \quad (4.18)$$

Это является основным недостатком схемы отпуска пара через паропреобразователи, приводящим к перерасходу теплоты и топлива по сравнению со схемой, где пар отпускается непосредственно из отбора турбины, примерно на 2 %.

Количество отбираемого пара из турбины  $D_{\text{т}}$  в данной схеме (см. рис. 6.8) равно сумме расхода пара на паропреобразователь  $D_{\text{п}}$  и расхода пара в обвод паропреобразователя  $D_{\text{р}} = D_{\text{о.к}}$ , т.е.  $D_{\text{т}} = D_{\text{п}} + D_{\text{о.к}}$ .

Расчет прочих теплообменников паропреобразовательной установки выполняют на основе уравнений тепловых балансов в соответствии со схемой, расходами и параметрами пара и воды.

Для возмещения внутренних потерь пара и конденсата возможно применение отдельной испарительной установки, производящей пар (и дистиллят) высокого качества. Эти потери также можно возместить химически обессоленной водой.

В двух последних случаях производительность паропреобразователя составляет  $D_{\text{пп}} = D_{\text{т.п}} - D_{\text{о.к}} = D_{\text{вн}}$ , а если  $D_{\text{о.к}} = 0$ , то  $D_{\text{пп}} = D_{\text{т.п}}$ . Применение двух последних схем (см. рис. 6.6 и 6.8), как правило, менее целесообразно, чем первой (см. рис. 6.7) с возмещением внутренних потерь пара и конденсата паропреобразовательной установки.

Из трех рассмотренных схем отпуска пара преимущественное применение имеет схема с отпуском пара непосредственно из отборов турбины.

При проектировании промышленных ТЭЦ с использованием вы-

сокоминерализованной исходной сырой воды требуется технико-экономическое сравнение возможных схем отпуска пара и подготовки добавочной воды. Выбор такой схемы должен быть особенно тщательным в случае применения на ТЭЦ прямоточных котлов и в особенности сверхкритических параметров пара. Применение паропреобразователей при этом может обеспечивать более надежный водный режим работы оборудования ТЭЦ.

## 6.5. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ. ВИД ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ, СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ

Теплоту для отопления и бытовых нужд теплоэлектроцентрали отпускают с горячей водой. В этом случае тепловую нагрузку ТЭЦ, ГДж/ч, можно выразить как

$$Q_{от} = G_{с.в} \cdot (h_{п.с} - h_{о.с}), \quad (4.19)$$

где

$G_{с.в}$  – расход сетевой воды,  $10^3$  т/ч;

$h_{п.с}$  и  $h_{о.с}$  – энтальпии сетевой воды до подогрева в теплообменниках ТЭЦ и после него, кДж/кг.

Воду подогревают в пароводяных теплообменниках ТЭЦ в основном паром из отборов (противодавления) теплофикационных турбин и подают насосами по трубопроводам горячей воды к потребителям. После охлаждения в отопительных установках вода возвращается на ТЭЦ. Система трубопроводов горячей и охлажденной воды образует тепловую сеть. Соответственно воду, циркулирующую по тепловой сети, называют сетевой водой, насосы, установленные в тепловой сети – сетевыми, а пароводяные теплообменники, размещенные на ТЭЦ, – сетевыми подогревателями. Эти подогреватели часто называют, как было принято ранее, бойлерами. Трубопроводы, по которым нагретая вода подается к потребителям, называют подающими, а трубопроводы, по которым охлажденная вода возвращается на ТЭЦ, – обратными.

В отопительных установках (радиаторах) у потребителей используют обычно горячую воду с температурой (как уже отмечалось) не выше  $90$  °С, ограничиваемой условиями безопасности и гигиены (пригорание пыли). В то же время для уменьшения диаметров трубопроводов и удешевления тепловой сети целесообразно иметь более высокую

температуру воды в подающих линиях. При сохранении температуры охлажденной воды увеличение подогрева воды  $\tau_{с.в}$  приводит к уменьшению расхода сетевой воды  $G_{с.в}$ , удешевлению трубопроводов, снижению расхода электроэнергии на подачу воды [см. (6.19)]. Однако для повышения температуры воды в подающей линии к сетевым подогревателям требуется подводить пар более высокого давления. При этом выработка энергии паром теплофикационных отборов снижается и для сохранения заданной электрической мощности требуется дополнительная конденсационная выработка электроэнергии с дополнительной потерей теплоты в конденсаторах турбины, что приводит к увеличению расхода топлива на ТЭЦ.

Таким образом, температуру нагретой воды в тепловых сетях надо выбирать на основании технико-экономических расчетов. Для крупных городов эта температура при низшей расчетной температуре наружного воздуха составляет  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При подаче потребителям воды температуру ее снижают до приемлемого в радиаторах потребителей уровня (около  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) обычно подмешиванием к ней охлажденной обратной воды с температурой не выше  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Для бытовых нужд населения отпускают теплоту с горячей водой, имеющей температуру около  $60 - 65\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При этом возможны две системы горячего водоснабжения (снабжения бытовых потребителей горячей водой): закрытая с поверхностными теплообменниками (рис. 6.9, а, б) и открытая (с непосредственным водоразбором) (рис. 6.9, в).

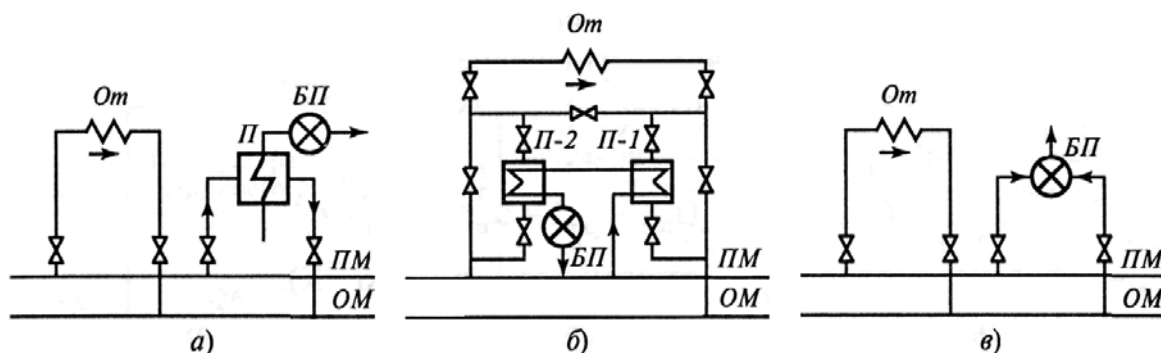


Рис. 6.9. Системы горячего водоснабжения бытовых потребителей:

а – закрытая одноступенчатая; б – закрытая двухступенчатая; в – открытая (с непосредственным водоразбором); От – отопление; БП – бытовые потребители; П, П-1 и П-2 – подогреватели; ПМ и ОМ – подающая и обратная магистрали тепловой сети.

При закрытой системе теплоснабжения (горячего водоснабжения) воду для бытовых потребителей берут из сети питьевого водопровода и

нагревают в водоводяном подогревателе горячей водой из подающей магистрали, отводимой после охлаждения в обратную магистраль (см. рис. 6.9, а). Более экономична закрытая система горячего водоснабжения с двухступенчатым подогревом воды для бытовых нужд в двух последовательно устанавливаемых подогревателях: вначале подогрев осуществляется водой из обратной магистрали тепловой сети, а затем – из подающей (рис. 6.9, б).

Принципиально иной является открытая система горячего водоснабжения (с непосредственным водоразбором). При этом к бытовым потребителям отводится смесь воды из горячей и холодной линий отопительной системы (рис. 6.9, в). Здесь не требуются дополнительные теплообменники, что упрощает и удешевляет установки горячего водоснабжения. Однако потери воды в тепловой сети резко возрастают и составляют от 1 до 40 % расхода воды в ней. Состав воды, подаваемой бытовым потребителям, в этом случае ухудшается из-за наличия в ней продуктов коррозии и отсутствия биологической обработки. Открытая система энергетически выгоднее, так как потери воды в ней восполняются холодной водой, для подогрева которой на ТЭЦ можно эффективно использовать теплофикационные отборы пара пониженного давления.

В то же время использование открытой системы требует размещения на ТЭЦ мощной установки химической водоочистки для подготовки добавочной (подпиточной) воды. Кроме того, при открытой системе горячего водоснабжения активно развивается коррозия абонентских теплообменников за счет кислорода, содержащегося в воде водопроводной сети.

Выбор закрытой или открытой системы горячего водоснабжения в значительной мере определяется качеством (составом) исходной сырой воды, используемой на ТЭЦ. Так, в Москве, располагающей водой с повышенным содержанием солей и других примесей, преобладают закрытые системы теплоснабжения (горячего водоснабжения), а открытая система применяется в незначительном объеме (преимущественно в опытных целях). В Санкт-Петербурге, где исходная вода из р. Невы очень мягкая, с малым содержанием солей и других примесей, применяют открытую систему горячего водоснабжения. В большинстве крупных городов в тепловых сетях преобладают закрытые системы.

Регулирование отпуска теплоты при использовании водяных тепловых сетей возможно двух видов: качественное – изменением температуры воды в подающей магистрали и количественное – изменением расхода сетевой воды. Из формулы (6.19) следует, что

$$Q_{от} = G_{с.в} \cdot c_{с.в} \cdot (t_{п.с} - t_{о.с}) = \alpha_{от}^3 \cdot V \cdot (t_{пом} - t_{н}), \quad (4.19a)$$

где

$c_{с.в}$  – удельная теплоемкость сетевой воды, кДж/(кг·К).

При качественном регулировании  $G_{с.в} = const$ ; если значение температуры внутри помещения  $t_{пом}$  постоянно, то температуры воды в подающей и обратной магистралях изменяются практически линейно в зависимости от температуры наружного воздуха  $t_{н}$ . Верхнее значение температуры воды в подающей линии при низшей расчетной температуре наружного воздуха  $t_{н}^{н.р}$  определяется технико-экономическими расчетами и составляет для городов России 150 °С. При этом наибольшая температура «обратной» воды в зависимости от системы теплоснабжения и других факторов равна 50–70 °С.

При температуре наружного воздуха, равной температуре внутри помещения (18–20 °С), отопление прекращается, вода как в подающей, так и в обратной линии теоретически имеет температуру, равную температуре наружного воздуха, т.е. также 18–20 °С. Следовательно, графики изменения температуры воды в подающей и обратной магистралях при качественном регулировании являются прямыми линиями, проходящими соответственно через максимальные значения  $t_{п.с} = 150$  °С и  $t_{о.с} = 55-70$  °С при  $t_{н}^{н.р}$  (рис. 6.10).

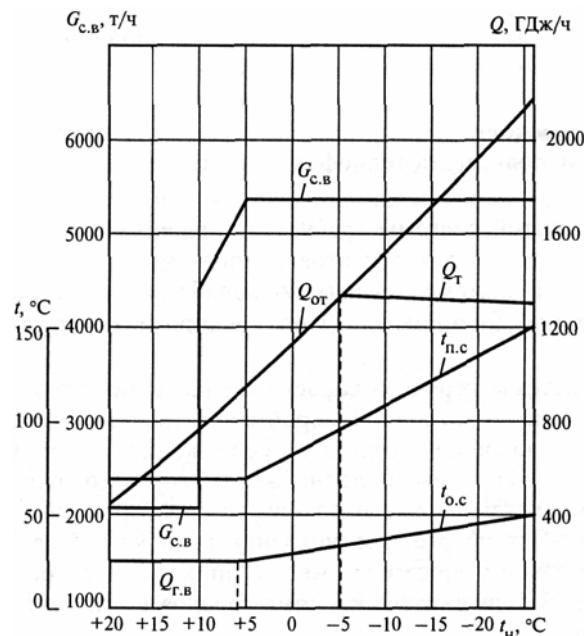


Рис. 6.10. Зависимости температур воды  $t_{п.с}$  и  $t_{о.с}$ , расходов теплоты  $Q$  и сетевой воды  $G_{с.в}$  в от температуры наружного воздуха  $t_{н}$ .

Таблица 6.1.

## Температуры сетевой воды в подающей и обратной магистралях

Система горячего водоснабжения	Температура наружного воздуха, °С	Доля отпуска теплоты $\alpha_{от}$	Температура сетевой воды в подающей магистрали		Температура сетевой воды в обратной магистрали	
			$t_{п.с}$ , °С, при $\alpha_{г.в}$		$t_{о.с}$ , °С, при $\alpha_{г.в}$	
			0,15	0,30	0,15	0,30
Закрытая	-26	1,0	151,1	152,1	56,7	43,3
	-20	0,86	136,0	137,8	52,2	40,4
	-15	0,75	123,5	126,0	49,0	38,0
	-10	0,64	110,5	114,2	45,0	34,8
	-5	0,52	96,5	102,0	40,7	30,7
	0	0,41	83,8	80,9	36,2	28,2
	+5	0,30	71,0	77,7	32,0	24,9
	+10	0,15	70,0	70,0	31,5	23,0
	Лето	0	70,0	70,0	15	15
Открытая	-26	1,0	145,6	142,4	71,0	71,3
	-20	0,86	129,1	126,4	65,3	65,6
	-15	0,75	116,2	113,5	60,4	61,1
	-10	0,64	103,7	101,6	55,6	56,0
	-5	0,52	90,1	89,1	50,0	50,1
	0	0,41	77,4	77,7	44,5	44,5
	+5	0,30	66,0	66,0	38,0	39,0
	+10	0,15	65,0	65,0	29,5	29,5
	Лето	0	65,0	65,0	15,0	15,0

Примечание.  $\alpha_{от}$  – доля отопительной нагрузки от максимальной при  $t_{н}^{H.P} = -26$  °С.

При отключении отопления температура воды в подающей магистрали составляет примерно 70 °С и сохраняется постоянной при всех  $t_{н}$ .

В табл. 6.1 приведены значения температур сетевой воды в подающей  $t_{п.с}$  и обратной  $t_{о.с}$  магистралях при разных температурах наружного воздуха  $t_{н}$  и значениях доли отпуска теплоты при горячем водоснабжении  $\alpha_{г.в}$  для закрытой и открытой систем горячего водоснабжения.

При температуре воды в подающей линии выше 70 °С расход сетевой воды  $G_{с.в} = const$ . При постоянной температуре сетевой воды в подающей линии, равной примерно 70 °С и соответствующей температуре «обратной» воды, отопительная нагрузка с повышением температуры наружного воздуха уменьшается, расход сетевой воды  $G_{с.в}$  также уменьшается до тех пор, пока при  $t_{н} = 8-10$  °С не отключат отопление. При дальнейшем повышении температуры наружного воздуха остается

лишь бытовая условно постоянная нагрузка  $Q_{г.в}$ , температуры воды при этом также постоянны, и, следовательно, расход сетевой воды в данном случае  $G_{с.в} = Q_{г.в} / (\tau_{с.в} \cdot c_p)$  также постоянная величина. Таким образом, в преобладающей части сего диапазона изменения температуры наружного воздуха  $G_{с.в} = const$  и используется качественное регулирование.

Качественное регулирование позволяет поддерживать давление греющего пара, поступающего из отборов турбин в сетевые подогреватели, в соответствии с требуемой температурой сетевой воды, понижая это давление с повышением температуры наружного воздуха и уменьшением отопительной нагрузки. Такой метод регулирования отпуска теплоты энергетически наиболее выгоден и получил в нашей стране преимущественное распространение.

Преимуществами применения воды в качестве теплоносителя по сравнению с использованием пара являются возможность качественного регулирования отпуска теплоты, большая дальность теплоснабжения (15 км и более), меньшие энергетические потери при транспортировке, сохранение на ТЭЦ конденсата греющего пара. По указанным причинам в России в качестве теплоносителя используется вода, тепловые сети называются водяными. Сбор и возврат конденсата из паровой тепловой сети связаны с техническими трудностями и повышенными затратами.

Система водяной тепловой сети с одной подающей и одной обратной магистралями называется двухтрубной. При большом потреблении горячей воды на бытовые нужды и высоком качестве исходной воды возможно применение также однотрубной системы теплоснабжения, при наличии которой вода после охлаждения в отопительных установках используется на бытовые нужды. Обратная магистраль при такой системе не нужна. Транспортировка горячей воды с температурой 170–200 °С при этом экономически целесообразна на расстояние 30–40 км.

## **6.6. ТИПЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН С ОТОПИТЕЛЬНЫМИ ОТБОРАМИ. ПОКРЫТИЕ ОСНОВНОЙ И ПИКОВОЙ ОТОПИТЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК**

На ТЭЦ с отопительной нагрузкой используют турбины с противодавлением или с конденсацией и отборами пара. Применение турбин с противодавлением ограничено, так как сезонная отопительная нагрузка не обеспечивает круглогодичного производства электроэнергии на

тепловом потреблении. Наибольшее распространение для отпуска теплоты получили теплофикационные турбины с конденсацией и отопительными отборами пара.

Выбор давления пара в отопительных отборах зависит от вида графиков температуры сетевой воды и отопительной нагрузки, а также способа покрытия пиковых нагрузок.

В целях более равномерной загрузки отопительных отборов теплофикационных турбин пики отопительной нагрузки покрывают за счет работы пиковых водогрейных котлов.

Распределение отопительной нагрузки между отборами турбины и водогрейными котлами характеризуется отношением максимального отпуска теплоты из отборов турбины  $Q_T^{\text{макс}}$  к полному ее отпуску от ТЭЦ  $Q_{\text{от}}^{\text{макс}}$ , т.е. - коэффициентом теплофикации

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q_T^{\text{макс}}}{Q_{\text{от}}^{\text{макс}}}, \quad (4.20)$$

где  $Q_{\text{от}}^{\text{макс}} = Q_T^{\text{макс}} + Q_{\text{ПВК}}$ .

Оптимальное значение  $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$  определяется на основании технико-экономических расчетов. Чем выше  $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ , тем больше комбинированная выработка электрической и тепловой энергии и меньше суммарный расход топлива на эту выработку. Однако при этом увеличивается стоимость оборудования ТЭЦ, так как энергетические котлы значительно дороже водогрейных, в особенности при работе последних на газомазутном топливе.

Значение коэффициента теплофикации  $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$  тем выше, чем дороже используемое на ТЭЦ топливо и технически совершеннее теплофикационные турбоагрегаты. Для крупных городов оптимальное значение коэффициента теплофикации  $\alpha_{\text{ТЭЦ}}=0,54-0,55$  при использовании теплофикационных турбин Т-100-130 (Т-110-130) и  $\alpha_{\text{ТЭЦ}}=0,60-0,65$  при применении турбин Т-250-240.

Годовое число часов максимального отпуска теплоты из отборов или выхлопа турбины  $\tau_T^{\text{макс}}$  возрастает при уменьшении коэффициента теплофикации  $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ , а также при увеличении доли бытового потребления теплоты (горячего водоснабжения  $\alpha_{\text{Г.В}}$ ), что видно из табл. 6.2, в которой принято  $\tau_T^{\text{макс}}=2700$  ч/год при  $\alpha_{\text{Г.В}}=0$  и  $\alpha_{\text{ТЭЦ}}=1$ .

Для удешевления пиковых водогрейных котлов их устанавливают

на открытом воздухе, а дымовые газы из них отводят в относительно невысокие металлические трубы, устанавливаемые на перекрытие над ними. В случае отвода дымовых газов в основные дымовые трубы ТЭЦ водогрейные котлы устанавливают вблизи этих труб. Пиковый водогрейный котел можно одновременно рассматривать как источник некоторого теплового резерва вне периодов пиковой отопительной нагрузки.

Основной подогрев сетевой воды осуществляется в двух последовательно включенных сетевых подогревателях, питаемых паром из двух отопительных (теплофикационных) отборов турбины. Давление пара в верхнем отборе регулируется обычно в пределах 0,06–0,25, в нижнем – в пределах 0,05–0,20 МПа. Регулирование давления в отборах осуществляется поворотной диафрагмой, установленной за камерой нижнего отбора.

Если нижний теплофикационный отбор пара осуществляют из цилиндра среднего давления турбины, то регулируемую диафрагму устанавливают перед входом пара в первую ступень цилиндра низкого давления. Ступени турбины между двумя теплофикационными отборами образуют так называемый промежуточный, или теплофикационный отсек турбины.

Таблица 6.2

Ориентировочные значения  $\tau_T^{\text{макс}}$ , ч/год, в зависимости от  $\alpha_{Г.В}$  и  $\alpha_{ТЭЦ}$

$\alpha_{Г.В}$	$\alpha_{ТЭЦ}$			
	0,3	0,5	0,7	1,0
0	5100	4400	3650	2700
0,1	6000	5200	4350	3100
0,2	6700	5750	4850	3500
0,25	7000	6000	5150	3700

Давление пара в верхнем теплофикационном отборе регулируется в соответствии с графиком подогрева воды в сетевой подогревательной установке, зависящим от вида температурного графика (см. рис. 6.10) и принятого значения  $\alpha_{ТЭЦ}$ . Так как через сетевые подогреватели и пиковые водогрейные котлы проходит одно и то же количество воды, общий подогрев ее распределяется между сетевыми подогревателями и пиковыми котлами пропорционально отношению  $\alpha_{ТЭЦ} / (1 - \alpha_{ТЭЦ})$ .

В свою очередь подогрев в сетевой подогревательной установке подобно регенеративному подогреву распределяется примерно поровну

при расчетном наиболее вероятном температурном режиме работы установки (в районе Москвы при температуре наружного воздуха от -2 до -5 °С). При  $\alpha_{ТЭЦ}=0,5-0,65$  это соответствует режиму полной загрузки отопительных отборов турбины и пуску пиковых водогрейных котлов.

Распределение подогрева воды между ступенями происходит в зависимости от выбранных размеров поверхностей нагрева сетевых подогревателей и давления, устанавливаемого в нижнем теплофикационном отборе пара.

Теплофикационный режим (или режим работы по «тепловому» графику) характеризуется минимальным (вентиляционным) расходом пара через регулируемую диафрагму турбины, достаточным для надежного охлаждения деталей части низкого давления турбины. При частичном и полном открытии окон поворотной регулирующей диафрагмы турбина работает по «электрическому» графику.

Теплофикационные турбины мощностью 50, 100 и 110 МВт с регулируемыми отборами пара могут работать с полным использованием отработавшей теплоты, т.е. по режиму турбин с противодавлением. Конденсаторы таких турбин имеют дополнительную поверхность для предварительного подогрева обратной или подпиточной воды тепловой сети – так называемый встроенный теплофикационный пучок. Возможность и целесообразность работы турбин указанного типа в таком режиме подтверждена их эксплуатацией. При этом основная поверхность охлаждения конденсаторов выключается и охлаждающая вода через нее не пропускается во избежание появления в металле конденсатора дополнительных температурных напряжений.

Теплофикационные турбины с промышленными и отопительными отборами пара также имеют два отопительных отбора. При отпуске пара внешнему потребителю обратный конденсат или возмещающая его добавочная вода до ввода в тракт питательной воды подогревается в деаэраторе для удаления растворенных газов (кислорода и др.).

В теплофикационных турбинах применяют связанное регулирование давления в отборах и расхода подводимого свежего пара: при увеличении потребления теплоты внешними потребителями и снижении давления в линиях отбора пара одновременно прикрываются поворотные диафрагмы регулируемых отборов и увеличивается открытие регулирующих клапанов свежего пара. При уменьшении расхода пара внешним потребителем и повышении давления пара в линиях отборов одновременно увеличивается открытие окон в поворотной диафрагме и прикрываются регулирующие клапаны свежего пара. При изменении электрической нагрузки и постоянном потреблении теплоты одновре-



подается при низких температурах наружного воздуха через пиковые водогрейные котлы, а при повышенных температурах, минуя их, в тепловую сеть (рис. 6.11). Давление воды после насосов второго подъема зависит от протяженности тепловой сети, рельефа местности, гидравлических сопротивлений сети и марки пиковых водогрейных котлов и составляет примерно 2 МПа.

Давление воды за насосами первого подъема определяется гидравлическим сопротивлением сетевых подогревателей и трубопроводов, а также условием предотвращения вскипания подогретой воды перед насосами второго подъема.

У каждой ступени сетевых подогревателей устраивают обводы воды, которые можно использовать для регулирования ее температуры за ступенями.

Конденсат греющего пара из каждого сетевого подогревателя насосом отводится в смеситель, установленный на основной линии конденсата турбины за регенеративным подогревателем, питаемым паром того же отбора. При сверхкритическом начальном давлении пара в прямоточных котлах конденсат греющего пара сетевых подогревателей необходимо очищать от солей, которые могут попасть в конденсат из-за присоса сетевой воды. При этом целесообразно использовать каскадную схему слива конденсата греющего пара (из верхнего подогревателя в нижний) и общий поток конденсата (после охлаждения) направлять на химическое обессоливание.

Расход пара, поступающего из отборов турбины в сетевые подогреватели, определяется из уравнений теплового баланса:

для верхней ступени

$$Q_B = D_B \cdot (h_B - h'_B) \cdot \eta_B = G_{c.B} \cdot (h_{B.C} - h_{H.C}), \quad (4.21)$$

для нижней ступени:

а) при параллельном отводе дренажей из подогревателей

$$Q_H = D_H \cdot (h_H - h'_H) \cdot \eta_H = G_{c.B} \cdot (h_{H.C} - h_{O.C}), \quad (4.22)$$

б) при последовательном (каскадном) отводе дренажей из подогревателей (см. рис. 6.11)

$$Q_H = [D_H \cdot (h_H - h'_H) + D_B \cdot (h_B - h'_B)] \cdot \eta_H = G_{c.B} \cdot (h_{H.C} - h_{O.C}), \quad (4.23)$$

В формулах (4.21)–(4.23) приняты следующие обозначения:  $Q_B$  и  $Q_H$  – тепловые нагрузки подогревателей верхней и нижней ступеней, ГДж/ч;  $D_B$  и  $D_H$  – расходы пара подогревателей верхней и нижней ступеней,  $10^3$  т/ч;  $G_{c.B}$  – расход сетевой воды,  $10^3$  т/ч;  $h_B$  и  $h_H$  – энтальпии

греющего пара подогревателей верхней и нижней ступеней;  $h'_в$  и  $h'_н$  – энтальпии конденсата греющего пара подогревателей верхней и нижней ступеней, кДж/кг;  $h_{в.с}$ ,  $h_{н.с}$ ,  $h_{о.с}$  – энтальпии сетевой воды на выходе из подогревателей верхней и нижней ступеней и в обратной линии. кДж/кг;  $\eta_в$  и  $\eta_н$  – КПД подогревателей верхней и нижней ступеней,

$$\eta_в \approx \eta_н \approx 0,98 - 0,99.$$

Сетевая вода в верхней и нижней ступенях подогревается паром из отборов турбины, и сумма тепловых нагрузок обеих ступеней равна расходу теплоты из отборов турбины, т.е.

$$Q_в + Q_н = Q_т = \alpha_{ТЭЦ} \cdot Q_{от}$$

Из уравнений (6.21) и (6.22) или (6.23) следует, что

$$\frac{Q_в}{Q_н} = \frac{h_{в.с} - h_{н.с}}{h_{н.с} - h_{о.с}},$$

здесь энтальпии сетевой воды определяются по температурному графику, (см. рис. 6.10). Зная сумму  $Q_в$  и  $Q_н$  и их отношение, находят значения этих величин. Определяя значения недогрева воды в ступенях подогрева до температуры насыщения  $t'$  отборного пара в виде

$$g_{в.с} = t'_в - t_{в.с}; \quad g_{н.с} = t'_н - t_{н.с}$$

находят давление греющего пара в отопительных отборах, а по процессу работы пара в турбине – энтальпии греющего пара в подогревателях  $h_в$  и  $h_н$ . По значениям энтальпий пара и воды и величин  $Q_в$  и  $Q_н$  из (6.21), (6.22) или (6.23) находят расходы пара  $D_в$  и  $D_н$  и сетевой воды  $G_{с.в}$ ; последняя величина определяется, кроме того, из (6.19) по известным величинам  $Q_{от}$ ,  $h_{п.с}$ ,  $h_{о.с}$ .

Конечный подогрев сетевой воды при низких температурах наружного воздуха осуществляют в пиковых водогрейных котлах, тепловая нагрузка которых, кДж/ч, имеет вид

$$Q_{ПВК} = Q_{от} - Q_т = (1 - \alpha_{ТЭЦ}) \cdot Q_{от} = G_{с.в} \cdot (h_{п.с} - h_{в.с}). \quad (4.24)$$

В случае использования теплофикационного пучка в конденсаторе турбины теплота сетевой воды в нем, ГДж/ч,

$$Q_{тф} = D_к \cdot (h_к - h'_к) \cdot \eta_{тф} = G_{с.в} \cdot (h_{тф} - h_{о.с}). \quad (4.25)$$

здесь

$D_к$  – расход пара в конденсатор турбины,  $10^3$  т/ч;

$h_к, h'_к$  – энтальпии пара и конденсата в конденсаторе, кДж/кг;

$h_{\text{тф}} = h'_{\text{к}} - \mathcal{G}_{\text{тф}} \cdot c_p$  – энтальпия подогретой воды после пучка, кДж/кг;

$\mathcal{G}_{\text{тф}}$  – недогрев воды в теплофикационном пучке, °С;

$\eta_{\text{тф}} \approx 1$  – КПД пучка.

При работе теплофикационного пучка в (6.21), (6.22) или (6.23) вместо энтальпии воды в обратной линии  $h_{\text{о.с}}$  принимается энтальпия воды после теплофикационного пучка  $h_{\text{тф}}$ , кДж/кг. Возможный подогрев воды в пучке определяется значениями  $h'_{\text{к}}$  и  $\mathcal{G}_{\text{тф}}$ , а также давлением пара в конденсаторе турбины, площадью поверхности нагрева пучка, температурой и расходом сетевой воды.

## 6.8. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ ОТ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

На конденсационных электростанциях размещаются небольшие сетевые установки для покрытия тепловых нагрузок жилого поселка и самой электростанции. Тепловые нагрузки таких установок обычно не превышают 200 ГДж/ч. Пар к сетевым подогревателям подводится от нерегулируемых отборов, поэтому тепловые режимы их существенно зависят от давления в отборах, а следовательно, от электрической мощности турбин.

В качестве примера на рис. 6.12 показана схема теплофикационной установки конденсационного блока с турбиной К-200-130. Пар к сетевым подогревателям подводится от двух нерегулируемых отборов и, кроме того, от РОУ собственных нужд, которая включается в работу, когда давление пара в отборах падает и нагрев сетевой воды до требуемой температуры отборным паром не может быть проведен.

Конденсат греющего пара из сетевых подогревателей отводится в систему регенеративного подогрева основного конденсата турбины. Не конденсирующиеся газы перепускаются из верхнего подогревателя в нижний, а затем в конденсатор турбины.

Обычно на установках такого типа сетевой подогреватель второй ступени является пиковым и включается в работу в холодные дни отопительного сезона, а также при работе паротурбинной установки на пониженной нагрузке, так как в этих условиях давление пара в отборе уменьшается и количество теплоты, передаваемой в основном подогревателе, может оказаться недостаточным.

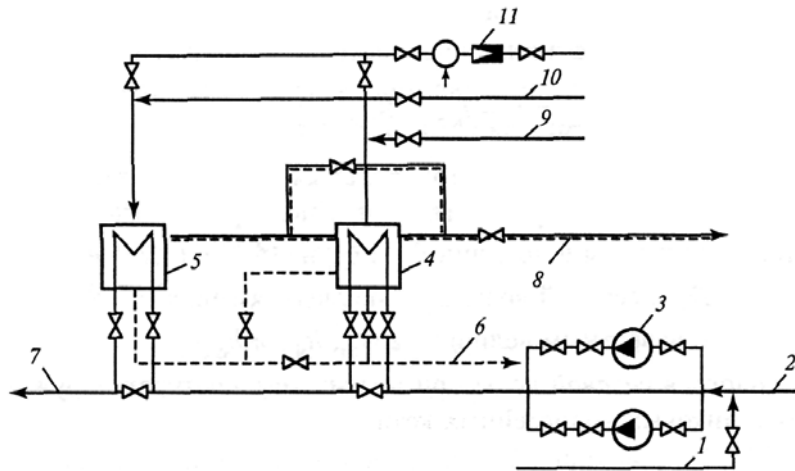


Рис. 6.12. Сетевая установка конденсационного блока с турбиной К-200-130:  
 1 – добавочная вода; 2 – магистраль обратной сетевой воды; 3 – сетевой насос; 4,5 – сетевые подогреватели ПСВ-20-7-15 и ПСВ-63-7-15; 6 – отвод конденсата в систему регенеративного подогрева воды; 7 – линия в магистраль сетевой воды; 8 – отвод паровоздушной смеси в конденсатор турбины; 9 – пар от отбора ( $P = 0,25$  МПа); 10 – то же ( $P = 0,6$  МПа); 11 – РОУ

### Вопросы для самопроверки

1. Поясните принцип построения годового графика потребления теплоты на отопление и горячее водоснабжение.
2. Поясните физический смысл коэффициента теплофикации.
3. Назовите способы отпуска пара промышленным потребителям.
4. В каких случаях целесообразно применение паропреобразовательных установок для отпуска пара потребителям.
5. Какие способы регулирования отпуска теплоты используются на ТЭЦ?
6. Какая связь между давлением пара в регулируемом отборе и температурой подогрева сетевой воды?
7. Что такое регулируемые отборы пара?
8. Назовите способы покрытия пиковых отопительных нагрузок на ТЭЦ.
9. Назовите типы систем теплоснабжения. Каковы их преимущества и недостатки?
10. Почему заводы-изготовители теплофикационных турбин не рекомендуют отключать нижний сетевой подогреватель?
11. Каким образом осуществляется отпуск теплоты на нужды отопления от КЭС?

## **Глава седьмая. ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА НА ТЭС И СПОСОБЫ ИХ ВОСПОЛНЕНИЯ**

### **7.1. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТЕПЛО-ВОЙ СХЕМЕ ТЭС**

На тепловых электростанциях реализуется замкнутый цикл движения рабочего тела в трубопроводах и оборудовании, обладающих высокой герметичностью. Однако на ТЭС всегда имеются потери рабочего тела, обусловленные как неплотностями оборудования и арматуры, так и характером реализованных технологических процессов.

Потери пара и конденсата на ТЭЦ делятся на внутренние  $D_{\text{вт}}$ , потери с продувочной водой барабанов котлов, внешние  $D_{\text{вн}}$  и технологические  $D_{\text{техн}}$ . К внутренним потерям относятся утечки в элементах оборудования, паровых и водяных линиях электростанции.

Восполнение потерь на ТЭС производится обессоленной водой, при этом расчетную производительность обессоливающей или испарительной установки для конденсационных электростанций и отопительных ТЭЦ следует принимать равной 2 % паровой производительности устанавливаемых котлов. Производительность общестанционной испарительной установки или дополнительная производительность обессоливающей установки (сверх 2 %) принимается:

- для электростанций с прямоточными котлами – 25 т/ч при блоках мощностью 200, 250, 300 МВт, 50 т/ч при блоках мощностью 500 МВт, 75 т/ч при блоках мощностью 800 МВт;
- для электростанций с барабанными котлами – 25 т/ч.

На газомазутных ТЭС (при использовании пара на разогрев мазута без возврата конденсата) производительность химобессоливающей установки увеличивается на 0,15 т на 1 т сжигаемого мазута.

Утечки вызывают потери пара и воды и снижают тепловую экономичность электростанции. Они существуют на всех линиях пароводяного тракта, однако при расчетах полагают, что они сосредоточены в паропроводе свежего пара (перед турбиной). Это упрощает расчеты и приводит к тому, что найденные таким образом показатели тепловой экономичности бывают несколько занижены, правда, весьма незначительно.

Заметные значения потерь на ТЭС связаны с непрерывной продувкой барабанов котлов. Для уменьшения этих потерь на линиях про-

дувочной воды устанавливают расширители продувки. Применение находят схемы с одной и двумя ступенями расширения (рис. 7.1).

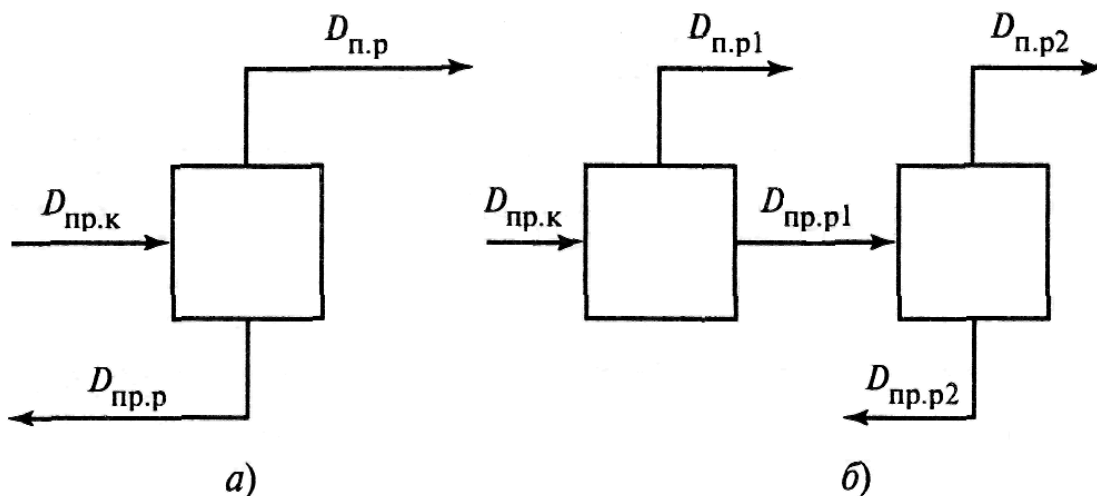


Рис. 7.1. Схемы включения расширителей непрерывной продувки котла:  
а – одноступенчатая; б – двухступенчатая

При одноступенчатой схеме (рис. 7.1, а) уравнение теплового баланса расширителя имеет вид

$$D_{\text{пр.к}} h_{\text{пр.к}} = D_{\text{п.п}} h_{\text{п.п}} + D_{\text{пр.п}} h_{\text{пр.п}}, \quad (7.1)$$

а уравнение материального баланса можно записать как

$$D_{\text{пр.к}} = D_{\text{п.п}} + D_{\text{пр.п}}, \quad (7.2)$$

здесь индексы означают: «пр.к» – продувка котла; «п.п» – пар расширителя «пр.п» – продувка расширителя.

Из (7.1) и (7.2) следует, что

$$D_{\text{пр.п}} = \frac{h_{\text{п.п}} - h_{\text{пр.к}}}{h_{\text{п.п}} - h_{\text{пр.п}}} \cdot D_{\text{пр.к}} = \beta_{\text{пр.п}} \cdot D_{\text{пр.к}}. \quad (7.3)$$

Аналогично записывается уравнение, определяющее продувку расширителя при двухступенчатой схеме расширения продувки котла (рис. 7.1, б). Расход продувочной воды расширителя второй ступени при этом определяется по зависимости

$$D_{\text{пр.п2}} = \frac{h_{\text{п.п2}} - h_{\text{пр.п1}}}{h_{\text{п.п2}} - h_{\text{пр.п2}}} \cdot D_{\text{пр.п1}} = \beta_{\text{пр.п1}} \cdot \beta_{\text{пр.п2}} \cdot D_{\text{пр.к}}, \quad (7.4)$$

где индексы «1» и «2» соответствуют номеру расширителя.

Расход воды при непрерывной продувке котла должен измеряться расходомером и для установившегося режима при восполнении потерь обессоленной водой или дистиллятом испарителей должен составлять не более 1 и не менее 0,5 % производительности котла, а при восполне-

нии потерь химически очищенной водой – не более 3 и не менее 0,5 % производительности; при пуске котла после монтажа, ремонта или из резерва допускается увеличение непрерывной продувки до 2–5 % производительности котла.

В схеме продувки котла с одним расширителем пар из последнего направляется обычно в деаэратор основного конденсата турбины. Туда же поступает пар из первого расширителя при двухступенчатой схеме. Пар из второго расширителя направляется обычно в атмосферный или вакуумный деаэратор подпиточной воды тепловой сети или в стационарный коллектор (0,12–0,25 МПа). Дренаж расширителя продувки подводится в охладитель продувки, где охлаждается водой, направляемой в химический цех (для подготовки добавочной и подпиточной воды), и затем сбрасывается. Таким образом, расширители продувки уменьшают потери продувочной воды и увеличивают тепловую экономичность установки за счет того, что большая часть содержащейся в воде теплоты при этом полезно используется.

Внешние потери пара и конденсата  $D_{вн}$  могут быть на ТЭЦ при открытых схемах отпуска теплоты, когда потребители теплоты получают редуцированный свежий пар или пар непосредственно из отборов турбин. Конденсат этого пара («обратный» конденсат) от теплового потребителя может вообще не возвращаться или возвращаться сильно загрязненным. В обоих случаях внешние потери являются полными, т.е. равными расходу пара теплового потребителя  $D_{т.п}$ . Однако обычно «обратный» конденсат ( $D_{о.к}$ ) с учетом его качества можно непосредственно направить в линию основного конденсата турбины. В этом случае внешние потери связаны с невозвратом конденсата с производства. Учитывая, что внешние потери могут быть достаточно велики, для их восполнения необходимо предусмотреть специальные водоподготовительные установки. Конечно, при больших потерях пара и конденсата у теплового потребителя можно применить схему с паропреобразователями и получать на них все необходимое количество добавочной воды. В этом случае производительность паропреобразователей выбирается равной сумме всех безвозвратных потерь и никаких других установок для подготовки добавочной воды не требуется.

Предотвращение внешних потерь пара и конденсата при применении паропреобразовательной установки (ППУ) связано с невыработкой мощности турбиной из-за необходимости подачи на ППУ пара более высокого потенциала, чем требуется для технологических целей. Эту невыработку мощности надо учитывать при расчете принципиальной тепловой схемы ТЭС. Внутренние потери и потери, связанные с

продувкой барабанов котлов, восполняются добавочной водой, поступающей в конденсатор турбины, где она проходит предварительную деаэрацию. Внешние потери восполняются добавочной водой, направляемой в деаэратор основного конденсата турбины. Схема основных потоков пара и конденсата с учетом потерь и восполнения рабочего тела приведена на рис. 7.2.

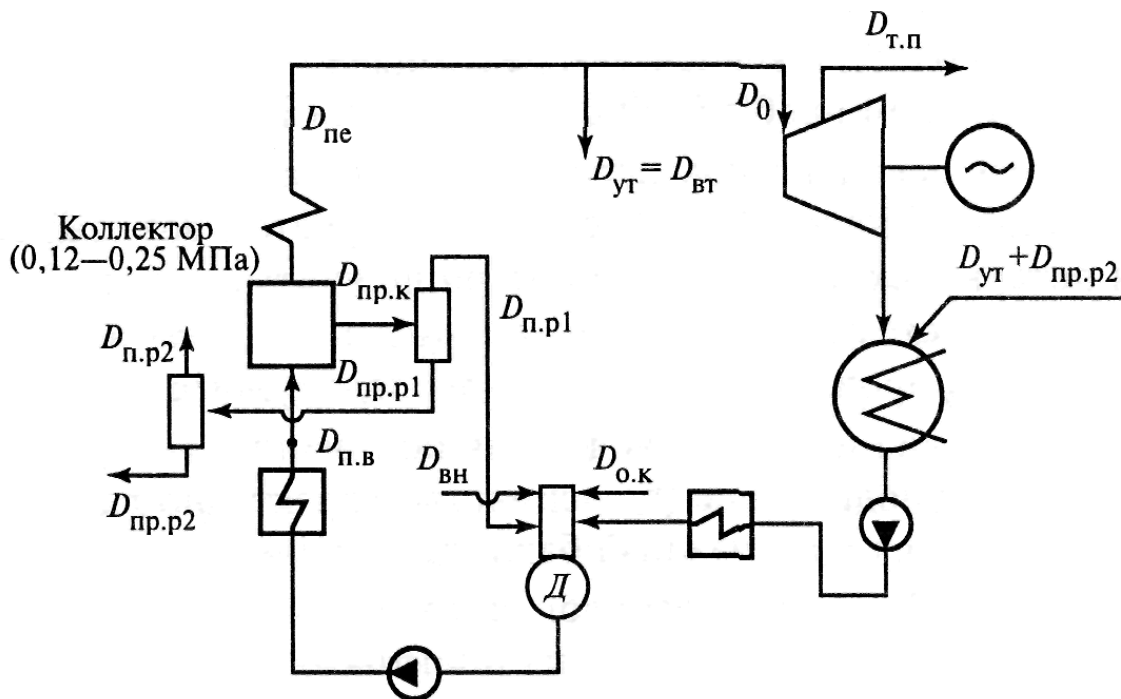


Рис. 7.2. Схема основных потоков пара и конденсата с учетом потерь и восполнения рабочего тела: Д – деаэратор

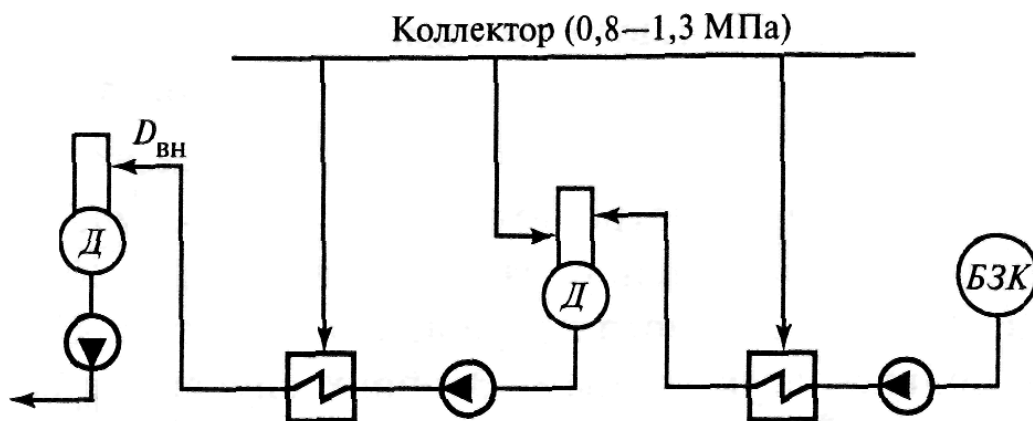


Рис. 7.3. Схема подогрева и предварительной деаэрации добавочной воды, идущей на восполнение внешних потерь: Д – деаэратор; БЗК – бак запаса конденсата

На ТЭС с внешними потерями рабочего тела добавочная вода, восполняющая их, перед подачей ее в деаэратор основного конденсата

турбины должна подогреваться и предварительно деаэрироваться в атмосферном деаэраторе. Схема подогрева и предварительной деаэрации добавочной воды, идущей на восполнение внешних потерь, приведена на рис. 7.3.

При наличии на ТЭС коллектора (0,12–0,25 МПа) для предварительного подогрева добавочной воды и ее деаэрации можно использовать пар из этого коллектора. На ряде ТЭЦ внешние потери пара и конденсата восполняются термическим методом с применением автономных испарительных установок. В этом случае дистиллят обычно подается в деаэратор основного конденсата турбины.

Если автономная испарительная установка работает без передачи теплоты в «холодный» источник, то тепловая экономичность производства добавочной воды при химическом и термическом методах будет одинакова. Это объясняется тем, что как в первом, так и во втором случае теплота пара из стационарного коллектора (0,8–1,3 МПа) тратится только на подогрев добавочной воды.

Кроме вышеперечисленных потерь пара и конденсата на ТЭС существуют так называемые технологические потери (или потери на собственные нужды). Они связаны с работой форсунок, обдувками и отмывками поверхностей нагрева, обслуживанием установок для очистки конденсата, деаэрацией подпиточной воды теплосети, разгрузкой мазута, отбором проб теплоносителя для химических анализов и др.

Нормы технологических потерь пара и конденсата разрабатываются электростанцией для каждой технологической операции с учетом возможного повторного использования потерь. Технологические потери не учитываются при расчете принципиальной тепловой схемы станции, но должны приниматься во внимание при выборе установленной производительности водоподготовительной установки.

Дренажи оборудования и паропроводов как постоянные (например, из уплотнений насосов), так и периодические (большинство характерно для пускоостановочных режимов) собираются в дренажный бак и периодически возвращаются в цикл.

На современных ТЭС загрязненный конденсат обычно собирается в бак загрязненного конденсата и после очистки его на ионитовых фильтрах и деаэрации возвращается в цикл. Если на ТЭС имеются испарители, загрязненный конденсат, продувочная вода барабанных котлов могут направляться также в эти аппараты. При таких схемах общие потери воды на ТЭС резко сокращаются.

Все безвозвратные потери пара и конденсата на ТЭС должны восполняться добавочной водой.

Из изложенного выше следует:

расход перегретого пара котла определяется по формуле

$$D_{\text{пе}} = D_0 + D_{\text{вт}}; \quad (7.5)$$

расход питательной воды для барабанных котлов имеет вид

$$D_{\text{п.в}}^{\text{б.к}} = D_0 + D_{\text{вт}} + D_{\text{пр.к}}; \quad (7.6)$$

расход питательной воды для прямоточных котлов рассчитывается в виде

$$D_{\text{п.в}}^{\text{пр.к}} = D_{\text{пе}} = D_0 + D_{\text{вт}}; \quad (7.7)$$

В то же время расход питательной воды на ТЭС, оборудованной барабанными котлами, можно определить из соотношения

$$D_{\text{п.в}}^{\text{ТЭС}} = \sum D_{\text{к}} + D_{\text{вт}} + D_{\text{пр.р2}} + D_{\text{вн}} + D_{\text{п.р1}} + D_{\text{о.к}}; \quad (7.8)$$

где

$\sum D_{\text{к}}$  – расход конденсата, поступившего в конденсатор, деаэра-тор и теплообменники основного конденсата и питательной воды тур-боустановки, в том числе конденсата второго расширителя продувки котла.

Расход питательной воды на ТЭС с прямоточными котлами без внешних потерь

$$D_{\text{п.в}}^{\text{ТЭС}} = \sum D_{\text{к}} + D_{\text{вт}} = D_{\text{вт}} + D_0. \quad (7.9)$$

## 7.2. СПОСОБЫ ПОДГОТОВКИ ВОДЫ ДЛЯ ВОСПОЛНЕНИЯ ПОТЕРЬ ПАРА И КОНДЕНСАТА НА ТЭС

В настоящее время в мировой практике и на ТЭС России применяются в основном три способа обессоливания воды для восполнения потерь пара и конденсата: химический (ионообменный), термический и комбинированный на основе сочетания установок обратного осмоса с установками химического (ионообменного) обессоливания.

При выборе способа подготовки воды обычно учитывают качество исходной воды, количество и качество сточных вод, возможность их сброса или утилизации, а также надежность используемого оборудования.

При среднегодовом суммарном содержании анионов сильных кислот в исходной воде до 5,0 мг-экв/л, а также при отсутствии специфических органических соединений, которые в должной мере не удаляются при коагуляции и известковании, восполнение потерь производится

химически обессоленной водой независимо от условий сброса регенерационных сточных вод.

При среднегодовом содержании анионов сильных кислот в исходной воде более 5,0 мг-экв/л восполнение потерь рекомендуется производить дистиллятом испарительных и паропреобразовательных установок или обессоленной водой, полученной путем сочетания химического обессоливания с мембранными методами.

В последнее время эти границы эффективного применения различных технологий обессоливания ставятся под сомнение. Так, например, при составлении очередной редакции «Норм технологического проектирования ТЭС» ряд организаций рекомендует химическое обессоливание применять при среднегодовом содержании анионов сильных кислот в исходной воде до 7,0 мг-экв/л, а комбинированное и термическое – при большем их содержании. Термическое обессоливание рекомендуется использовать также при среднегодовом содержании в исходной воде органических соединений по перманганатной окисляемости более 20 мг  $O_2$ /л независимо от концентрации анионов сильных кислот или при любом содержании в исходной воде анионов сильных кислот при работе испарительных установок без тепловых потерь. Существуют и другие точки зрения.

На отечественных ТЭС при подготовке добавочной воды для питания энергетических котлов широко применяется химическое (ионообменное) обессоливание исходной воды по многоступенчатым схемам с параллельно-точными фильтрами и с использованием в основном отечественных ионитов. При этом на регенерацию ионитных фильтров электростанциями страны расходуется значительное количество серной кислоты и едкого натра. Образующиеся в результате процесса минерализованные сточные воды после их нейтрализации и разбавления сбрасываются в водные источники на согласованных с природоохранными органами условиях.

В настоящее время в отечественной практике химического обессоливания воды увеличилось использование импортных смол различного назначения и начали применяться зарубежные противоточные технологии с так называемым прямым и обратным противотоком, такие как Schwebebett, Amberpack и др.

Опыт применения противоточных технологий на водоподготовительных установках (ВПУ) отечественных ТЭС показал, что по сравнению с прямотоком расход реагентов на регенерацию снижается в среднем на 50–60 %, а расход воды – в 1,5–2 раза. Кроме того, уменьшаются число используемых фильтров и потребность в ионообменном материале.

На рис. 7.4 изображена принципиальная технологическая схема химического обессоливания воды. Обессоливание воды по этой схеме предусматривает предварительную обработку исходной воды в осветлителях известью, коагулянт и флокулянт, сбор осветленной воды в баках, фильтрацию осветленной воды через механические фильтры, последующее глубокое обессоливание осветленной воды в противоточных Н- и ОН-фильтрах. Регенерация ионитов осуществляется раствором серной кислоты и едким натром. Для приготовления регенерационных растворов и отмывки ионитов от продуктов регенерации используется обессоленная вода.

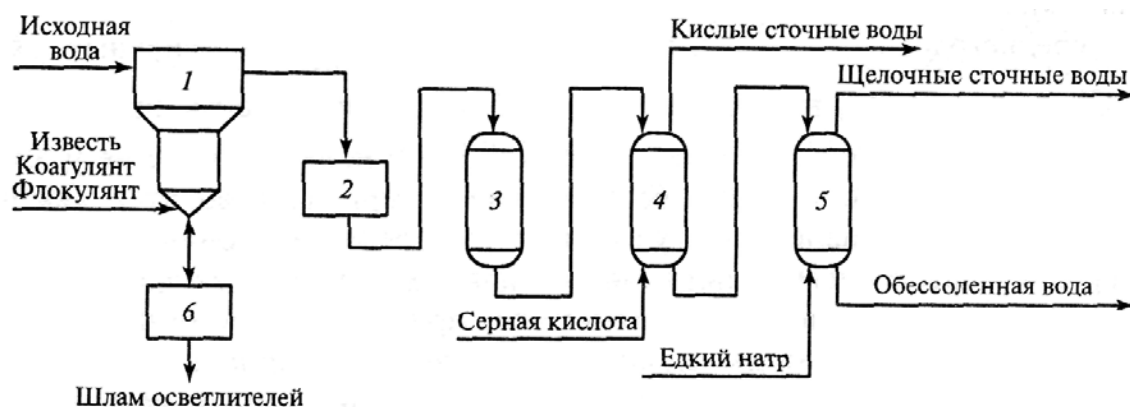


Рис. 7.4. Принципиальная технологическая схема химического обессоливания воды: 1 – осветлитель; 2 – бак осветленной воды; 3 – механический фильтр, 4 – противоточный Н-фильтр; 5 – противоточный ОН-фильтр; 6 – шламоуплотнительная станция

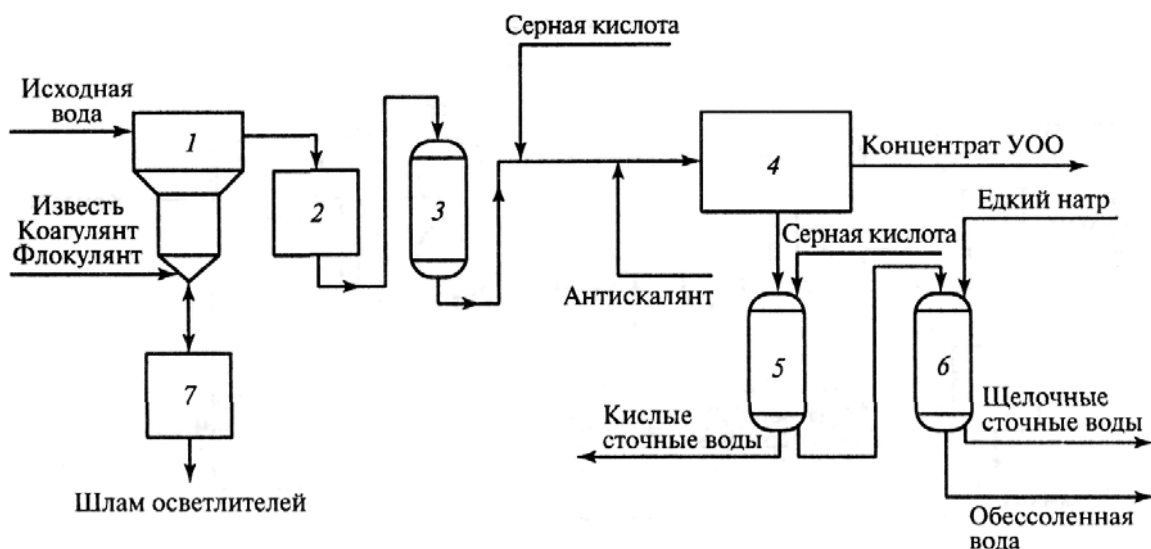


Рис. 7.5. Принципиальная технологическая схема комбинированного обессоливания воды: 4 – установка обратного осмоса; 5 – Н-фильтр второй ступени; 6 – ОН-фильтр

второй ступени; 7 – иламоуплотнительная станция; остальные обозначения те же, что на рис. 5.4

Обессоливание воды по комбинированной схеме представлено на рис. 7.5. Технологическая схема установки предусматривает предварительную обработку исходной воды в осветлителях известью, коагулянтом и флокулянтами, сбор осветленной воды в баках, фильтрацию осветленной воды через механические фильтры, подкисление воды серной кислотой и дозирование антискалянтов перед установкой обратного осмоса (УОО), подачу воды через фильтры тонкой очистки в УОО, дообессоливание ее после УОО в Н- и ОН-фильтрах второй ступени.

В настоящее время в Российской Федерации действует ряд относительно крупных установок обратного осмоса, входящих в состав комбинированных технологий получения глубоко обессоленной воды. Такие установки имеются на ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго», Нижнекамской ТЭЦ-1. На ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго» установка обратного осмоса производительностью 50 т/ч эксплуатируется с 1997 г.

На рис. 7.6 представлена принципиальная технологическая схема термического обессоливания воды с применением испарителей типа И. В схеме предусмотрены коагуляция и известкование исходной воды, механическая фильтрация, Na-катионирование, термическая деаэрация. После этого умягченная вода подается в качестве питательной в испарительную установку.

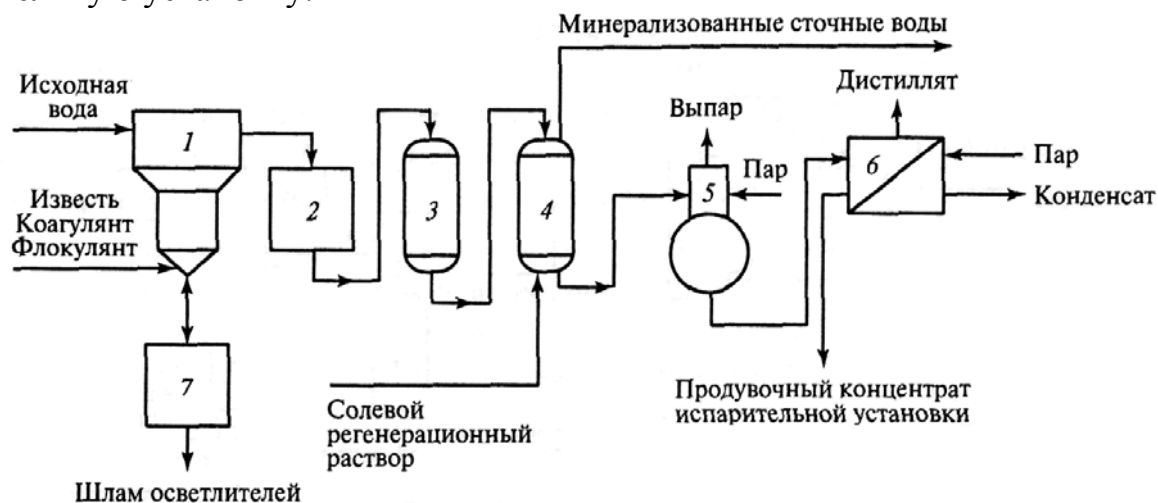


Рис. 7.6. Принципиальная технологическая схема термического обессоливания воды:

4 – Na-фильтр; 5 – деаэратор; 6 – испарительная установка; остальные обозначения те же, что на рис. 7.5

Возможны и другие схемы обессоливания воды.

Суть термического обессоливания воды заключается в ее испарении за счет теплоты пара из отбора турбины с последующей конденсацией вторичного пара. Несмотря на то что в процессе испарения с вторичным паром уносится часть воды в виде капель с содержащимися в ней примесями, чистота дистиллята испарителей получается достаточно высокой, поскольку основная часть веществ, поступивших с питательной водой в испаритель, остается в его концентрате как продукте выпаривания воды в нем и выводится из испарителя непрерывно с его продувкой.

В нашей стране энергомашиностроительными заводами выпускаются следующие испарители: горизонтально-трубные пленочные; «мгновенного» вскипания; с выносной зоной кипения и типа И.

Обобщение опыта применения термического метода обессоливания добавочной воды на ТЭС России показывает, что наибольшее распространение получили испарители типа И и ряд схем их включения:

- блочные испарительные установки (БИУ), включенные в систему подогрева основного конденсата турбин на КЭС;
- БИУ, включенные в систему подогрева сетевой воды на ТЭЦ;
- многоступенчатые испарительные установки (МИУ) на промышленно-отопительных ТЭЦ;
- паропреобразовательные установки на промышленных ТЭЦ.

Анализ тепловых схем конденсационных турбоустановок показывает, что во всех случаях необходимое количество добавочной воды может быть получено от испарительных установок (одной или двух), включенных в регенеративную систему низкого давления.

На рис. 7.7 показана схема включения БИУ в систему подогрева основного конденсата турбины К-300-240.

Испарительная установка по греющему пару включается в отбор VI турбины, а конденсатор испарителя – в рассечку между ПНД-3 и ПНД-2. Для снижения тепловых потерь при производстве дистиллята последний перед подачей в конденсатор турбины охлаждается химически очищенной водой.

Эксплуатация таких БИУ практически не приводит к изменению режима работы системы регенерации турбин и тепловой экономичности КЭС, поскольку вся теплота, отобранная паром из нерегулируемого отбора турбины на осуществление процесса дистилляции, возвращается в термодинамический цикл. Ниже приводится методика поверочного расчета одноступенчатой блочной испарительной установки.

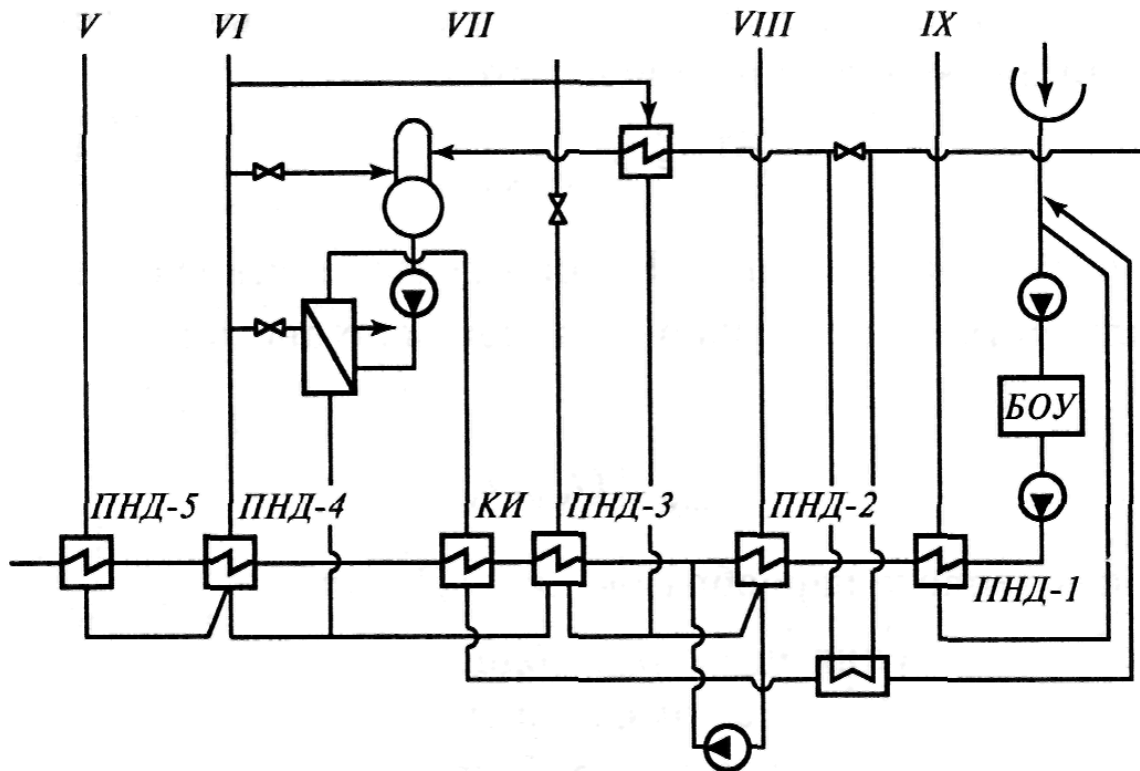


Рис. 7.7. Схема включения БОУ в систему подогрева основного конденсата турбины К-300-240:

V–IX– номера отборов; БОУ– блочная обессоливающая установка

Количество теплоты, передаваемой от греющего пара в испарителе, можно определить в виде

$$Q_{\text{и}} = D_{\text{вт}}(h''_{\text{вт}} - h_{\text{п.в}}) + D_{\text{пр}}(h'_{\text{вт}} - h_{\text{п.в}}), \quad (7.10)$$

где

$D_{\text{вт}}$  – количество вторичного пара испарителя, кг/с;

$D_{\text{пр}}$  – количество продувочной воды испарителя, кг/с;

$h''_{\text{вт}}, h'_{\text{вт}}, h_{\text{п.в}}$  – энтальпии соответственно вторичного пара, его конденсата и питательной воды, поступающей в испаритель, кДж/кг.

Теплота конденсации вторичного пара передается в конденсаторе испарителя основному конденсату, изменяя его энтальпию от  $h_{\text{к.и1}}$  до  $h_{\text{к.и2}}$ , т.е.

$$Q_{\text{к.и}} = G_{\text{о.к}}(h_{\text{к.и2}} - h_{\text{к.и1}}), \quad (7.11)$$

где

$G_{\text{о.к}}$  – расход основного конденсата, проходящего через конденсатор испарителя, кг/с.

Количество теплоты, определяемое по (7.10), может быть также найдено из уравнения теплопередачи для испарителя:

$$Q_{\text{и}} = k_{\text{и}} \cdot \Delta t_{\text{и}} \cdot F_{\text{и}}, \quad (7.12)$$

где

$k_{\text{и}}$  – коэффициент теплопередачи в испарителе, кВт/(м<sup>2</sup>К);

$\Delta t_{\text{и}}$  – температурный напор в испарителе, °С;

$F_{\text{и}}$  – площадь поверхности греющей секции испарителя, м<sup>2</sup>.

Температурный напор в испарителе равен разности температур насыщения греющего и вторичного пара:  $\Delta t_{\text{и}} = t'_{\text{гр}} - t'_{\text{вт}}$ .

Количество теплоты, определяемое по (7.11), может быть рассчитано из уравнения теплопередачи для конденсатора испарителя (КИ):

$$Q_{\text{к.и}} = k_{\text{к.и}} \cdot \Delta t_{\text{к.и}} \cdot F_{\text{к.и}}, \quad (7.13)$$

Значение температурного напора в КИ определяется как среднелогарифмическое. Производительность испарительной установки по дистилляту можно вычислить из соотношения

$$D_{\text{и.у}} = \frac{Q_{\text{к.и}}}{r_{\text{к.и}}}, \quad (7.14)$$

где

$r_{\text{к.и}}$  – удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Представленные уравнения позволяют однозначно определить производительность испарительной установки, а также параметры теплоносителей в испарителе и его конденсаторе. Потери давления в трубопроводе вторичного пара можно принимать равными 5 %.

На рис. 7.8 приведена тепловая схема включения испарительной установки в систему подогрева основного конденсата блока мощностью 200 МВт. Для блока используются две испарительные установки, одна из них подключена к отбору IV, другая – к отбору V. Испарители имеют свои конденсаторы КИ-1 и КИ-2, включенные в систему регенеративного подогрева питательной воды. Умягченная питательная вода испарителей предварительно деаэрируется в деаэраторе при давлении 0,12 МПа.

Применяются также БИУ с двухступенчатой схемой включения испарителей. На рис. 7.9 представлена схема включения двухступенчатой испарительной установки в систему подогрева основного конденсата блока мощностью 800 МВт. При работе такой установки пар первой ступени испарителя используется в качестве греющей среды во второй ступени, а вырабатываемый третичный пар отводится в конденсатор испарителя, где конденсируется при охлаждении основным конденсатом турбины. Производительность испарительной установки по дистилляту возрастает при этом в 1,5–1,7 раза по сравнению с одноступенчатой установкой.

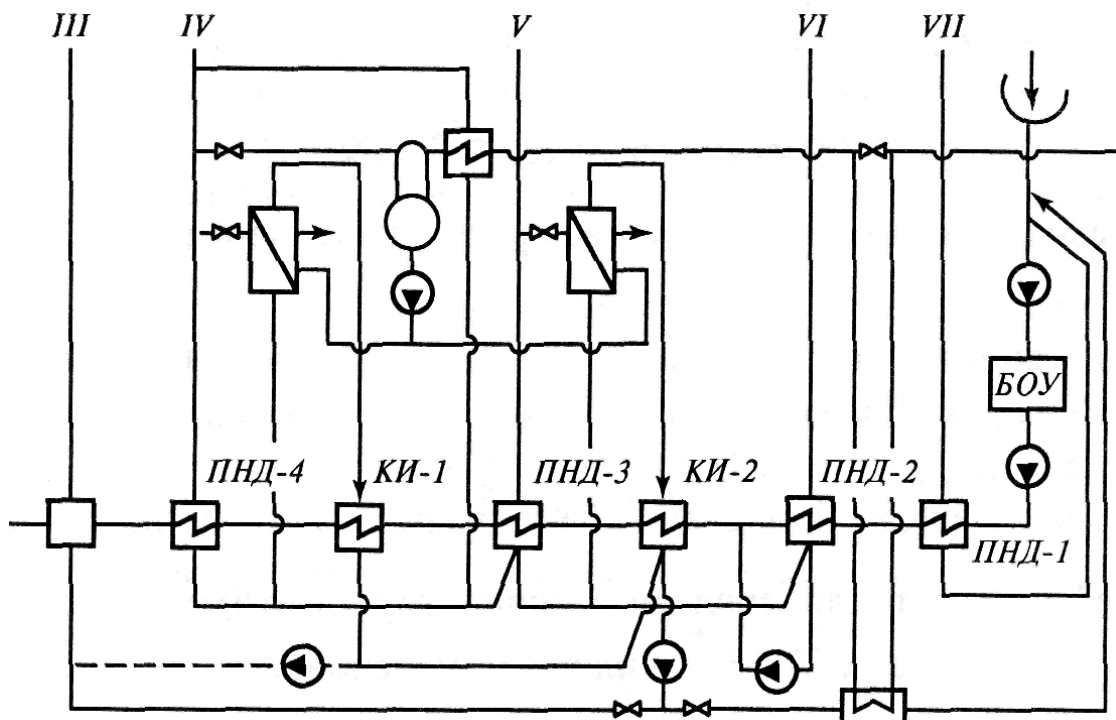


Рис. 7.8. Схема включения БИУ в систему подгрева основного конденсата турбины К-200-130 Сургутской ГРЭС-1: обозначения те же, что на рис. 7.7.

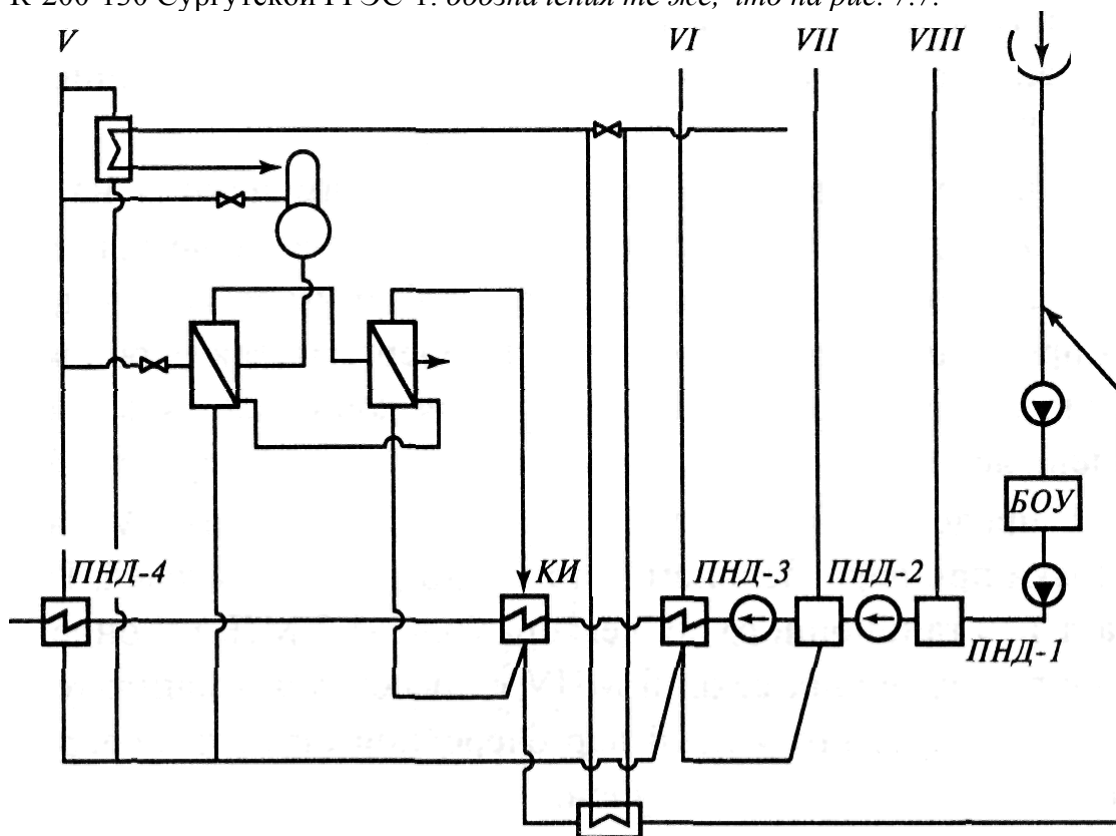


Рис. 7.9. Схема включения БИУ в систему подгрева основного конденсата турбины К-800-240 Сургутской ГРЭС-2: обозначения те же, что на рис. 7.7.

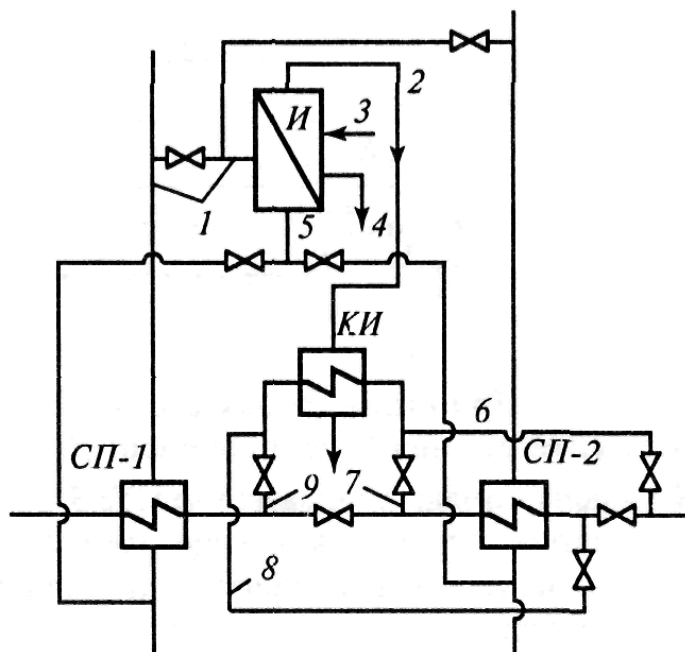


Рис. 7.10. Схема включения испарительной установки в систему подогрева сетевой воды теплофикационной турбины:

*СП-1 – верхний сетевой подогреватель; СП-2 – нижний сетевой подогреватель; 1 – подвод греющего пара; 2 – отвод вторичного пара; 3 – подвод питательной воды; 4 – продувка; 5 – отвод конденсата греющего пара; 6,8 – подвод сетевой воды к КИ и отвод ее при работе испарителя на паре нижнего регулируемого отбора; 7,9 – подвод сетевой воды к КИ и отвод ее при работе испарителя на паре верхнего регулируемого отбора*

Включаемые в систему подогрева основного конденсата турбин БИУ длительное время эксплуатируются на многих электростанциях России (Сургутской, Ново-черкасской, Пермской ТЭС и др.).

Для теплофикационных турбоустановок при отпуске теплоты потребителям поток основного конденсата до ввода конденсата сетевых подогревателей весьма невелик и не может обеспечить получение требуемого количества вторичного пара испарителя. Для таких турбоустановок рациональным местом включения испарительной установки является система подогрева сетевой воды. Схема включения испарительной установки в систему подогрева сетевой воды приведена на рис. 7.10. При включении испарительной установки по такой схеме можно восполнить не только внутренние, но и частично или полностью внешние потери пара и конденсата на ТЭЦ.

Многоступенчатые испарительные установки применяются на промышленно-отопительных ТЭЦ, где потери пара и конденсата из-за невозврата части конденсата с производства достигают больших значений. В качестве исходной воды здесь используются природная вода, сбросные воды энергетических объектов, продувочная вода котлов, сис-

тем обратного охлаждения конденсаторов (СОО), замасленные и замасленные сточные воды, промливневые воды с территории ТЭС и др.

На рис. 7.11 представлена принципиальная схема шестиступенчатой испарительной установки при параллельном питании водой испарителей. Греющий пар на МИУ поступает из стационарного коллектора (0,8 – 1,3 МПа). Конденсат греющего пара и дистиллят из греющих секций МИУ сливаются в расширители дистиллята. Образующийся в корпусе вторичный пар очередной ступени испарителя подается в греющую секцию следующей ступени. Вторичный пар последней ступени используется в деаэраторе МИУ и в подогревателе химически очищенной воды. При наличии избытка вторичного пара он подается в коллектор (0,12 – 0,25 МПа).

Питательная вода после деаэратора МИУ поступает в каждый испаритель параллельно. При этом перед первыми тремя ступенями МИУ она подогревается конденсатом греющего пара соответствующей ступени.

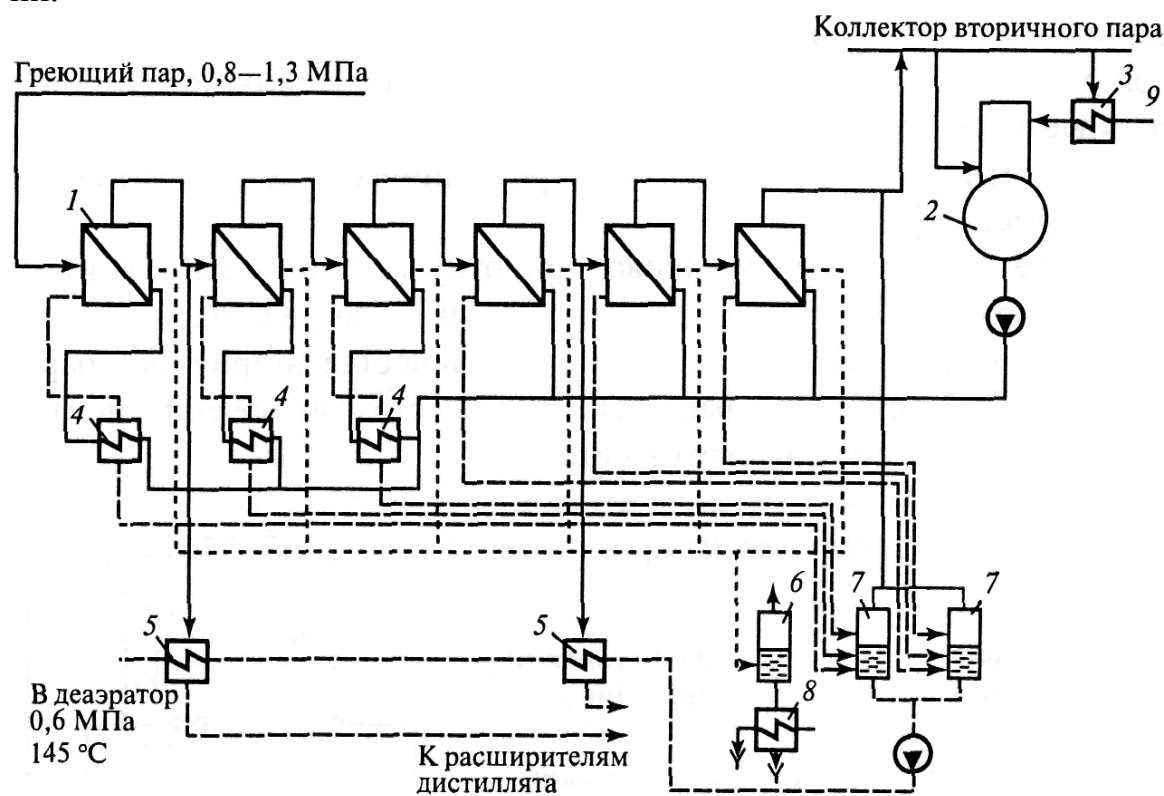


Рис. 7.11. Принципиальная схема шестиступенчатой испарительной установки при параллельном питании водой испарителей:

1 – испаритель; 2 – деаэратор ИУ; 3 – подогреватель химически очищенной воды; 4 – подогреватели питательной воды испарителей; 5 – подогреватели дистиллята ИУ; 6 – расширитель продувочной воды; 7 – расширители дистиллята; 8 – охладитель продувочной воды; 9 – химически очищенная вода

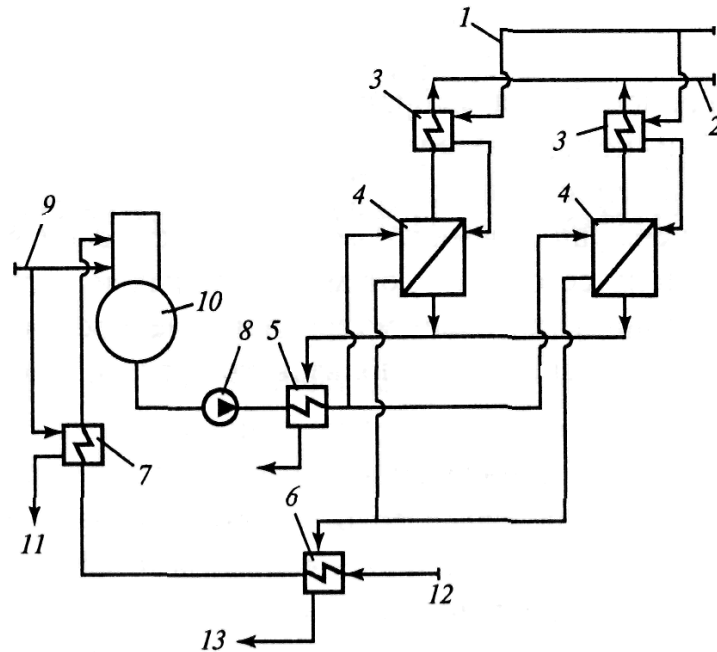


Рис. 7.12. Схема паропреобразовательной установки:

1 – подвод греющего пара; 2 – отвод вторичного пара; 3 – пароперегреватели; 4 – паропреобразователи; 5 – охладитель конденсата; 6 – охладитель продувочной воды; 7 – подогреватель питательной воды; 8 – питательный насос; 9 – подвод пара к подогревателю и деаэратору; 10 – деаэратор; 11 – конденсат пара; 12 – химически очищенная вода; 13 – продувочная вода

Система подогрева дистиллята состоит из двух подогревателей, в которых в качестве греющей среды используется вторичный пар из первой и четвертой ступеней МИУ. Дистиллят после подогрева до 130–150 °С подается в основной деаэратор турбоустановки.

В настоящее время крупные МИУ эксплуатируются на Саранской ТЭЦ-2, Казанской ТЭЦ-3 и на некоторых других электростанциях России.

При повышенных потерях пара и конденсата у внешних потребителей теплоты на ТЭЦ используются паропреобразовательные установки. В качестве питательной воды для ППУ используются некондиционный конденсат с производства и химически очищенная вода. Конденсат греющего пара ППУ сохраняется в основном энергетическом цикле ТЭЦ и после ППУ возвращается в цикл ТЭЦ.

Схема паропреобразовательной установки представлена на рис. 7.12. Пар из регулируемого отбора турбины направляется сначала в пароперегреватель вторичного пара, а затем в греющую секцию паропреобразователя. Питательная вода поступает в паропреобразователь из деаэратора. Образующийся в паропреобразователе пар через пароперегреватель подается потребителю. Конденсат греющего пара через охлади-

тель конденсата направляется в деаэрактор питательной воды турбоустановки.

При работе по такой схеме при любых потерях пара и конденсата у потребителя сохраняется весь конденсат пара, отведенного из отбора или выхлопа турбины в паропреобразователь.

Для поверочных расчетов многоступенчатых испарительных установок необходимо составить систему уравнений теплового баланса и теплопередачи для каждого из элементов оборудования аналогично тому, как это было сделано для одноступенчатой установки.

Решая систему уравнений для выбранных типоразмеров испарителей, конденсаторов испарителей и подогревателей, можно определить производительность установки и параметры теплоносителей.

Существенными преимуществами термического способа обессоливания воды являются высокая степень ее очистки от минеральных и органических примесей повышенной минерализации, а также малое влияние состава исходной воды на качество дистиллята, что позволяет использовать этот способ для обессоливания природных и сточных вод.

## **Вопросы для самопроверки**

1. Перечислите виды потерь пара и конденсата в цикле ТЭС и способы их восполнения.
2. Каково назначение расширителей в схеме продувки котлов?
3. Чему равно количество пара, получаемого в первой и второй ступенях расширения продувки котла?
4. Назовите способы подготовки воды для восполнения внешних потерь на ТЭЦ.
5. Поясните связь между содержанием примесей в исходной воде и способами ее очистки.
6. Назовите основные различия схем включения испарителей на КЭС и ТЭЦ.
7. Каково назначение многоступенчатых испарительных установок на ТЭС?
8. Назовите преимущества термического способа обработки воды по сравнению с другими способами.

## **Глава восьмая. ЭЛЕМЕНТЫ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ТЕПЛО- ВЫХ СХЕМ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

### **8.1. СОДЕРЖАНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ**

Принципиальная тепловая схема электростанции отражает все этапы технологического процесса преобразования энергии, выделившейся при сжигании органического топлива или делении ядер урана, в электрическую энергию и теплоту, используемую для промышленных нужд и теплофикации. Принципиальная тепловая схема электростанции на органическом топливе содержит все основное и вспомогательное технологическое оборудование от котельной установки до турбины по паровым и водяным линиям, а также все оборудование, служащее для отпуска теплоты внешним потребителям, термической подготовки добавочной воды, использования теплоты продувочной воды и др.

Для одноконтурной АЭС на схеме приводится все технологическое оборудование контура рабочей среды, а для двухконтурных и трехконтурных схем наряду с оборудованием этого контура – оборудование контуров теплоносителей. На принципиальной схеме показывают лишь те связи (коммуникации) между оборудованием, которые необходимы для осуществления технологического процесса. Резервное оборудование на схеме не указывается. Однотипное оборудование вне зависимости от числа установленных агрегатов изображается одним элементом, а трубопроводы при нескольких параллельных потоках – одной ниткой.

Принципиальная тепловая схема может быть составлена лишь после того, как на основе предварительных проработок выбраны тип станции, начальные и конечные параметры, цикл паротурбинной установки и ее мощность, схема регенеративного подогрева питательной воды, способ подготовки добавочной воды, схема отпуска теплоты потребителю, схемы использования теплоты уплотнений турбины, эжекторной установки, продувочной воды паровых котлов и ПГ, испарителей и паропреобразователей и др.

Расчет принципиальной тепловой схемы позволяет установить показатели тепловой экономичности станции и отдельных установок, а также расходы пара, воды и теплоносителей контуров АЭС. Кроме того, по данным этого расчета уточняют технические характеристики основного оборудования и устанавливают технические характеристики, по которым могут быть выбраны или разработаны элементы вспомогательного оборудования.

Ниже рассматриваются основные элементы принципиальных тепловых схем и приводится описание оборудования паровых и водяных линий контуров рабочей среды тепловых и атомных электростанций, а также теплоносителя двухконтурной АЭС.

## 8.2. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Как уже отмечалось ранее, подогрев питательной воды можно проводить в подогревателях поверхностного и смешивающего типов. Схемы с подогревателями только смешивающего типа применения не нашли, хотя при их использовании повышается тепловая экономичность установки и резко сокращается количество продуктов коррозии, которые образуются в тракте питательной воды и выносятся потоком в котлы и ПГ. Это объясняется тем, что в схемах со смешивающими подогревателями необходимо после каждой ступени подогрева устанавливать перекачивающий насос либо подогреватель предстоящей ступени располагать на более высокой отметке (над подогревателем последующей ступени подогрева), чтобы перетекание воды происходило вследствие разности гидростатических уровней.

Однако последнее практически можно осуществить лишь в той части схемы, где для подогрева основного конденсата применяется пар низкого давления и разность давлений между отборами не превышает примерно 0,2 МПа, но даже в этом случае подогреватель нижней ступени должен быть расположен над последующим подогревателем на высоте более 20 м. Поэтому применение находят лишь схемы, в которых смешивающими являются только первые два подогревателя (по ходу основного конденсата). При этом первый располагается на соответствующей высоте и вода из него самотеком перетекает во второй подогреватель, за которым устанавливается последующая ступень конденсатных насосов. Деаэратор, конечно, также является смешивающим подогревателем.

Включение поверхностных подогревателей в систему регенеративного подогрева может проводиться по схемам, приведенным на рис. 8.1. Тепловая экономичность установки, в которой конденсат греющего пара (дренаж) отводится в линию основного конденсата после подогревателя (рис. 8.1, *a*), наиболее высокая, так как дренаж при смешивании с основным конденсатом (или питательной водой, если такая схема применена на подогревателях высокого давления) несколько повышает температуру воды после подогревателя. Если дренаж направлять по ли-

нии, показанной пунктиром, тепловая экономичность понизится. Она еще более понизится при каскадном отводе дренажа (рис. 8.1, б), так как здесь во всех подогревателях, кроме первого, часть пара отбора вытесняется паром, образовавшимся при самоиспарении некоторого количества дренажа. Таким образом, вода в этих подогревателях частично нагревается теплотой, отведенной паром предыдущего отбора. При неизменной мощности турбины это приводит к увеличению потерь теплоты в холодном источнике. Особенно заметно увеличивает эти потери отвод из последнего подогревателя, так как при этом часть теплоты, содержащейся в дренируемом конденсате, отдается охлаждающей воде конденсатора. Именно поэтому схема, приведенная на рис. 8.1, б, имеет наиболее низкую тепловую экономичность.

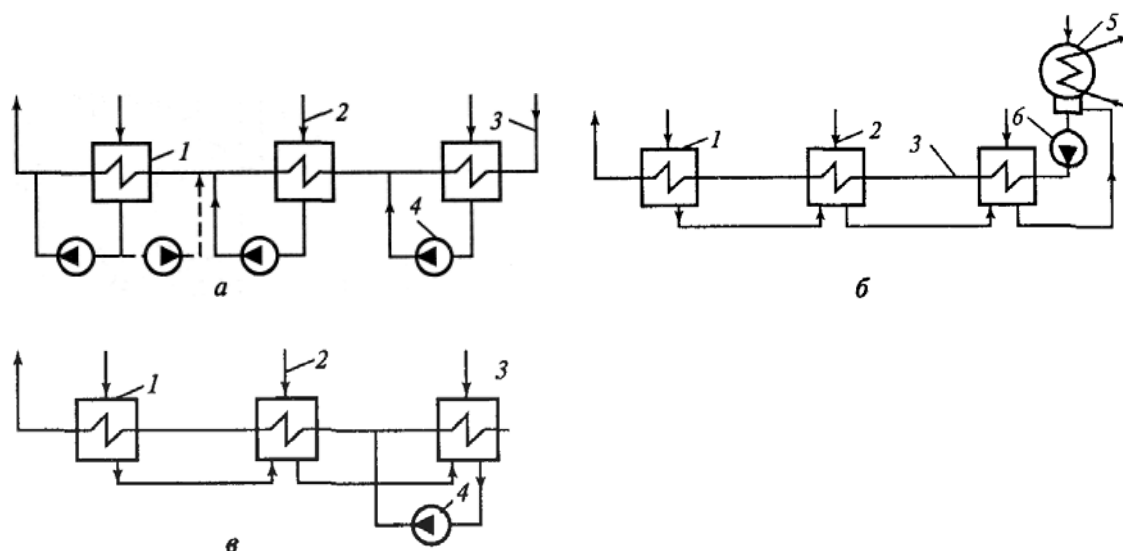


Рис. 8.1. Схемы включения поверхностных подогревателей в систему регенеративного подогрева:

с дренажными насосами у каждого подогревателя (а); с каскадным отводом конденсата (б) и со смешанным отводом конденсата (в);

1 – регенеративный подогреватель; 2 – подвод пара от отбора турбины; 3 – основной конденсат; 4, б – дренажный и конденсатный насосы; 5 – конденсатор.

Наличие большого числа дренажных насосов усложняет схему, приведенную на рис. 8.1, а, и делает ее менее надежной в эксплуатации. Поэтому схема не используется. Обычно применяют схему, приведенную на рис. 8.1, в, тепловая экономичность которой несколько ниже, чем у схемы, изображенной на рис. 8.1, а, но зато требуется лишь один дренажный насос. Работа по схеме, приведенной на рис. 8.1, б, осуществляется, когда дренажный насос по тем или иным причинам не может быть включен.

В настоящее время применяют поверхностные регенеративные подогреватели различных типов. В одних нагрев питательной воды (или основного конденсата) происходит только вследствие теплоотдачи от конденсирующегося пара (рис. 8.2, *а*), в других наряду с поверхностями теплопередачи от конденсирующегося пара выделены поверхности, на которых конденсат пара (дренаж) дополнительно охлаждается питательной водой (поверхности охладителя дренажа) (рис. 8.2, *б*). Применяются также регенеративные подогреватели с выделенными охладителями дренажа и перегретого пара (рис. 8.2, *в*). На АЭС, где в регенеративные подогреватели поступает влажный пар, применяются, конечно, только подогреватели, показанные на рис. 8.2, *а, б*.

На рис. 8.2 приведены  $t, Q$  - диаграммы для подогревателей различных типов. Как видно из рисунков, выделенный охладитель дренажа позволяет понизить температуру конденсата, а охладитель перегретого пара – нагреть воду до более высоких температур на выходе из подогревателя при одних и тех же параметрах пара. Все это повышает тепловую экономичность установки.

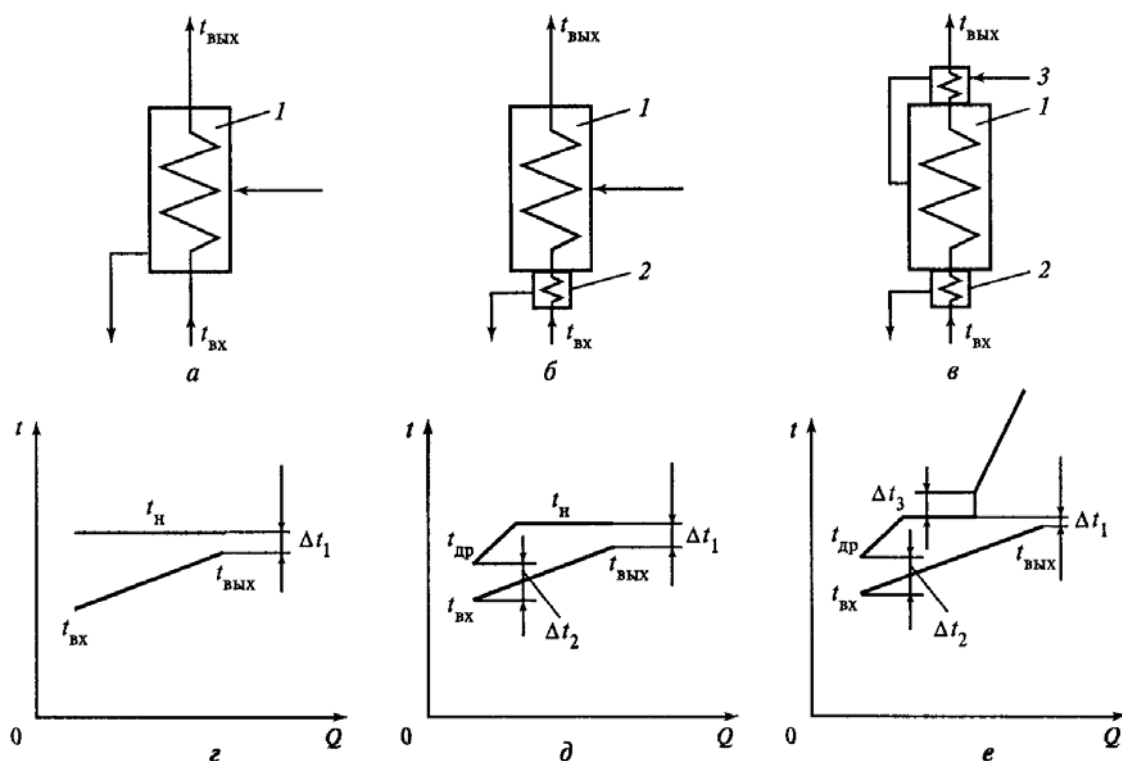


Рис. 8.2. Схемы поверхностных регенеративных подогревателей (*а-в*) и  $t, Q$  - диаграммы для этих схем (*z-e*):

*а* – простейший подогреватель; *б* – подогреватель с охладителем дренажа; *в* – подогреватель с охладителем дренажа и охладителем пара;

*1* – основной подогреватель; *2* – охладитель дренажа; *3* – охладитель перегретого пара

Тепловая экономичность установки зависит не только от температуры питательной воды и числа регенеративных подогревателей, но и от перепадов температуры между греющим паром и подогреваемой средой в характерных точках  $\Delta t_1 - \Delta t_3$  (рис. 8.2, *з-е*).

Увеличение температурных напоров приводит к уменьшению размеров поверхностей теплопередачи подогревателей и, следовательно, к уменьшению их стоимости. Однако внутренний абсолютный КПД установок падает и при одной и той же электрической мощности  $N_э$  увеличивается расход топлива. При уменьшении перепада температур  $\Delta t$  наблюдается обратная картина. Оптимальные значения этих величин выбирают исходя из технико-экономических расчетов. Обычно недогрев до температуры насыщения  $\Delta t_1$  находится в пределах 1,5–3 °С, минимальный температурный напор в охладителях дренажа  $\Delta t_2$  – в пределах 4–8 °С, а остаточный перегрев пара  $\Delta t_3$  – в пределах 7–15 °С. Большие значения температурных напоров являются оптимальными при дешевых топливах, меньшие – при дорогостоящих.

В регенеративном подогревателе с выделенным охладителем пара (ОП), показанном на схеме рис. 8.2, *в*, через выделенные поверхности проходит вся питательная вода. Обычно через поверхности ОП пропускается лишь часть общего потока воды, так как количество теплоты, отбираемой от перегретого пара, относительно невелико и суммарное входное сечение всех труб, по которым проходит вода, оказывается небольшим. Основной поток при этом пропускается через байпас. Схема, изображенная на рис. 8.3, *а*, в которой вода, прошедшая через ОП, тут же за подогревателем смешивается с основным потоком, по тепловой экономичности не отличается от схемы, показанной на рис. 8.2, *в*. Известны схемы, по которым в охладитель пара отводится вода, прошедшая все регенеративные подогреватели (рис. 8.3, *б*). При такой схеме теплота, полученная от перегретого пара, увеличивает температуру питательной воды всей установки, поэтому КПД повышается несколько больше, чем при работе по схеме, приведенной на рис. 8.3, *а*. Можно также поступающую в пароохладитель воду (как и по схеме рис. 8.3, *а*) отбирать непосредственно после поверхностей основного подогревателя, а затем смешивать с основным потоком питательной воды за последним подогревателем высокого давления (рис. 8.3, *в*). Так как при этом пар отбора может быть охлажден в ОП до более низкой температуры, чем при работе по схеме рис. 8.3, *б*, такая схема наиболее экономична.

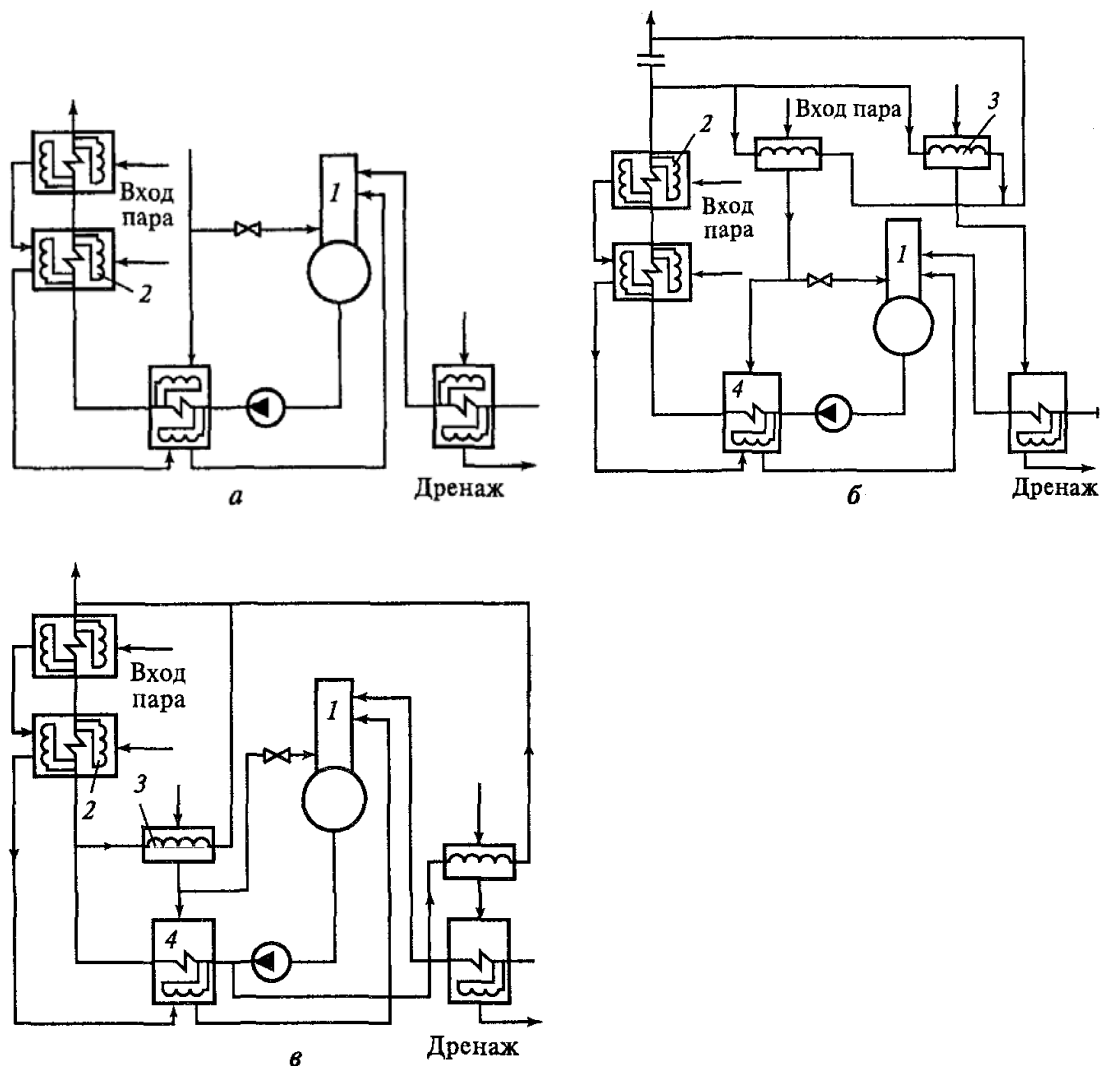


Рис. 8.3. Схема подогрева питательной воды в подогревателях с охладителями пара и дренажа:

*а* – вода после ОП смешивается с основным потоком; *б* – в ОП поступает часть потока, прошедшего все регенеративные подогреватели (схема Виолен); *в* – ОП установлен перед подогревателем-конденсатором, а нагретая в нем вода направляется в поток, прошедший все подогреватели (схема Некольного – Рикара);

*1* – деаэратор; *2* – подогреватель с охладителем дренажа и охладителем пара; *3* – охладитель пара; *4* – подогреватель с охладителем дренажа.

Наряду с охладителем дренажа (ОД), встроенным в корпус регенеративного подогревателя, применяются охладители, выполненные отдельными теплообменниками. Через такой теплообменник пропускается часть воды из основного потока конденсата, которая после подогрева в этом аппарате вновь смешивается с потоком, идущим в следующий по ходу воды регенеративный подогреватель (рис. 8.4).

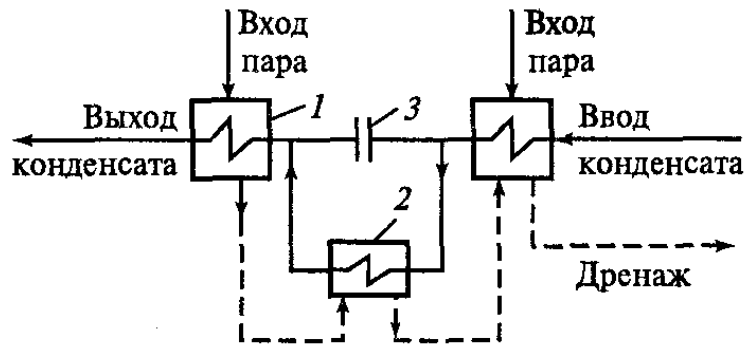


Рис. 8.4. Схема регенеративного подогревателя с вынесенным охладителем дренажа: 1 – регенеративный подогреватель; 2 – охладитель дренажа; 3 – дроссельная диафрагма

По конструкции поверхностные регенеративные подогреватели разделяют на подогреватели с трубной доской и с коллекторной системой. На рис. 8.5 показан подогреватель с трубной доской без выделенных поверхностей ОП и ОД. Греющий пар подается в верхнюю часть корпуса и конденсируется на наружных поверхностях вертикальных U-образных труб. Движение пара направляется горизонтальными перегородками. Конденсат пара отводится из нижней части корпуса. Для того чтобы с конденсатом не перетекало и некоторое количество пара (что при каскадном сливе дренажа приведет к уменьшению тепловой экономичности установки, а при подаче дренажа в линию основного конденсата – к срывам в работе дренажного насоса), в подогревателе регулятором поддерживается постоянный уровень конденсата. Нагреваемая вода подается во входную часть камеры, проходит U-образные трубы и попадает в другое отделение. Если подогреватель двухходовой, вода отводится через выходной штуцер. При четырехходовом подогревателе вода делает еще два хода. Требуемое движение воды обеспечивается устройством перегородок в водяной камере.

На корпусе подогревателя имеются штуцера для перепуска неконденсирующихся газов и подвода дренажей из подогревателя более высокого давления. Неконденсирующиеся газы в подогревателях низкого давления перепускаются из одного подогревателя в другой, а из последнего – в конденсатор.

Регенеративные подогреватели с трубной доской выпускаются заводами для ТЭС на давление со стороны воды до 3,2, для АЭС – до 4,2 МПа.

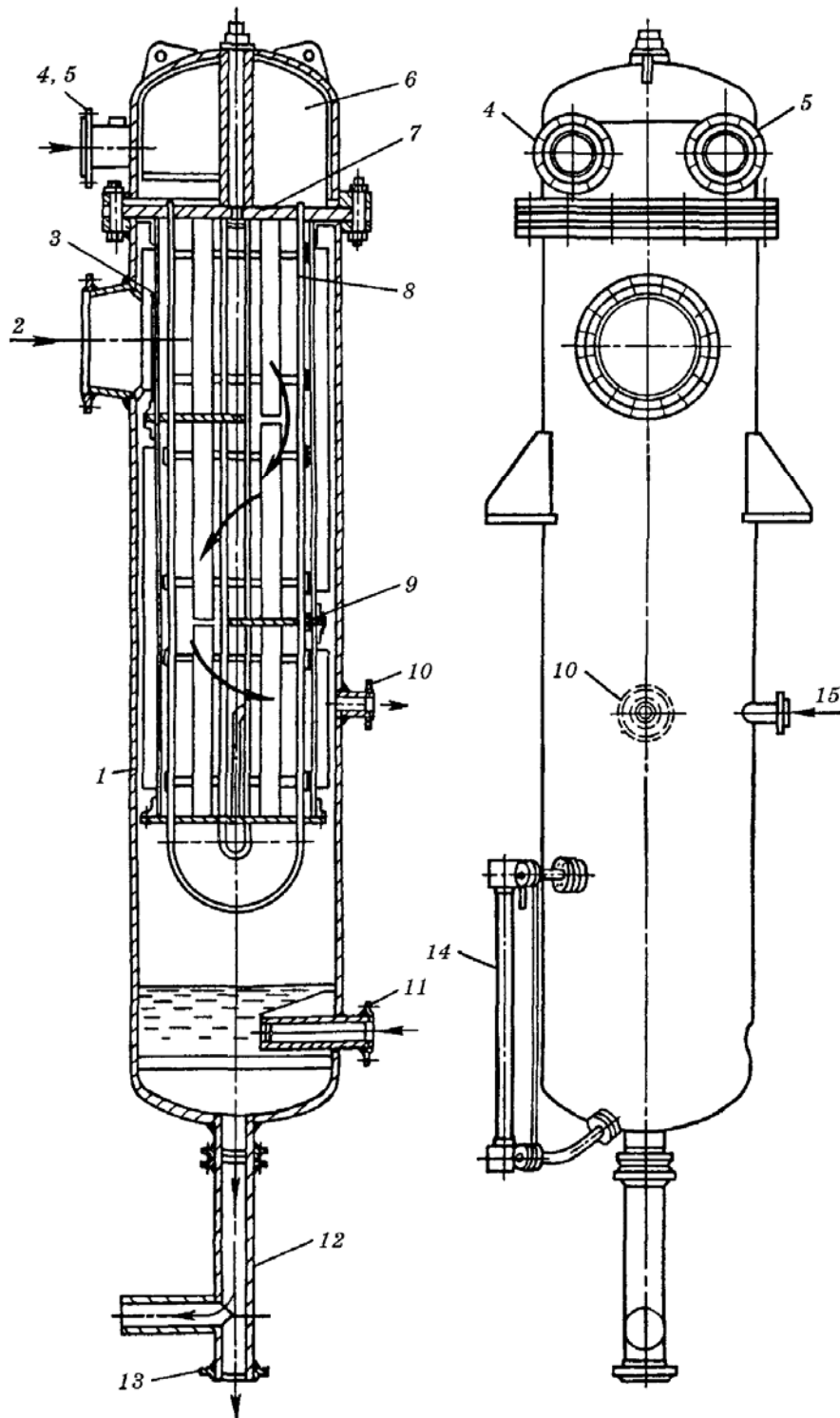


Рис. 8.5. Регенеративный подогреватель с трубной доской:

1 – корпус; 2 – линия подвода греющего пара; 3 – защитный щит; 4, 5 – входной и выходной патрубки основного конденсата; 6 – водяная камера; 7 – трубная доска; 8 – латунные U-образные трубы; 9 – направляющие перегородки; 10 – отсос воздуха; 11 – подвод дренажа из другого подогревателя; 12 – слив конденсата греющего пара; 13 – штуцер для опорожнения; 14 – водомерное стекло; 15 – подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя.

В настоящее время на крупных блоках наряду с регенеративными подогревателями низкого давления (ПНД), в которых подогрев основного конденсата происходит только в трубных пучках, обогреваемых конденсирующимся паром (рис. 8.5), применяют подогреватели с встроенными ОД и подогреватели, в которых есть как ОД, так и ОП. На рис. 8.6 показан ПНД с U-образными трубками, установленными в трубных досках, с ОП и ОД. Трубы ОП размещаются здесь в выделенном отсеке корпуса подогревателя. Пучок этих труб располагается параллельно трубам, на поверхностях которых пар конденсируется [трубы пучка подогревателя-конденсатора (ПК)]. Внизу корпуса регенеративного подогревателя располагается ОД. Перегретый пар от отбора турбины поступает в нижнюю часть подогревателя, проходит трубы ОП (рис. 8.6, а) и при температуре, близкой к  $t_n$ , перетекает через отверстия в кожухе сварного отсека в ПК. Здесь пар конденсируется, а образующийся конденсат стекает в ОД, где охлаждается частью потока основного конденсата. Охлажденный конденсат греющего пара отводится через штуцер, расположенный в нижней части корпуса.

Поток основного конденсата поступает во входную часть водяной камеры, проходит последовательно четырехходовые подогреватель-конденсатор и охладитель пара, после чего попадает в выходную часть камеры, откуда выходит через отводящий штуцер. Небольшая часть потока основного конденсата до поступления в трубный пучок ПК подается в водяную камеру ОД, проходит U-образные трубы охладителя и, подогретая, сливается с основным потоком (рис. 8.6, б).

Приведенный на рис. 8.6 регенеративный подогреватель устанавливается на блоке с одновальной турбиной К-800-240. Трубные пучки в нем собраны из труб диаметром 16x1 мм, изготовленных из стали X18H10T.

Регенеративный подогреватель с коллекторной системой показан на рис. 8.7. В корпусе подогревателя располагаются четыре пучка двойных спиральных труб, к которым от двух вертикальных коллекторов подводится подогреваемая вода. Отводится вода также в вертикальные коллекторы. В коллекторах имеются разделительные диафрагмы, которые обеспечивают требуемое число ходов в ОП, ПК и ОД и соответствующую скорость воды в трубах. Трубы подогревателя разделяются горизонтальными перегородками, чтобы создать скорости пара и конденсата, обеспечивающие необходимые значения коэффициентов теплоотдачи при допустимых гидравлических сопротивлениях. В перегородках имеются отверстия, по которым пар и конденсат перетекают из одной секции в другую.

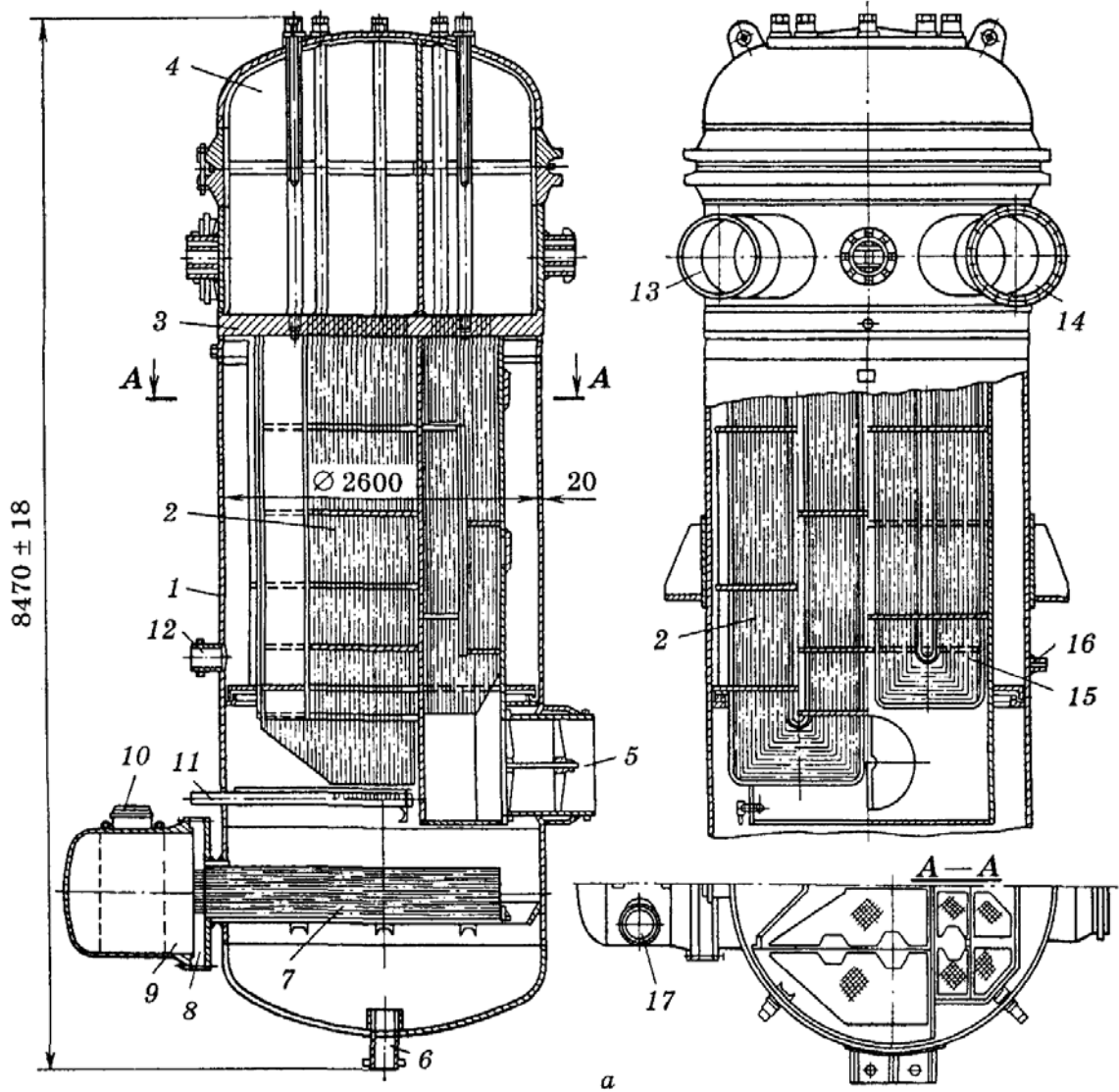


Рис. 8.6, а.

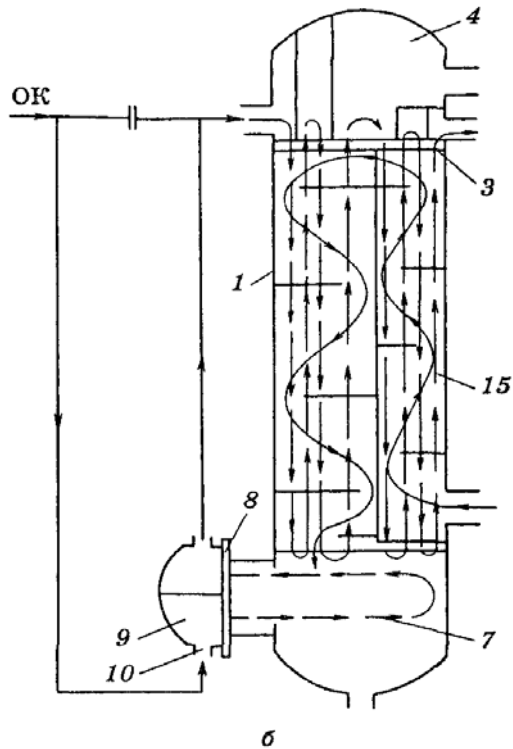


Рис. 8.6. Конструкция регенеративного подогревателя низкого давления с охладителями пара и дренажа ПН-1000-32-7-1ШЖ (а) и схема движения воды и пара (б):

1 – корпус; 2 – трубный пучок ПК; 3 – трубная доска ПК и ОП; 4 – водяная камера ПК и ОП; 5 – линия подвода пара; 6 – линия отвода конденсата; 7 – трубный пучок ОД; 8 – трубная доска ОД; 9 – водяная камера ОД; 10 – штуцер подвода основного конденсата ОД; 11 – линия отсоса неконденсирующихся газов; 12 – линия подвода дренажа из другого подогревателя; 13, 14 – соответственно штуцера подвода и отвода основного конденсата ПК и ОП; 15 – трубный пучок ОП; 16 – линия подвода парогазовой смеси из другого подогревателя; 17 – штуцер отвода потока основного конденсата (ОК).

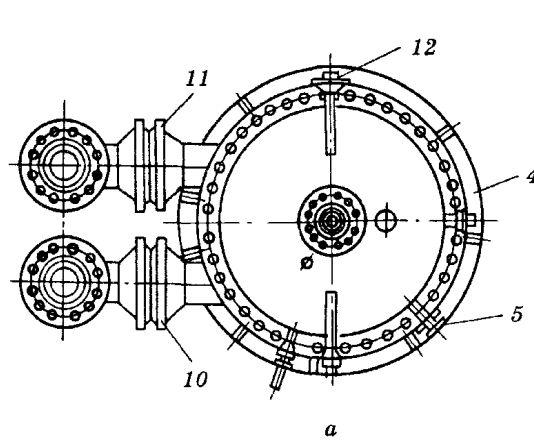
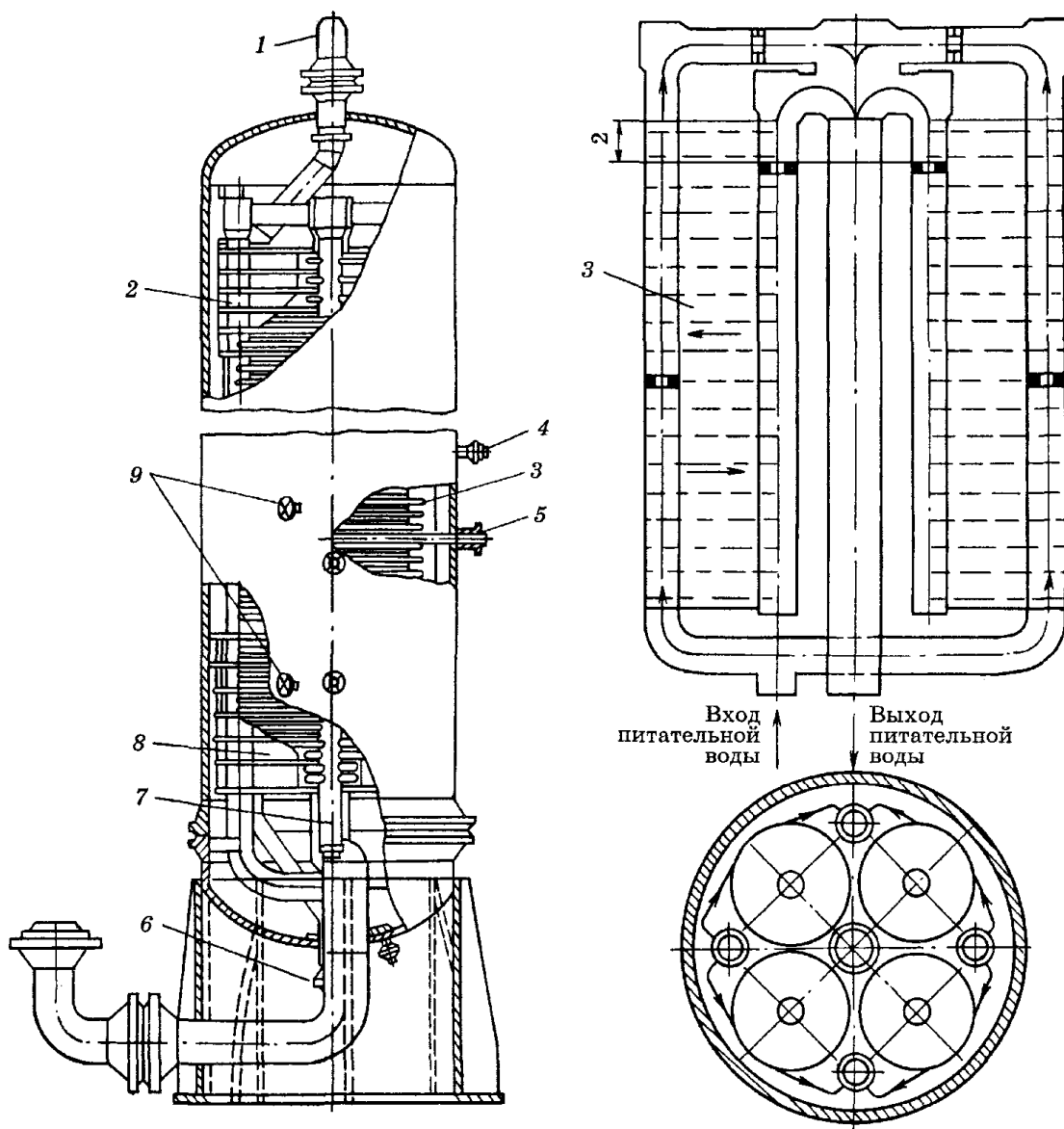


Рис. 8.7. Конструкция регенеративного подогревателя с коллекторной системой (а) и схема движения воды в трубной системе (б):  
 1 – подвод греющего пара; 2 – охладитель пара; 3 – поверхности ПК; 4 – подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя; 5 – отсос неконденсирующихся газов; 6 – отвод конденсата греющего пара; 7 – коллекторы питательной воды; 8 – охладитель дренажа; 9 – патрубок к указателю уровня; 10, 11 – подвод питательной воды и ее отвод; 12 – подвод конденсата из другого подогревателя.

Греющий пар подводится непосредственно к охладителю пара сверху (рис. 8.7) или через штуцер в цилиндрической части корпуса, охлажденный конденсат отводится из нижней части подогревателя. Снизу расположены также подводящий и отводящий штуцера питательной воды. Неконденсирующиеся газы отводятся по трубе, установленной над охладителем конденсата.

Корпус подогревателя имеет внизу фланцевое соединение, верхняя часть которого при ремонте может быть снята краном, имеющимся в машинном зале. Остальные элементы конструкции понятны из рисунка.

Регенеративные подогреватели с коллекторной системой выпускаются заводами для давлений в трубной системе до 38 МПа и используются как подогреватели высокого давления (ПВД), устанавливаемые после питательных насосов. Новые конструкции таких подогревателей отличаются хорошим заполнением объема корпуса, вследствие чего оказалось возможным даже на крупных блоках на каждом отборе устанавливать один регенеративный подогреватель, т.е. применять схему с так называемой одноточечной группой ПВД. Иногда на таких подогревателях предусматривается также отдельный отвод питательной воды, подогретой в ОП. Последнее дает возможность при встроенном ОП использовать теплоту поступающего в подогреватель перегретого пара по схеме Некольного – Рикара (см. рис. 8.3, в).

На рис. 8.8 показаны конструкция и расположение греющих пучков подогревателя блока с турбиной К-500-240. Регенеративный подогреватель имеет отдельно выделенные поверхности ОП, ПК и ОД, собранные из пучков однорядных спиральных труб диаметром 32×5 мм (для ПК и ОД) и 32×6 мм (для ОП). Каждый пучок змеевиков ОП заключен в свой кожух. Кожухи соединены перепускными коробами. Греющий пар подводится к двум пучкам (колонкам) ОП по стояку, расположенному в центральной части корпуса аппарата, и проходит последовательно три колонки. Из одной колонки в другую пар перетекает по коробам. Охладитель конденсата имеет такую же конструкцию, однако конденсат в нем подводится к одной колонке и поэтому последовательно протекает все пучки.

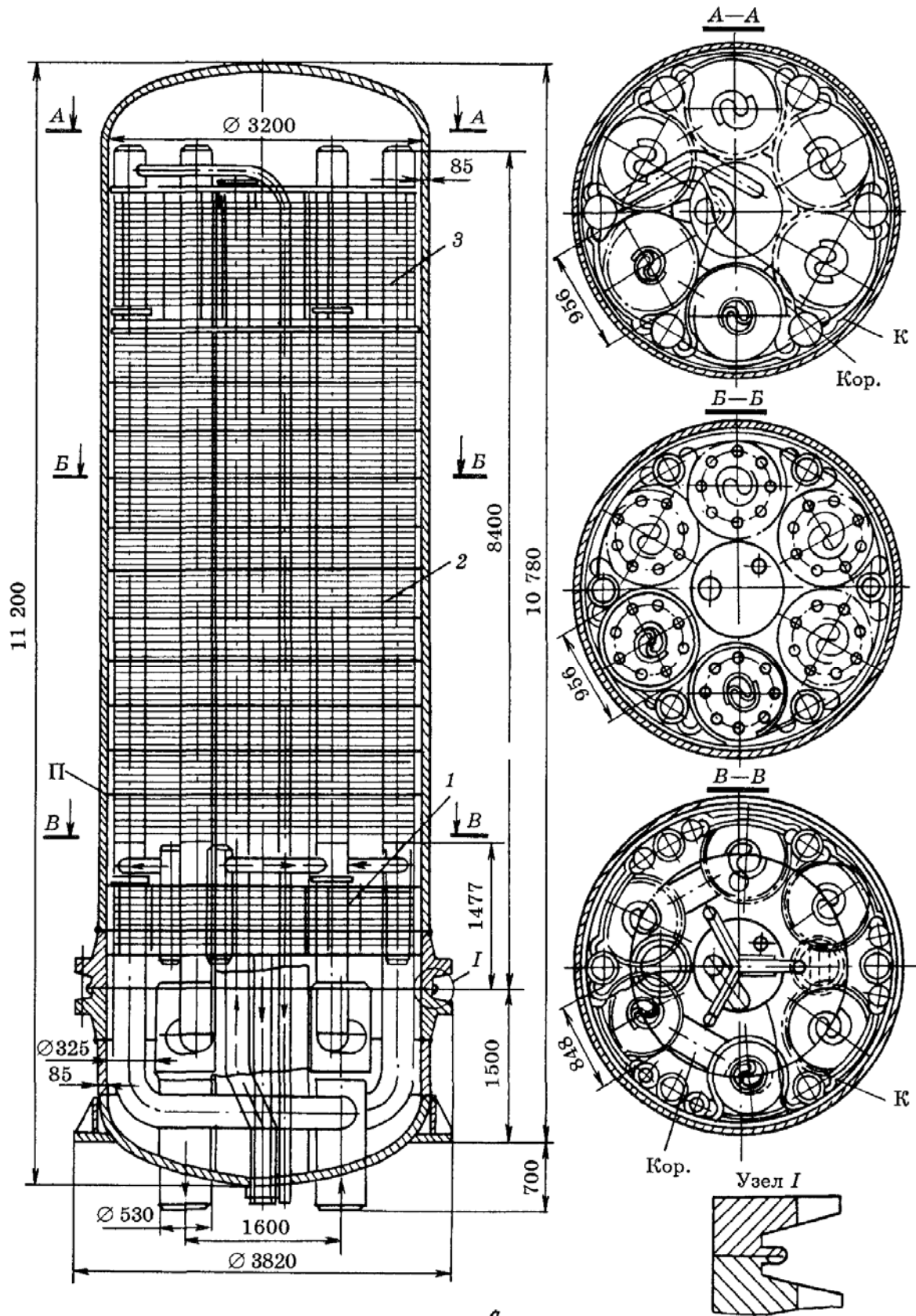


Рис. 8.8, а.

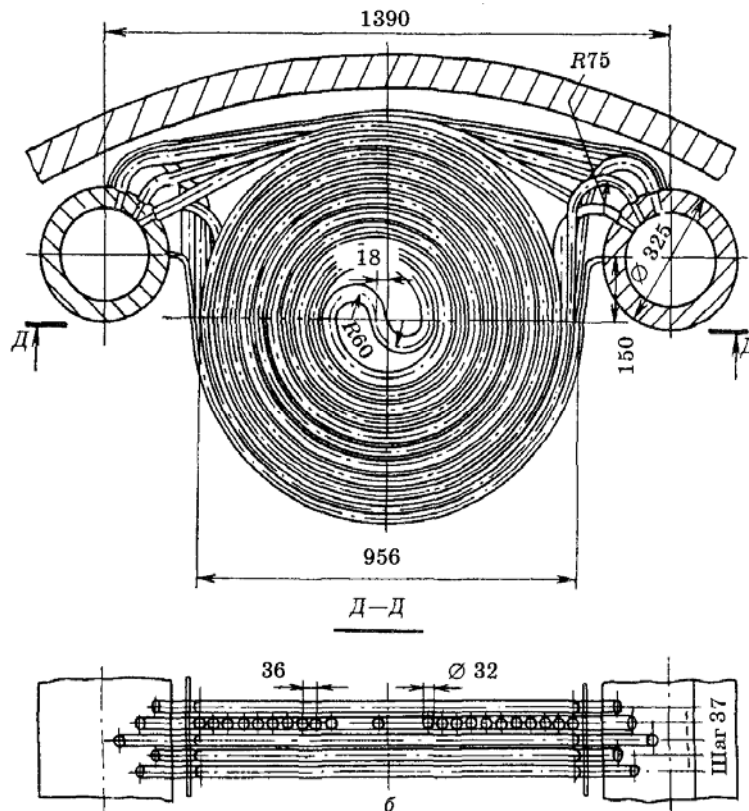


Рис. 8.8. Конструкция и расположение греющих элементов регенеративного подогревателя высокого давления турбины К-500-240:

*а* – корпус регенеративного подогревателя с греющими элементами и коллекторной системой; *б* – спиральный однорядный змеевик;

*1* – охладитель дренажа; *2* – подогреватель-конденсатор; *3* – охладитель пара; *К* – кожух колонок ОП и ОД; *П* – перегородка ПК; *Кор.* – перепускной короб.

Схемы движения пара и конденсата показаны на рис. 8.9, *а*. На рис. 8.9, *б* дана схема движения питательной воды через подогреватель. Как видно из рисунка, вода подводится снизу к трем коллекторам. От этих коллекторов часть потока перепускается в коллекторы ОД. После охладителя дренажа весь поток воды вновь собирается в коллекторах и направляется в специальные трубы ПК и ОП. Поток, прошедший трубы ПК, отводится через коллекторы в общую линию и направляется в следующий регенеративный подогреватель или питательную магистраль котла, а часть питательной воды, прошедшая ОП, независимо от того, на каком отборе установлен подогреватель, направляется в поток воды, прошедшей все регенеративные подогреватели.

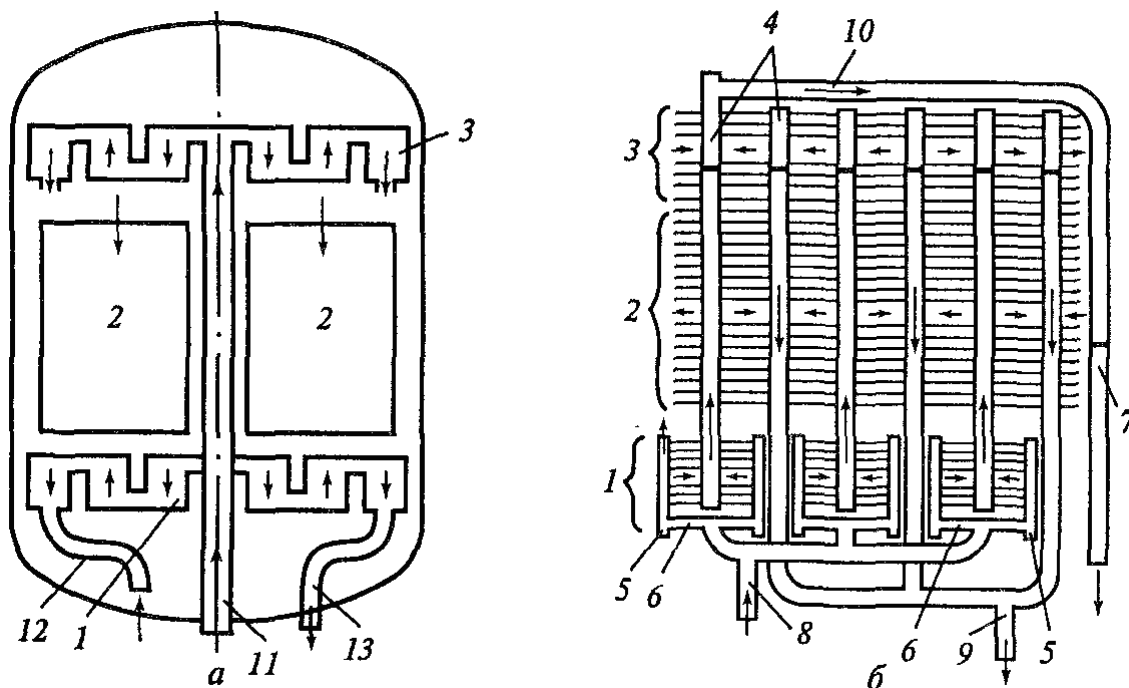


Рис. 8.9. Схемы движения потоков пара и конденсата (а), питательной воды (б) в ПВД:

1–3 – соответственно поверхности ОД, ПК и ОП; 4 – коллекторы питательной воды; 5 – коллекторы ОД; 6 – перепускные трубы; 7 – ограничительные шайбы; 8, 9 – вход питательной воды и ее выход; 10 – отвод воды из ОП; П – подвод пара; 12 – вход конденсата; 13 – отвод конденсата.

На электростанциях, работающих при докритических начальных параметрах на органическом топливе, а также на двухконтурных АЭС трубы ПНД изготавливают из латуни, а змеевики ПВД – из углеродистой стали. Углеродистую сталь для трубной системы ПНД применять нельзя, так как конденсат содержит кислород и уголекислоту и, следовательно, трубы из углеродистых сталей в этих условиях будут сильно корродировать.

На рис. 8.10 показан регенеративный подогреватель, в котором трубная система собрана из прямых труб, закрепленных в двух трубных досках. В этой конструкции при расширении труб в процессе нагревания нижняя водяная камера несколько перемещается и, так же как при U-образных трубах (см. рис. 8.5), сколько-нибудь существенные температурные напряжения не появляются. Такие аппараты применяются в основном на блоках АЭС. Трубная система изготавливается из нержавеющей стали. Трубы крепятся вальцовкой с обваркой их концов к трубным доскам.

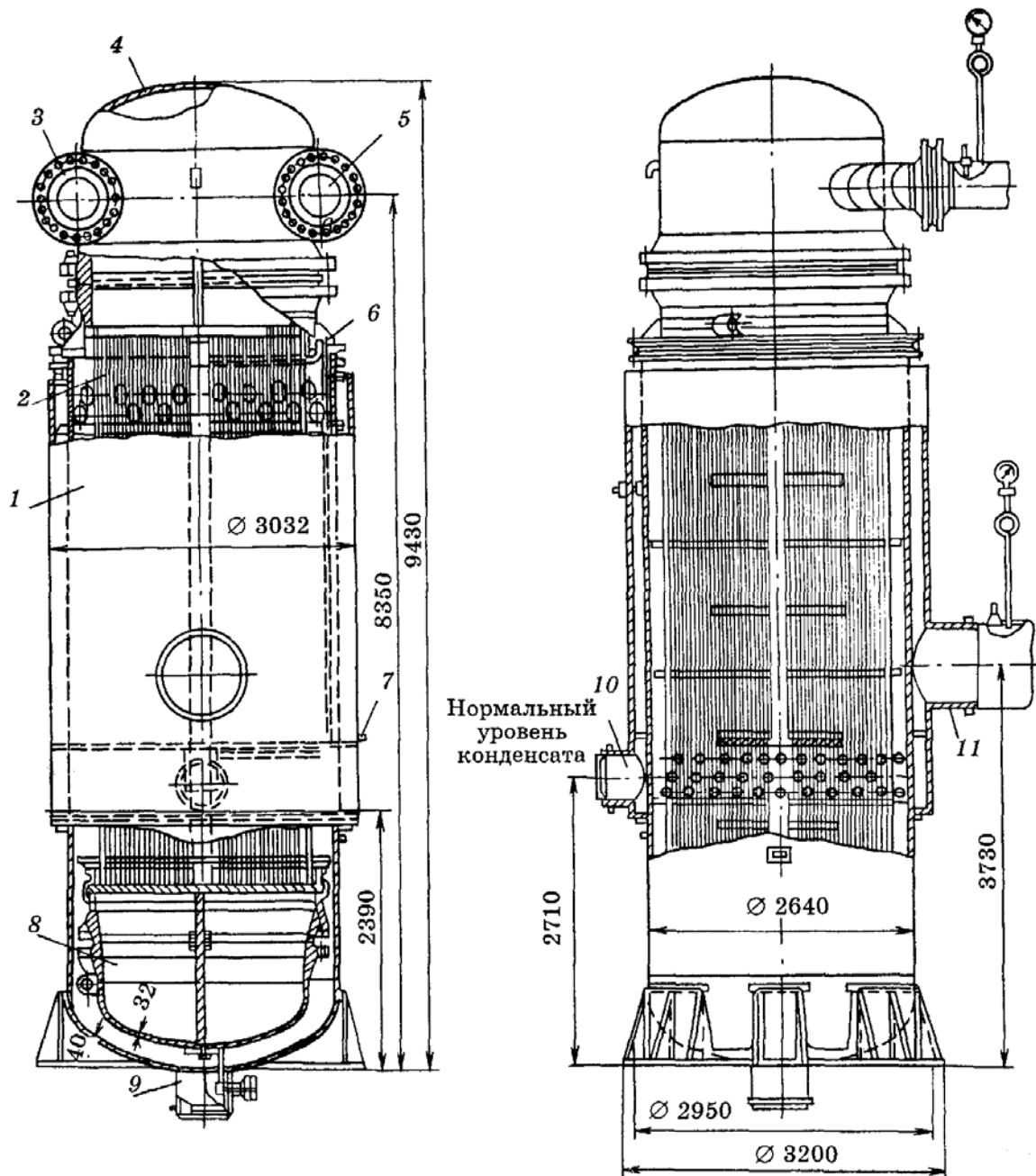


Рис. 8.10. Регенеративный подогреватель с трубной системой, собранной из прямых труб:

1 — корпус; 2 — трубная доска; 3, 5 — вход и выход основного конденсата; 4 — верхняя водяная камера; 6 — отсос парогазовой смеси; 7 — штуцер к показателю уровня; 8 — нижняя водяная камера; 9 — отвод конденсата греющего пара; 10 — подвод дренажа из подогревателя более высокого давления; 11 — подвод греющего пара.

В приведенной конструкции нижние участки труб затоплены конденсатом греющего пара, вследствие чего конденсат охлаждается до температуры  $t$ , которая ниже температуры насыщения  $t_k$ , но так как в этой части трубной системы в трубах находится вода (основной конден-

сат), подогретая уже в первом и третьем ходах теплообменника, здесь достигается, конечно, меньшая глубина охлаждения конденсата, чем в конструкции, показанной на рис. 8.7. Регенеративные подогреватели с прямыми трубами выпускаются также с трубной системой, в которой теплота передается от пара к воде только конденсацией (без охладителей конденсата).

На АЭС применяются регенерированные подогреватели и с коллекторной системой. Их устанавливают на блоках с реакторами типа ВВЭР в качестве ПВД (после деаэратора). Охладители пара на них отсутствуют.

На одноконтурных АЭС трубы ПНД изготавливают из нержавеющей стали, так как попадание в реактор меди нежелательно. Для змеевиков ПВД также целесообразно применять нержавеющую сталь, так как здесь усиливается коррозия труб с внешней стороны из-за повышенного содержания радиолитического кислорода.

Трубы из нержавеющей стали начинают применять также для ПНД обычных электростанций при сверхкритических начальных параметрах пара (см. рис. 8.6), чтобы избежать отложений, содержащих оксиды меди и железа, в топочных экранах котла (имеющих наиболее высокие тепловые нагрузки) и в проточной части турбин. Отложения понижают экономичность турбоустановки и могут привести к аварии котла. При сверхкритических начальных параметрах на блоках с латунными трубами отложения образуются весьма интенсивно. Поэтому замена латунных труб трубами из стали X18H10T (которая приводит к удорожанию регенеративных подогревателей) быстро окупается.

Регенеративный подогреватель смешивающего типа показан на рис. 8.11. Такие подогреватели применяются в настоящее время на блоках мощностью 200, 300, 500 и 800 МВт [59]. Для блока с турбиной К-200-130 корпус подогревателя имеет диаметр 2200 и высоту 6000 мм (от входного сечения штуцера подвода пара до нижнего сечения штуцера отвода конденсата). Корпус разделен поперечной перегородкой 11 на собственно подогреватель и сборник конденсата. Поток основного конденсата подается в верхнюю часть подогревателя на дырчатый лист 4, откуда струями перетекает на лист 2 и затем в занятое водой пространство переливного устройства 16. Из этого устройства конденсат по трубам 19 перепускается в нижнюю часть аппарата (сборник конденсата). Переливные трубы 19 имеют обратные затворы. Пар поступает в подогреватель по трубе 5, на которой также установлен обратный затвор. Обратные затворы на паровой и водяной линиях исключают возможность обратного перетока воды в паровую линию и отбор турбины при внезапном снижении мощности турбины и давления пара в отборе.

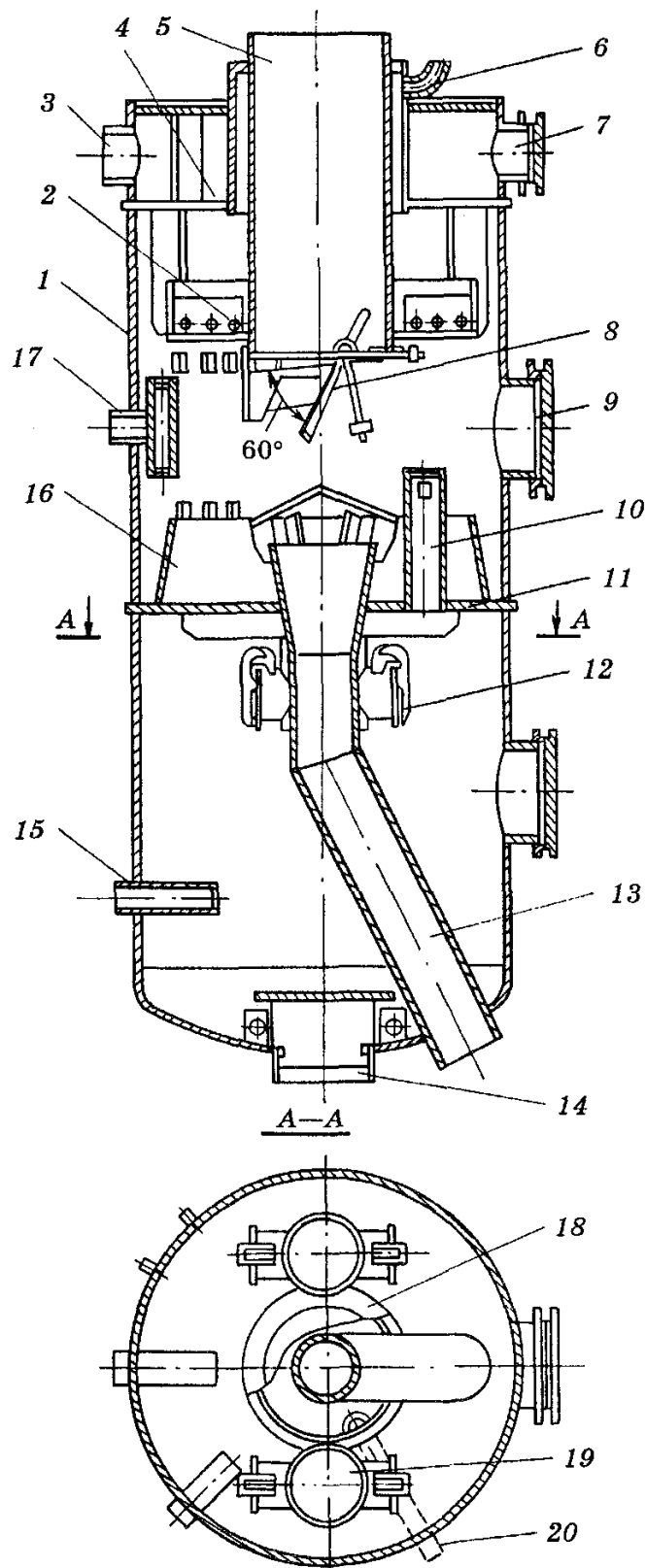


Рис. 8.11. Регенеративный подогреватель смешивающего типа:

- 1 – корпус;
- 2, 4 – дырчатые листы;
- 3 – линия подвода конденсата;
- 5 – подвод пара;
- 6 – отсос паровоздушной смеси;
- 7 – иллюминатор;
- 8 – обратный затвор для пара;
- 9 – люк;
- 10 – уравнивательная труба;
- 11 – разделительная перегородка;
- 12 – обратный затвор для конденсата;
- 13 – переливная труба;
- 14 – отвод конденсата;
- 15 – подвод пара из уплотнений;
- 16 – переливное устройство;
- 17 – дренаж из сетевых подогревателей;
- 18 – кольцевой коллектор;
- 19 – переливная труба;
- 20 – труба для подвода дренажа из вышестоящего ПНД (по ходу пара в турбине)

Пересекая водяные струи, пар конденсируется и подогревает воду

до температуры насыщения  $t_n$ . Подогретый поток отводится из нижней части аппарата. Когда уровень в корпусе подогревателя поднимается выше допустимого значения, часть воды перетекает через гидравлический затвор и по трубе 13 отводится в конденсатор турбины. Выпар отсасывается и отводится по линии, подсоединенной к штуцеру 6. Дренаж из вышестоящего ПНД (по ходу пара в турбине) подводится по трубе 20 через коллектор 18.

Наряду с рассмотренным подогревателем смешивающего типа разработаны и применяются конструкции в горизонтальном исполнении. При этом горизонтальная конструкция подогревателей позволяет использовать гравитационную схему их установки, что исключает необходимость применения дополнительных насосов для перекачивания конденсата из одного подогревателя в другой.

На рис. 8.12 показана схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа блока К-300-240. Подогреватели  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  устанавливаются последовательно один над другим (гравитационная схема). Разность высот между подогревателями выбирается по максимально возможной разности давлений в них с учетом гидравлического сопротивления трубопроводов слива и некоторого запаса высоты. Для приведенной на рис. 8.12 схемы эта высота равна 8,5 м.

Первый по ходу конденсата подогреватель  $\Pi_1$  имеет диаметр 1,6 м и длину 4,5 м. Внутри корпуса последовательно расположены три яруса лотков с отверстиями диаметром 8 мм, между которыми (в центральной части корпуса) имеется канал для прохода пара. Перетекая с одного лотка на другой, вода дробится на тонкие струи. Греющий пар подводится одновременно ко всем струйным пучкам и конденсируется на них, подогревая воду до температуры насыщения. Подогретый в  $\Pi_1$  конденсат самотеком переливается в  $\Pi_2$ . Конструкция  $\Pi_2$  не отличается от конструкции  $\Pi_1$ . Под подогревателем  $\Pi_2$  устанавливается конденсатосборник, который отделен от парового пространства подогревателя перегородкой с обратными затворами, что позволяет предотвратить попадание воды в паропровод греющего пара и отказаться от установки на нем защитной арматуры.

Конструкция подогревателей позволяет обеспечивать эффективную деаэрацию потока конденсата. Последнее может быть использовано при создании бездеаэрационной схемы блоков.

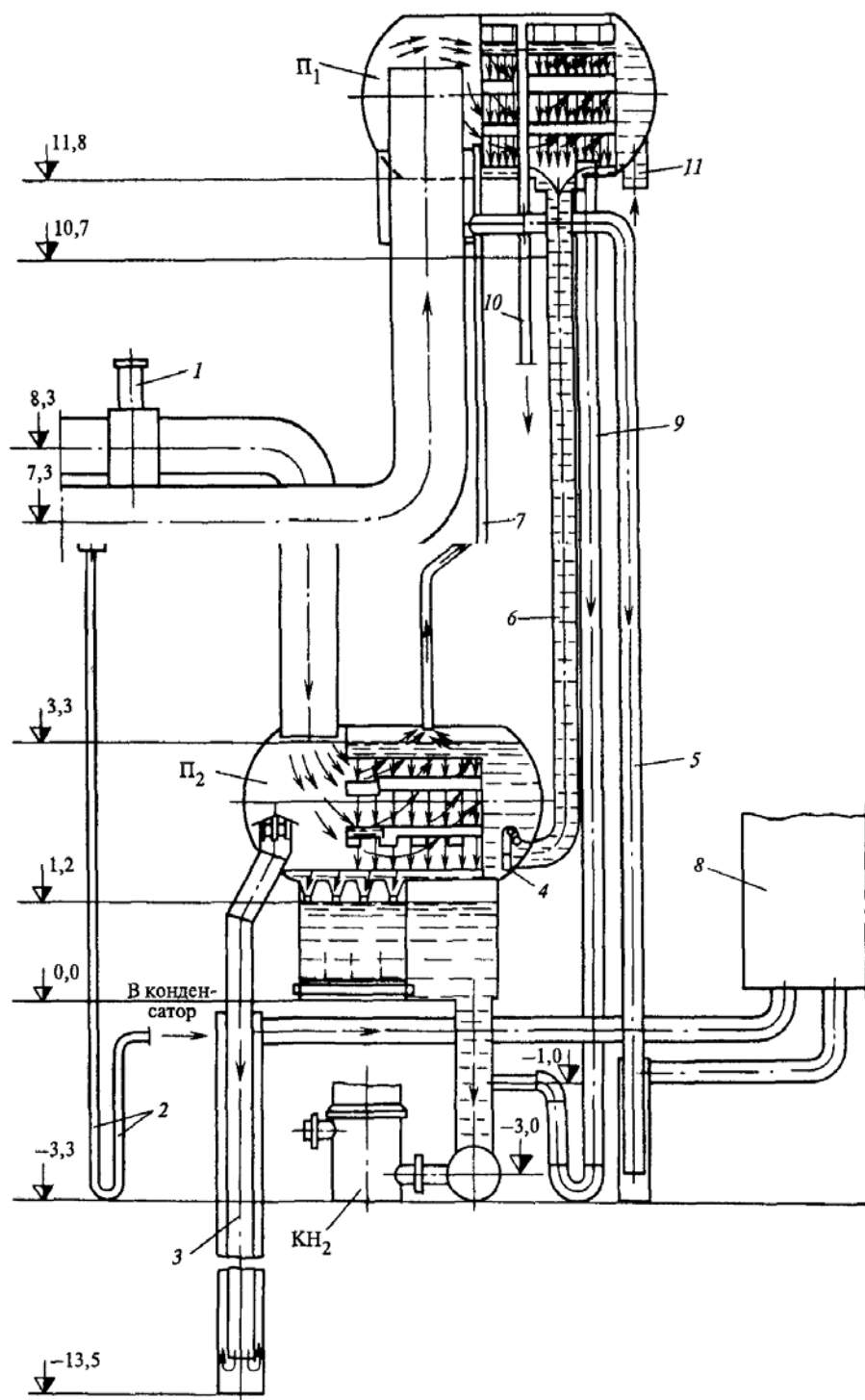


Рис. 8.12. Схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа блока К-300-240:

$\Pi_1$ ,  $\Pi_2$  – первый и второй подогреватели;  $КН_2$  – конденсатный насос второго подъема; 1 – обратный затвор; 2 – гидрозатвор; 3 – аварийный слив; 4 – клапан; 5 – аварийный слив из  $\Pi_1$ ; 6 – подвод конденсата к  $\Pi_2$ ; 7, 10 – отвод паровоздушной смеси; 8 – бак; 9 – слив конденсата, минуя  $\Pi_2$ ; 11 – подвод конденсата

В регенеративных подогревателях поверхностного типа потоки основного конденсата и питательной воды подогреваются до температуры  $t_B$ , отличающейся от температуры насыщения  $t'_{p.п}$  в подогревателе на значение недогрева  $\Delta t_1$ . Для принятых значений  $\Delta t_1$  и других перепадов в характерных точках ( $\Delta t_2$  и  $\Delta t_3$ ) расход пара в подогревателе  $D_j$  ( $\alpha_j$ ) определяется из уравнения теплового баланса.

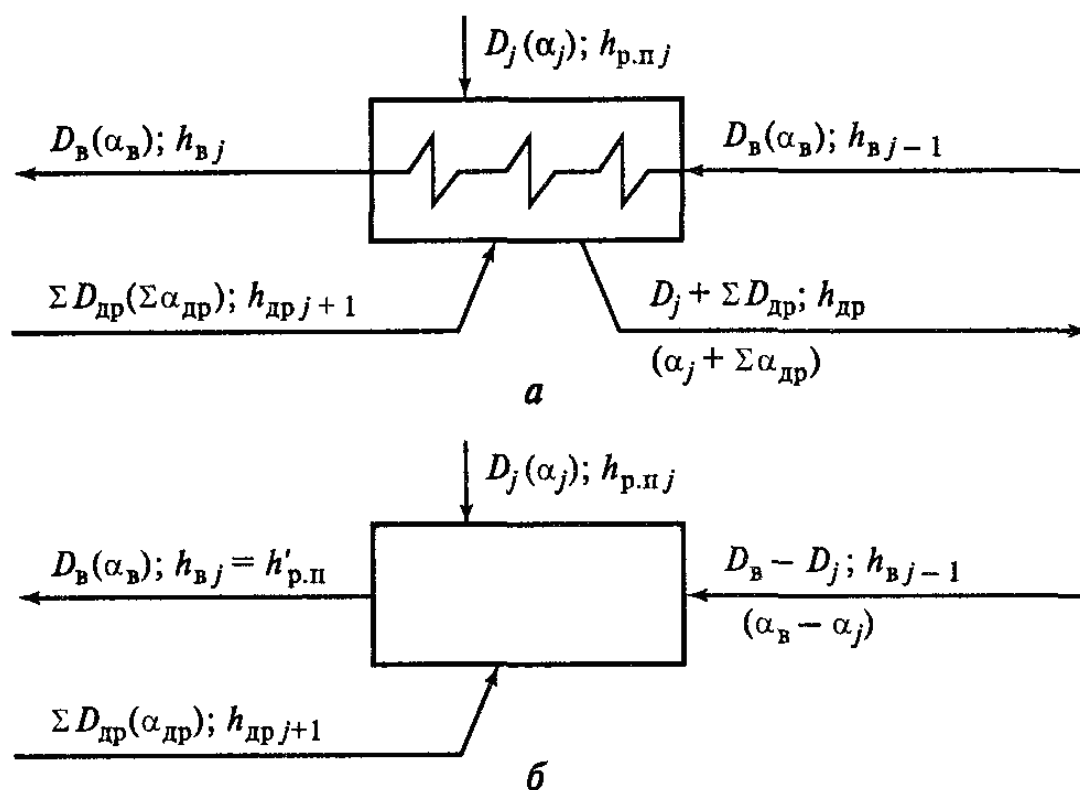


Рис. 8.13. Упрощенная схема поступления воды, пара и дренажей в регенеративные подогреватели поверхностного (а) и смешивающего (б) типов и выхода из них

В соответствии с обозначениями, принятыми на рис. 8.13, это уравнение запишется в виде

$$D_B \cdot (h_{Bj} - h_{Bj-1}) \cdot \eta_{p.п} = D_j \cdot (h_{p.пj} - h_{дрj}) + \sum D_{др} \cdot (h_{дрj+1} - h_{дрj}), \quad (8.1)$$

или в расчете на 1 кг пара, подведенного к турбине,

$$\alpha_B \cdot (h_{Bj} - h_{Bj-1}) \cdot \eta_{p.п} = \alpha_j \cdot (h_{p.пj} - h_{дрj}) + \sum \alpha_{др} \cdot (h_{дрj+1} - h_{дрj}), \quad (8.1 \text{ а})$$

где

$\sum D_{др}$ ,  $\sum \alpha_{др}$  – сумма расходов всех потоков, перепускаемых каскадно из вышестоящего регенеративного подогревателя в рассматриваемый, в

абсолютном и относительном выражениях;

$\eta_{р.п} \approx 0,99$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Такой вид уравнение имеет в тех случаях, когда наряду с трубным пучком ПК имеются пучки ОП и ОД и когда таких пучков нет или имеется лишь ОД. Энтальпии  $h_{др\ j-1} - h_{др\ j}$ , конечно, зависят от типа регенеративного подогревателя и принятых значений  $\Delta t_2$ .

В регенеративном подогревателе смешивающего типа поток основного конденсата уходит из подогревателя при  $t_b = t'_{р.п}$ , конденсат пара смешивается с основным конденсатом и уравнение теплового баланса принимает вид

$$\left[ D_j h_{р.п\ j} + (D_b - D_j) h_{в\ j-1} + \sum D_{др} \cdot h_{др\ j+1} \right] \cdot \eta_{р.п} = D_b h'_{р.п}; \quad (8.2)$$

$$\left[ \alpha_j h_{р.п\ j} + (\alpha_b - \alpha_j) h_{в\ j-1} + \sum \alpha_{др} \cdot h_{др\ j+1} \right] \cdot \eta_{р.п} = \alpha_b h'_{р.п}. \quad (8.2a)$$

Эти уравнения позволяют определить необходимое для подогрева основного конденсата количество отборного пара.

### Вопросы для самопроверки

1. Назовите преимущества и недостатки каскадного слива дренажа регенеративных подогревателей.
2. Каково назначение охладителя пара и охладителя дренажа в регенеративных подогревателях?
3. Почему давление греющего пара подогревателей всегда ниже давления нагреваемой воды?
4. Чем обусловлено применение коллекторной системы подвода и отвода воды в ПВД?
5. Каково назначение анкерных болтов в ПНД?
6. Поясните необходимость отвода воздуха и неконденсирующихся газов из подогревателей.
7. Как изменится недогрев воды до температуры насыщения греющего пара в регенеративных подогревателях при снижении нагрузки турбоустановки?
8. Поясните принцип термической деаэрации воды.
9. Назовите преимущества барботажных деаэрирующих устройств.
10. Какое назначение имеет бак-аккумулятор?
11. Назовите преимущества и недостатки турбинного привода пита-

тельного насоса по сравнению с электрическим.

12. Из каких соображений выбирается тип углеразмельных мельниц?
13. Какой из способов регулирования тягодутьевых машин наиболее экономичен?

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов А.И. Повышение экологической безопасности ТЭС / А.И. Абрамов, Д.П. Елизаров, А.С. Седлов и др. М.: Издательство МЭИ, 2001.
2. Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / А.А. Александров, Б.А. Григорьев. – М.: Издательство МЭИ, 1999.
3. Алехнович А.Н. Экологически чистая ТЭС на каменном угле с блоками 500 МВт / А.Н. Алехнович, Р.А. Петросян, И.Н. Шмиголь // Природоохранные технологии ТЭС: Сб. науч. статей ВТИ. М.: ВТИ, 1996.
4. Аракелян Э.К. Повышение экономичности и маневренности тепловых электростанций / Э.К. Аракелян, В.А. Старшинов. М.: Издательство МЭИ, 1993.
5. Бененсон Е.И. Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе; Под ред. Д.П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986.
6. Бродов Ю.М. Конденсационные установки паровых турбин // Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев. М.: Энергоатомиздат, 1994.
7. Гиршфельд В.Я. Режимы работы и эксплуатация ТЭС / В.Я. Гиршфельд, А.М. Князев, В.Б. Куликов. М.: Энергия, 1980.
8. Доброхотова В.И. Эксплуатация энергетических блоков / В.И. Доброхотова, Г.В. Жгулев. М.: Энергоатомиздат 1987.
9. Дьяков А.Ф. Новые подходы к технологии использования твердого топлива в электроэнергетике / А.Ф. Дьяков, А.А. Мадоян, В.И. Доброхотов // Теплоэнергетика. 1998. № 2. С. 14–18.
10. Ефимочкин Г.И. Бездеаэраторные схемы паротурбинных установок / Г.И. Ефимочкин. М.: Энергоатомиздат, 1989.
11. Жгулев Г.В. Пуск и наладка энергоблоков / Г.В. Жгулев. М.: Энергия, 1978.
12. Иванов В.А. Режимы мощных паротурбинных установок / В.А. Иванов. М. –Л.: Энергоатомиздат, 1986.
13. Капелович Б.Э. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций / Б.Э. Капелович, А.Д. Качан. Минск: Высшая школа, 1978.
14. Кириллин В.А. Техническая термодинамик / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. М.: Энергия, 1983.
15. Кириллов А.И. Паровые турбины и паротурбинные установки / А.И. Кириллов. М. –Л.: Машиностроение, 1978.
16. Кирсанов И.Н. Конденсационные установки / И.Н. Кирсанов. М. –Л.:

Энергия, 1966.

17. Копылов А.С. Водоподготовка в энергетике / А.С. Копылов, В.М. Лавыгин, В.Ф. Очков. М.: Издательство МЭИ, 2003.
18. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин / А.Г. Костюк. М.: Издательство МЭИ, 2000.
19. Леснов В.А. Регулирование и автоматизация турбин / В.А. Леонов. М.: Машиностроение, 1980.
20. Малюшенко В.В. Насосное оборудование тепловых электростанций / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. М.: Энергия, 1975.
21. МУ 34-70-104-85. Методические указания по эксплуатационному контролю за состоянием сетевых подогревателей. М.: СПО Союзтехэнерго, 1985.
22. Назмеев Ю.Г. Теплообменные аппараты ТЭС. – 2-е изд. / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. М.: Издательство МЭИ, 2002.
23. Ольховский Г.Г. Развитие теплоэнергетических технологий / Г.Г. Ольховский // Газотурбинные и парогазовые технологии: Сб. науч. статей ВТИ; Под ред. А.Ф. Дьякова и Г.Г. Ольховского. М.: ВТИ, 1996. С. 19–25.
24. Трубилов М.А. Паровые и газовые турбины / М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.В. Фролов и др.; Под ред. А.Г. Костюка и В.В. Фролова. М.: Энергоатомиздат, 1985.
25. Паротурбинные энергетические установки: отраслевой каталог. М.: ЦНИИТЭтяжмаш. 1988.
26. Печеник Б.Я. Питательные агрегаты мощных энергоблоков / Б.Я. Печеник, Г.И. Хатетовский. М.: Энергия, 1978.
27. Плоткин Е.Р. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков / Е.Р. Плоткин, А.Ш. Лейзерович. М.: Энергия, 1980.
28. Пособие для изучения «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей» (теплотехническая часть). М.: Издательство НЦ ЭНАС, 1997.
29. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. – 15-е изд. М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
30. Мадоян А.А. Применение моторного режима на тепловых электрических станциях / А.А. Мадоян, Б.Л. Левченко, Э.К. Аракелян и др.; Под ред. А.А. Мадояна. М.: Энергия, 1980.
31. Прокопенко А.Г. Стационарные, переменные и пусковые режимы энергоблоков ТЭС / А.Г. Прокопенко, И.С. Мысак. М.: Энергоатомиздат, 1990.
32. Рихтер Л.А. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций / Л.А. Рихтер, Д.П. Елизаров, В.М. Лавыгин. М.: Энергоатомиздат, 1987.

33. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. М.: Энергоатомиздат, 1987.
34. Самойлович Г.С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. М.: Энергоиздат, 1982.
35. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. М.: Издательство МЭИ, 1999.
36. Стерман Л.С. Тепловые и атомные электростанции / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишин. М.: Издательство МЭИ, 2004.
37. Тепловые и атомные электростанции: Справочник // Под общ. ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. – 3-е изд. М.: Издательство МЭИ, 2003.
38. Теплообменное оборудование паротурбинных установок: отраслевой каталог: ч. I и II. М.: ЦНИИТЭитязмаш, 1989.
39. Тишин С.Г. О выборе параметров регенеративных отборов турбоустановок с промежуточным перегревом / С.Г. Тишин // Теплоэнергетика. 1995. № 7.
40. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний. М.: Энергоатомиздат, 1990.
41. Трухний А.Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин. М.: Издательство МЭИ, 2002.
42. Участие теплофикационных турбин в переменных режимах энергосистем: Сб. науч. тр. ВТИ. М.: Энергоатомиздат, 1983.
43. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; Под ред. С.В. Цанева. М.: Издательство МЭИ, 2002.
44. Шапиро Т.А. Повышение эффективности работы ТЭЦ / Т.А. Шапиро. М.: Энергоиздат, 1981.
45. Щегляев А.В. Паровые турбины / А.В. Щегляев. М.: Энергоатомиздат, 1987.
46. Экологические аспекты устойчивого развития теплоэнергетики России / Под общ. ред. Р.Н. Вехирева. М.: Издательский дом «Ноосфера» 2000.
47. Экология энергетики / Под ред. В.Я. Путилова. М.: Издательство МЭИ, 2003.
48. Энергетическое оборудование для использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии / Под ред. В.И. Виссарионов. М.: ООО фирма «ВИЭН», 2004.