621.31(07)
Т 343

Тепловые электрические станции

Контрольный экземпляр

Учебник для вузов

Под редакцией
В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева

Допущено Министерством образования
и науки Российской Федерации
в качестве учебника для студентов
высших учебных заведений,
обучающихся по специальности
«Тепловые электрические станции»
направления «Теплоэнергетика»

Рекомендовано Корпоративным энергетическим
университетом в качестве учебника
для системы подготовки, переподготовки
и повышения квалификации персонала
энергетических компаний, а также для вузов,
осуществляющих подготовку энергетиков

3-е издание, стереотипное

Учреждение образования
«Белорусский государственный
аграрный технический университет»
БИБЛИОТЕКА
№ 453939

Москва
Издательский дом МЭИ
2009

УДК 621.311.22(075.8)
ББК 31.37я73
Т 343

Рецензенты: доктор техн. наук, проф. А.Г. Тумановский
(ОАО «Всероссийский теплотехнический институт»);
кафедра теплоэнергетических установок
Московского государственного открытого университета
(зав. кафедрой доктор техн. наук М.Х. Ибрагимов)

Авторы: В.Д. Буров, Е.В. Дорохов, Д.П. Елизаров, В.Ф. Жидких,
Е.Т. Ильин, Г.П. Киселев, В.М. Лавыгин, В.Д. Рожнатовский,
А.С. Седлов, С.Г. Тишин, С.В. Цанев

Под редакцией В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева

Тепловые электрические станции : учебник для вузов. /
Т 343 В.Д. Буров, Е.В. Дорохов, Д.П. Елизаров и др.; под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. — 3-е изд., стереот. — М. : Издательский дом МЭИ, 2009. — 466 с.: ил.

ISBN 978-5-383-00404-3

Изложены основы теории тепловых электростанций, методы определения показателей тепловой экономичности и условий, обеспечивающих наибольшую экономичность. Рассмотрены принципиальные и полные тепловые схемы современных ТЭС, а также газотурбинных и парогазовых установок. Освещены вопросы эксплуатации, ремонта и надежной работы оборудования ТЭС. Приведены данные по экологической безопасности и новым технологиям производства электроэнергии.

Первое издание учебника вышло в Издательстве МЭИ в 2005 г.

Для студентов энергетических вузов и факультетов, а также специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией тепловых электростанций.

УДК 621.311.22(075.8)
ББК 31.37я73

© Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. и др., 2005
© ЗАО «Издательский дом МЭИ», 2007

ISBN 978-5-383-00404-3

Оглавление

Предисловие 6

Основные условные обозначения и сокращения 7

Глава. 1. **Энергетика и типы электростанций** 9
1.1. Энергетические ресурсы и типы электростанций. 9
1.2. Технологическая схема тепловой электростанции 13

Глава 2. **Энергетические показатели конденсационных электростанций** 16
2.1. Показатели тепловой экономичности 16
2.2. Влияние начальных параметров на тепловую экономичность цикла 20
2.3. Промежуточный перегрев пара на КЭС. 24
2.4. Влияние конечного давления на тепловую экономичность цикла. 28
2.5. Регенеративный подогрев питательной воды на КЭС 30
2.6. Оптимальные параметры регенеративного подогрева питательной воды на КЭС без промежуточного перегрева пара. 33
2.7. Регенеративный подогрев питательной воды на установках с промежуточным перегревом пара 43
2.8. Определение энергетических показателей конденсационных паротурбинных установок 46

Глава 3. **Энергетические показатели теплоэлектроцентралей** 50
3.1. Общие положения 50
3.2. Расходы пара и теплоты на ТЭЦ. 51
3.3. Энергетические показатели работы ТЭЦ 55
3.4. Сравнение тепловой экономичности комбинированной и раздельной выработок теплоты и электроэнергии. 65
3.5. Затраты на топливо энергетическими котлами при производстве электроэнергии и теплоты на ТЭЦ 69

Глава 4. **Технология отпуска пара и теплоты от ТЭС** 75
4.1. Потребители теплоты и тепловые нагрузки 75
4.2. Расчет тепловых нагрузок. 76
4.3. График продолжительности отопительной тепловой нагрузки 79
4.4. Отпуск теплоты промышленным потребителям 81
4.5. Отпуск теплоты на отопление. Вид теплоносителя, системы теплоснабжения. Регулирование отпуска теплоты. 88
4.6. Типы теплофикационных турбин с отопительными отборами. Покрытие основной и пиковой отопительных нагрузок 92
4.7. Схемы включения сетевых подогревателей. 95
4.8. Отпуск теплоты от конденсационных электростанций 97

Глава 5. **Потери пара и конденсата на ТЭС и способы их восполнения**. 99
5.1. Материальный баланс рабочего тела в тепловой схеме ТЭС. 99
5.2. Способы подготовки воды для восполнения потерь пара и конденсата на ТЭС . . 103

Глава 6. **Вспомогательное оборудование тепловых электростанций** 113
6.1. Элементы пароводяного тракта ТЭС 113
6.2. Оборудование котельных установок и элементы газовоздушного тракта 143

Глава 7. **Трубопроводы и арматура на ТЭС** 147
7.1. Категории, сортамент, материал и сварка трубопроводов 147
7.2. Ползучесть паропроводов 150
7.3. Расчеты паропроводов на прочность 152
7.4. Гидравлический расчет трубопроводов 163
7.5. Тепловые потери и тепловая изоляция трубопроводов 164
7.6. Дренирование паропроводов 165
7.7. Трубопроводная арматура 167

Глава 8. **Тепловые схемы КЭС** 181
8.1. Характерные тепловые схемы паровых турбоустановок 181
8.2. Основы проектирования принципиальной тепловой схемы 195

Глава 9. **Тепловые схемы теплоэлектроцентралей** 215
9.1. Характерные тепловые схемы теплофикационных турбоустановок 215
9.2. Поверочные расчеты тепловой схемы турбоустановок 232

Глава 10. **Полные тепловые схемы электростанций** 247
10.1. Состав и назначение полной тепловой схемы 247
10.2. Полные тепловые схемы ТЭС 247

Глава 11. **Техническое водоснабжение, топливно-транспортное хозяйство и золошлакоудаление на ТЭС** 259
11.1. Техническое водоснабжение 259
11.2. Топливное хозяйство ТЭС 268
11.3. Очистка продуктов сгорания на ТЭС 273
11.4. Отвод дымовых газов в атмосферу 277
11.5. Золошлакоудаление на ТЭС 280

Глава 12. **Компоновка главного корпуса и генеральный план ТЭС** 286
12.1. Основные понятия и структура главного корпуса 286
12.2. Требования к компоновке главного корпуса ТЭС 289
12.3. Строительная часть главного корпуса ТЭС 292
12.4. Варианты размещения оборудования при компоновке главного корпуса ТЭС 294
12.5. Генеральный план ТЭС 307

Глава 13. **Энергетические характеристики оборудования ТЭС. Режимы работы и способы повышения экономичности ТЭС в условиях эксплуатации** 311
13.1. Общая характеристика режимов работы ТЭС 311
13.2. Маневренные характеристики оборудования 315
13.3. Классификация и характеристика режимов работы ТЭС 318
13.4. Работа ТЭС при переменных режимах 319
13.5. Остановочно-пусковые режимы 326
13.6. Моторный режим 332
13.7. Режим горячего вращающегося резерва 334
13.8. Способы получения пиковой мощности 335
13.9. Энергетические характеристики оборудования КЭС 338
13.10. Энергетические характеристики теплофикационных турбоустановок 343

Глава 14. **Организация и планирование ремонтов теплоэнергетического оборудования** 351
14.1. Система планово-предупредительных ремонтов оборудования 351
14.2. Ремонтный цикл, виды и продолжительность ремонтов основного оборудования электростанций 354

14.3. Структура организации технического обслуживания и ремонта оборудования. 358
14.4. Планирование ремонтов 361
14.5. Подготовительные работы при капитальных и средних ремонтах 363
14.6. Приемка оборудования из ремонта и оценка качества 366

Глава 15. **Газотурбинные и парогазовые ТЭС** 372
15.1. Общие положения 372
15.2. Газотурбинные установки электростанций. Показатели, тепловые схемы 373
15.3. Элементы технологической схемы ГТУ 378
15.4. Режимы работы и эксплуатация энергетических ГТУ 384
15.5. Парогазовые установки электростанций 387
15.6. Парогазовые и газотурбинные ТЭЦ 391

Глава 16. **Новые технологии производства теплоты и электрической энергии** 404
16.1. Основные положения 404
16.2. Геотермальная энергетика 406
16.3. Ветроэнергетика 410
16.4. Солнечная энергетика 414
16.5. Другие новые технологии производства электроэнергии и теплоты 421
16.6. Энергосбережение и энергоэффективность 429

Глава 17. **Разработка и создание экологически безопасных ТЭС** 432
17.1. Влияние работы ТЭС на окружающую среду 432
17.2. Классификация ТЭС по экологическим показателям 433
17.3. Бессточное и малоотходное водоснабжение на ТЭС 445

Контрольные вопросы и задания 450

Приложение 1. Единицы измерения параметров тепловых процессов 457

Приложение 2. Условные обозначения оборудования, арматуры и трубопроводов на тепловых схемах 460

Список литературы 464

Предисловие

В Московском энергетическом институте (техническом университете) длительное время читается базовый для специальности «Тепловые электрические станции» курс лекций «Тепловые и атомные электрические станции». При изучении этого курса студенты пользуются учебниками Л.С. Стермана, В.М. Лавыгина, С.Г. Тишина «Тепловые и атомные электрические станции» и В.Я. Рыжкина «Тепловые электрические станции» (третье издание вышло в 1987 г.). Последний является классическим учебником по указанной специальности. В нем использованы материалы книги Л.И. Керцелли и В.Я. Рыжкина «Тепловые электрические станции», изданной в 1949 г. Первое издание настоящего учебника вышло в 2005 г. и основывалось на материале перечисленных книг.

За последние годы сформирована новая концепция технического развития электроэнергетики России и определены методы инвестиционного обеспечения технического перевооружения действующих электростанций и строительства новых. В период 2006—2010 гг. предусматривается ввод энергоблоков общей мощностью 20,9 ГВт с общим объемом средств на развитие 2,1 трлн руб. Доля угля в топливном балансе электроэнергетики возрастет до 31,1 %. Поэтому во второе издание учебника внесены изменения и дополнения, отражающие решения, принятые Правительством РФ и РАО «ЕЭС России».

Предлагаемый учебник написан в полном соответствии с образовательной программой дисциплины «Тепловые электрические станции» и может быть использован при изучении смежных курсов, таких как «Тепломеханическое и вспомогательное оборудование электростанций», «Газотурбинные и парогазовые ТЭС», «Режимы работы и эксплуатация ТЭС».

В учебнике рассмотрены классические и новые используемые на ТЭС термодинамические циклы, современные способы их анализа и совершенствования, приведены описания, схемы и компоновки современных и перспективных энергетических установок тепловых электростанций; особое внимание уделено газотурбинным и парогазовым ТЭС, а также новым технологиям производства теплоты и электрической энергии, представлены методики теплотехнических расчетов тепловых схем с применением компьютерных технологий. В конце книги даны контрольные вопросы и задания по каждой главе.

В книге нашли отражение различные вопросы режимов работы и эксплуатации ТЭС, совершенствования остановочно-пусковых режимов, а также необходимости выполнения все повышающихся требований к экологической безопасности ТЭС.

Учебник подготовлен коллективом преподавателей кафедры ТЭС МЭИ (ТУ). Главы 1, 7, 12 написаны Д.П. Елизаровым, гл. 2, 10 — С.Г. Тишиным, гл. 3 — Г.П. Киселевым, гл. 4 — В.Ф. Жидких, гл. 5, 17 — А.С. Седловым, гл. 6, 11 — В.М. Лавыгиным, гл. 8, 9 — Е.В. Дороховым, гл. 13 — Е.Т. Ильиным, гл. 14 — В.Д. Рожнатовским, гл. 15 — С.В. Цаневым, гл. 16 — В.Д. Буровым и С.В. Цаневым.

Авторы выражают глубокую благодарность рецензентам: заведующему кафедрой теплоэнергетических установок Московского государственного открытого университета (МГОУ) М.Х. Ибрагимову и заместителю директора ОАО «Всероссийский теплотехнический институт» А.Г. Тумановскому за ценные замечания и предложения по содержанию книги.

При работе с учебником читатели могут обнаружить недостатки, о которых просим сообщить по адресу: 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 14.

Авторы

Основные условные обозначения и сокращения

A — энергетический коэффициент сложного цикла;

B — расход (запас) топлива, кг/ч, т/ч, кг/год, т/год, т;

b — удельный расход топлива, кг/(кВт · ч), г/(кВт · ч), т/(МВт · ч), кг/ГДж;

C — концентрация примесей (в воде), мг/кг;

c — скорость среды, м/с; удельная теплоемкость вещества, кДж/(кг · К);

D — массовый (весовой) расход пара (конденсата), кг/с, т/ч, т/год;

d — удельный массовый расход пара, кг/(кВт · ч), т/(МВт · ч); диаметр трубопровода, см, м, мм;

e — коэффициент рабочего времени;

F — площадь поверхности нагрева (охлаждения) теплообменника, м^2; площадь территории (участка), м^2; км^2, га;

f — коэффициент нагрузки, %; удельная площадь, км^2/ГВт; м^2/кВт; площадь сечения трубопровода, см^2, м^2;

G — массовый расход воды (охлаждающей, циркуляционной, сетевой), кг/с, т/ч;

g — коэффициент использования мощности; ускорение свободного падения, м/с^2;

H — теплоперепад пара, кДж/кг; напор, м, мм; гидравлическое сопротивление, Н/м^2, Па, кПа, МПа; вакуум, мм рт. ст.;

h — энтальпия пара (воды), кДж/кг;

K — коэффициент готовности оборудования (по времени);

k — коэффициент теплопередачи, кДж/(м^2 · ч · К), Вт/(м^2 · К), кВт/(м^2 · К);

l — длина участка трубопровода (здания, помещения), м;

M — масса, кг, т; момент силы (изгибающий, крутящий), Н · м;

m — кратность охлаждения, кг/кг, т/т;

n — число энергоблоков; частота вращения ротора турбоагрегата, мин$^{-1}$, с$^{-1}$;

N — мощность, нагрузка (электрическая), Вт, кВт, МВт, ГВт;

P — усилие, сила, Н, кН, МН;

p — давление пара (воды), Н/м^2, Па, кПа, МПа; коэффициент готовности;

Q — расход теплоты, тепловая нагрузка, Дж/ч; ГДж/ч, ГДж/год, кВт (кДж/с);

$Q_н^р$ — теплота сгорания топлива (рабочая низшая), кДж/кг;

q — удельный расход теплоты, кДж/(кВт · ч), кДж/кг; коэффициент аварийности оборудования;

R — радиус гиба, радиус гнутого участка трубы, м, мм;

r — удельный (относительный) прирост расхода пара (теплоты, топлива), кг/(кВт · ч), т/(МВт · ч); кДж/(кВт · ч), кДж/кДж; теплота парообразования, кДж/кг; радиус поперечного сечения трубы, мм;

s — энтропия, кДж/(кг · К);

T — температура абсолютная, К; время с, ч;

t — температура, °С;

V — объем, м^3, л; объемный расход м^3/с, м^3/ч, м^3/сут;

v — удельный объем, л/кг; м^3/кг, м^3/т;

L — работа, совершаемая в цикле, Дж;

x — коэффициент холостого хода, %; паросодержание, %;

y — коэффициент недовыработки энергии (мощности);

z — общее число ступеней регенеративного подогрева воды;

α — доля отпуска теплоты из отбора турбины; коэффициент температурного удлинения (расширения) материала; коэффициент теплоотдачи, кДж/(м^2 · К · ч), Вт/(м^2 · К);

β — доля отпуска теплоты внешним потребителям на ТЭЦ;

γ — удельный вес вещества, Н/м^3, кН/м^3, МН/м^3;

Δh — изменение энтальпии пара (воды), кДж/кг;

ε — характеристика теплообменника; доля отпуска теплоты (промышленному потребителю от ТЭЦ);

ζ — коэффициент трения; коэффициент местного гидравлического сопротивления;

η — КПД, %;

ϑ — недогрев воды, °С;

λ — теплопроводность, кДж/(м · К · ч), кВт/(м · К);

$\xi_т$ — коэффициент ценности теплоты;

ρ — коэффициент резерва; удельная (массовая) плотность вещества; удельная насыпная масса, кг/л, кг/м^3, т/м^3;
σ — механическое напряжение, Па, кПа, МПа;
τ — температура воздуха (по смоченному термометру), °С; касательное напряжение в металле, Па, кПа, МПа; время работы, ч;
φ — относительная влажность воздуха, %; коэффициент прочности сварного шва трубопровода;
ω — относительная влажность пара;

АД — атмосферный деаэратор;
АЭС — атомная электростанция;
АКЭС — атомная конденсационная электростанция;
АТЭЦ — атомная ТЭЦ;
Б — бак, бачок;
БН — бустерный насос;
БОУ — блочная обессоливающая установка;
БРОУ — быстродействующая редукционно-охладительная установка;
Г — генератор (электрический);
ГАЭС — гидроаккумулирующая электростанция;
ГЭС — гидроэлектростанция;
ГО — газоохладитель (электрического генератора);
ГТУ — газотурбинная установка;
ГРЭС — государственная районная электростанция;
Д — деаэратор;
ДН — дренажный насос;
ДПВ — деаэратор питательной воды;
Др — дроссельный клапан;
Е — парогенератор барабанный с естественной циркуляцией;
З — задвижка;
И — испаритель;
К — котел;
Кн — конденсатор;
КН — конденсатный насос;
КО — конденсационная турбина с регулируемым отбором пара;
КЭС — конденсационная электростанция;
МЗ — машинный зал;
МХ — мазутное хозяйство;
Н — насос;
О — отбор пара из турбины (регулируемый); охладитель;
ОК — обратный клапан;
ОУ — охладитель пара уплотнений;
ОЭ — охладитель пара эжекторов;
П — промышленный (производственный) отбор пара из турбины; подогреватель (регенеративный, сетевой);
ПВД — подогреватель (регенеративный) высокого давления;
ПНД — подогреватель (регенеративный) низкого давления;
ПГ — парогенератор;
П; Р — турбина с противодавлением;
ПГУ — парогазовая установка;
Пе — пароперегреватель;
ПК — паровой котел;
ПН — питательный насос;
ПСБУ — пускосбросное устройство;
ПП — промежуточный пароперегреватель; паропреобразователь;
ПТ — паровая турбина;
ПЭН — питательный электронасос;
Р — расширитель; редуктор;
РОУ — редукционно-охладительная установка;
См — смеситель;
СН — сетевой насос;
СП — сетевой подогреватель;
Т — турбина; теплофикационный (отопительный) отбор пара из турбины;
ТП — турбопривод;
ТЭС — тепловая электростанция;
ТЭЦ — теплоэлектроцентраль;
У — уплотнение турбины (насоса);
ЦВД, ЦСД, ЦНД — цилиндры высокого, среднего и низкого давлений;
ЦПЗ — центральный пылезавод;
Э — эжектор;
ЭП — электропривод;
ЭС — электрическая станция;
Эк — экономайзер.

Глава 1
ЭНЕРГЕТИКА И ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

1.1. Энергетические ресурсы и типы электростанций

Жизнь современного человека на Земле немыслима без использования электроэнергии. Для производства электрической энергии используются природные энергетические ресурсы, большая часть которых связана с солнечной энергией (излучением). К таким видам энергетических ресурсов относятся химически связанная энергия органических топлив (ископаемых углей, нефти, природного газа, торфа, дров), гидравлическая энергия падающей воды рек, энергия ветра и непосредственного солнечного излучения.

К другим видам энергетических ресурсов, не связанных с энергией солнечного излучения, относятся энергия распада ядер атомов некоторых тяжелых элементов (урана, тория), геотермальная энергия недр Земли, энергия приливов и отливов в океанах.

Все эти энергетические ресурсы принято подразделять на возобновляемые и невозобновляемые. К числу невозобновляемых энергетических ресурсов относится энергия органических топлив.

В зависимости от вида используемых энергетических ресурсов различают основные типы электрических станций: *тепловые* (ТЭС), где используется химическая энергия горения органических топлив, *гидравлические* (ГЭС), работающие за счет энергии рек, и *атомные* (АЭС), где используется атомная энергия.

Очень ограниченную мощность имеют *геотермальные* (ГеоТЭС) и *ветросиловые установки*, а также *солнечные* электростанции (*гелиоустановки*). Приливные ГЭС существуют пока только в проектах.

Наибольшее распространение в энергетике в настоящее время получили ТЭС, на которых тепловая энергия, выделяющаяся при сжигании органических топлив: угля, мазута, торфа, природного газа, горючих сланцев, преобразуется в электрическую энергию. На их долю приходится около 75 % вырабатываемой электроэнергии на Земле и около 80 % производимой электроэнергии в России.

Второе место по выработке электроэнергии в России занимают гидроэлектростанции (около 13 %) и третье — атомные электростанции (около 7 %).

Основным назначением электрических станций является выработка электроэнергии для освещения, снабжения ею промышленного и сельскохозяйственного производства, транспорта, коммунального хозяйства и бытовых нужд.

Другим назначением электрических станций (тепловых) является снабжение жилых домов, учреждений и предприятий теплом для отопления зимой и горячей водой для коммунальных и бытовых целей или паром для производства. Тепловые электрические станции для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии (для теплофикации) называются *теплоэлектроцентралями* (ТЭЦ), а ТЭС, предназначенные только для производства электроэнергии, называются *конденсационными электростанциями* (КЭС) (рис. 1.1). Они оборудуются паровыми турбинами,

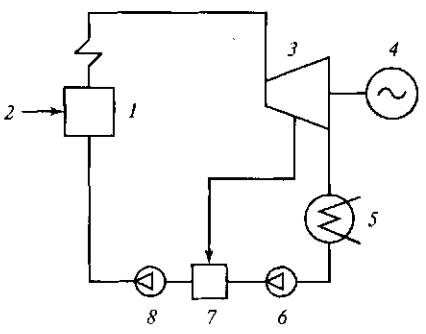


Рис. 1.1. Принципиальная схема КЭС:

1 — котел (парогенератор); *2* — топливо; *3* — паровая турбина; *4* – электрический генератор; *5* – конденсатор отработавшего пара турбины; *6* — конденсатный насос; *7* — регенеративный подогреватель; *8* — питательный насос парового котла

отработавший пар которых поступает в конденсаторы, где поддерживается глубокий вакуум для лучшего использования энергии пара при выработке электроэнергии (цикл Ренкина). Пар из отборов таких турбин используется только для регенеративного подогрева конденсата отработавшего пара и питательной воды котлов.

Теплоэлектроцентрали оборудуются паровыми турбинами с отбором пара для снабжения промышленных предприятий (рис. 1.2, *а*) или для подогрева сетевой воды, поступающей к потребителям для отопления и коммунально-бытовых нужд (рис. 1.2, *б*).

На некоторых ТЭЦ для снабжения паром промышленных предприятий используются паровые турбины с противодавлением, значение которого определяется потребностью промышленного предприятия (рис. 1.3).

С некоторого времени (приблизительно с 50-х годов прошлого столетия) на ТЭС для привода электрических генераторов начали применяться газовые турбины. При этом в основном получили распространение газовые турбины со сжиганием топлива при постоянном давлении с последующим расширением продуктов сгорания в проточной части турбины (цикл Брайтона). Такие установки называются *газотурбинными* (ГТУ). Они могут работать только на природном газе или на жидком качественном топливе (соляровом масле). Эти энергетические уста-

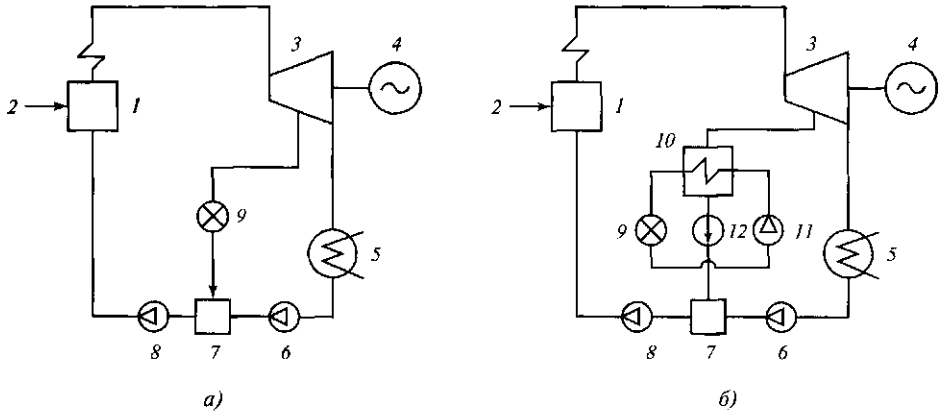


Рис. 1.2. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ:

а — промышленная ТЭЦ; *б* — отопительная ТЭЦ; *7* — сборный бак конденсата; *9* — потребитель теплоты; *10* — подогреватель сетевой воды; *11* — сетевой насос; *12* — конденсатный насос сетевого подогревателя; остальные обозначения те же, что и на рис. 1.1

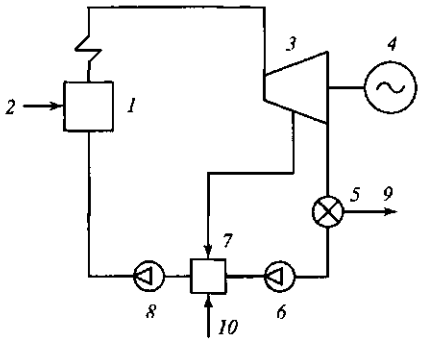


Рис. 1.3. Промышленная ТЭЦ с паровой турбиной с противодавлением:

5 — промышленный потребитель пара; *6* — насос обратного конденсата с производства; *9* — потеря пара и конденсата у потребителя; *10* — добавочная вода для выполнения потерь; **остальные обозначения те же, что и на рис. 1.1**

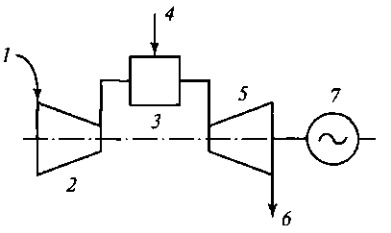


Рис. 1.4. Принципиальная схема газотурбинной энергетической установки с постоянным давлением при сжигании топлива, работающей по циклу Брайтона:

1 — забор атмосферного воздуха; *2* — воздушный компрессор; *3* — камера сгорания; *4* — подвод топлива (природного газа, жидкого качественного топлива); *5* — газовая турбина; *6* — выброс отработавших продуктов сгорания в атмосферу; *7* — электрический генератор

новки требуют наличия воздушного компрессора, потребляемая мощность которого достаточно велика.

Принципиальная схема ГТУ изображена на рис. 1.4. Благодаря большой маневренности (быстрые пуск в работу и нагружение) ГТУ получили применение в энергетике в качестве пиковых установок для покрытия внезапного дефицита мощности в энергосистеме.

Другим типом ТЭС являются *дизельные электростанции* с приводом электрического генератора от двигателя внутреннего сгорания, где в качестве топлива, как и в ГТУ, используется природный газ или качественное жидкое топливо. Однако дизельные электростанции, получившие распространение в странах Ближнего Востока, уступают по единичной мощности ГТУ, хотя и имеют более высокий КПД.

В последнее время в энергетике появились комбинированные *парогазовые установки* (ПГУ), представляющие собой надстройку паротурбинного цикла, где в надстроечной части применяется газовая турбина, отработавшие газы которой имеют высокую температуру (500—600 °С) и подаются в топку котла-утилизатора для генерации водяного пара, работающего затем в паровой турбине (рис. 1.5). Подобная ПГУ из-за высокой начальной температуры цикла (более 1000 °С) теоретически может иметь КПД более 50 %, что существенно выше, чем у обычной паротурбинной установки и у отдельной ГТУ.

Для использования внутриядерной энергии служат АЭС, принцип действия которых заключается в использовании теплоты, выделяющейся в реакторе при расщеплении ядер урана-235, для генерации водяного пара, который затем работает

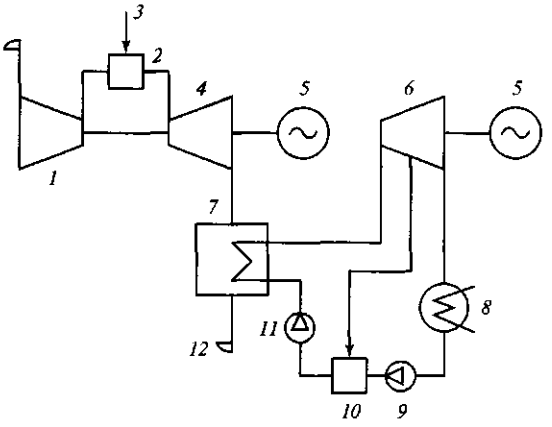


Рис. 1.5. Принципиальная схема парогазовой установки:

1 — компрессор; *2* — камера сгорания; *3* — топливо; *4* — газовая турбина; *5* — электрические генераторы; *6* — паровая турбина; *7* — котел-утилизатор; *8* — конденсатор паровой турбины; *9* — конденсатный насос; *10* — регенеративный подогреватель в паровом цикле; *11* — питательный насос котла-утилизатора; *12* — дымовая труба

в паровой турбине и приводит во вращение ротор электрического генератора (рис. 1.6).

Ввиду ограничений по температуре тепловыделяющих элементов в ядерном реакторе в парогенераторе второго контура может быть генерирован лишь насыщенный пар (без перегрева). Поэтому на АЭС используются паровые турбины специальной конструкции, способные работать на насыщенном влажном паре. В большинстве случаев такие турбины рассчитываются на работу при пониженной

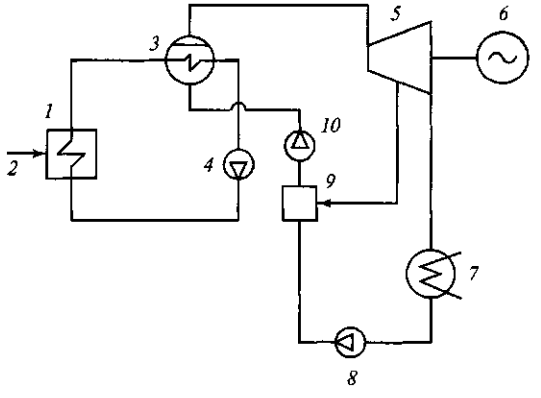


Рис. 1.6. Принципиальная схема двухконтурной АЭС с паровой турбиной, работающей на насыщенном паре:

1 — ядерный реактор; *2* — ядерное топливо (стержни, заполненные ураном-235); *3* — парогенератор; *4* — главный циркуляционный насос первого контура АЭС; *5* — паровая турбина; *6* — электрический генератор; *7* — конденсатор паровой турбины; *8* — конденсатный насос; *9* — регенеративный подогреватель; *10* — питательный насос парогенератора во втором контуре

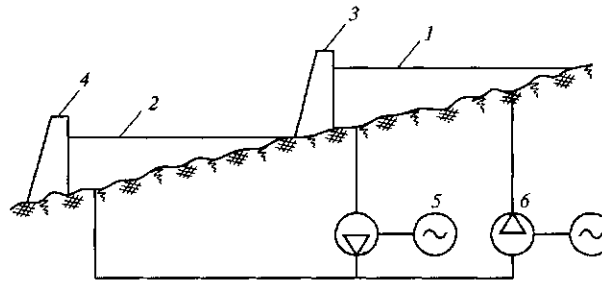


Рис. 1.7. Схема гидроаккумулирующей электростанции:
1 — верхнее водохранилище; *2* — нижнее водохранилище; *3*, *4* — плотины верхнего и нижнего водохранилищ; *5* — гидротурбина с электрогенератором; *6* — насосная установка с электроприводом

частоте вращения, равной 1500 мин$^{-1}$. Из-за ограничений по температуре и давлению пара КПД АЭС ниже, чем КПД КЭС при работе на органическом топливе.

В последние годы в энергетических системах России за счет повысившейся неравномерности электрических нагрузок обострилась проблема покрытия графиков нагрузок электростанциями. Большой маневренностью при пусках и остановах, нагружении и разгрузке обладают гидравлические турбины ГЭС, а также ГТУ. Однако иногда их мощности бывает недостаточно для покрытия больших пиков и провалов нагрузки в энергосистемах. Проблема обостряется при наличии в энергосистемах большой доли электрической мощности, вырабатываемой АЭС, вынужденных по технологическим причинам работать в базовом режиме с постоянной нагрузкой. Для решения проблемы в энергосистемах России начали применяться *гидроаккумулирующие электростанции* (ГАЭС). Такие электростанции (рис. 1.7) представляют собой комбинацию гидротурбины с электрогенератором и насосной установки. С помощью двух плотин создаются два водохранилища, расположенных на различных уровнях. Они взаимно связываются по воде через гидравлические турбины и насосную установку.

При дефиците мощности в энергосистеме гидротурбины с электрогенератором включаются в работу, используя перепад уровней воды в водохранилищах, и, перегоняя воду из верхнего водохранилища в нижнее, генерируют недостающую энергию. В периоды провалов электрической нагрузки в энергосистеме в работу включаются насосные установки, перегоняющие воду обратно из нижнего водохранилища в верхнее, за счет чего выравнивается электрическая нагрузка в энергосистеме и снова накапливается запас воды в верхнем водохранилище.

1.2. Технологическая схема тепловой электростанции

На рис. 1.8 показана технологическая схема тепловой электростанции, работающей на твердом топливе.

Топливо (уголь) подается к электростанции в железнодорожных вагонах. Оно поступает в разгрузочное устройство *1*, откуда с помощью ленточных транспортеров *2* направляется на склад *3*, где установлен кран-перегружатель *4*. Ленточными транспортерами *6* топливо со склада или от разгрузочного устройства подается к дробилкам *5*, где измельчается до кусков размером не более 15 мм. Измельченное

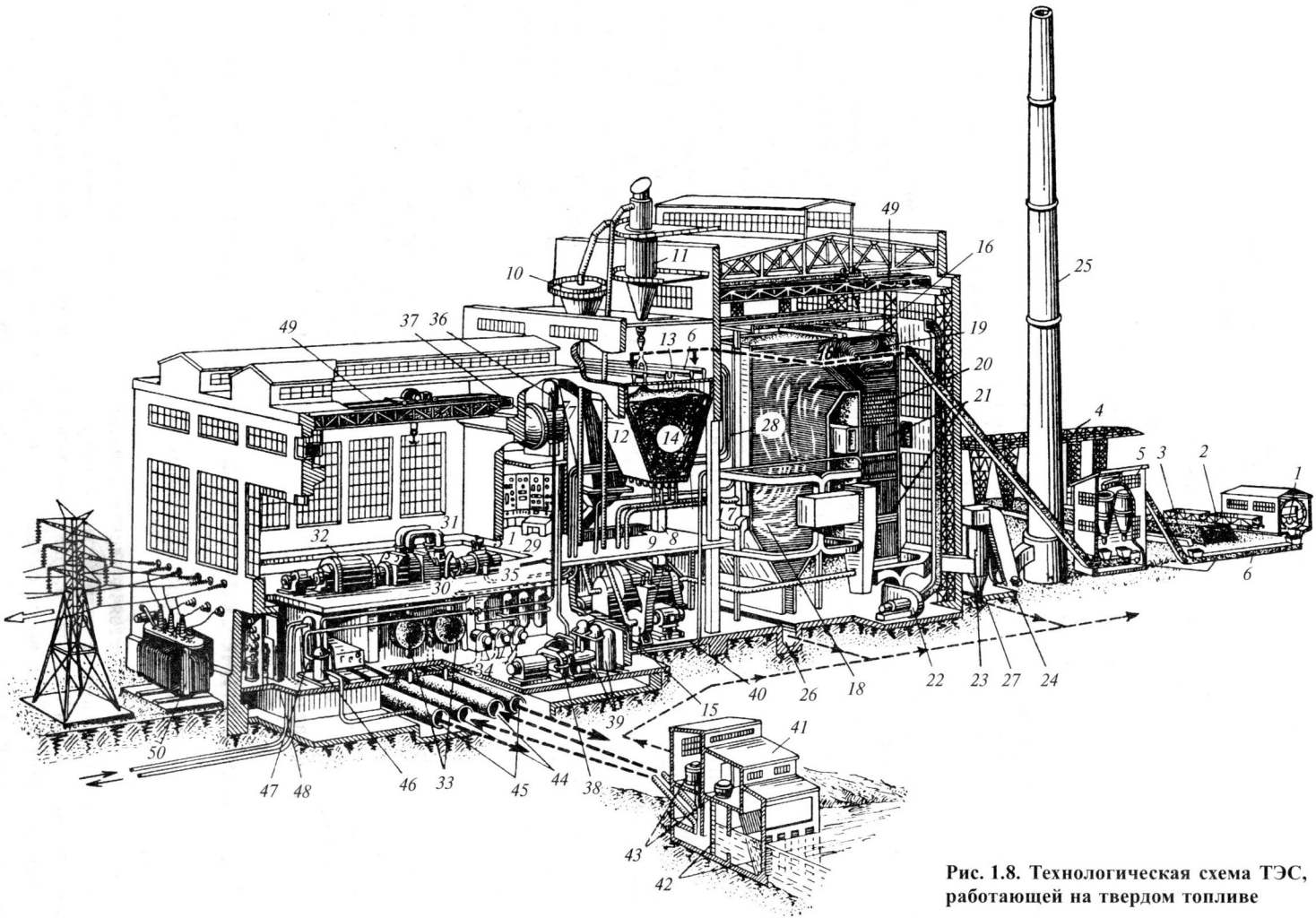


Рис. 1.8. Технологическая схема ТЭС, работающей на твердом топливе

топливо поступает в бункеры сырого угля *7*, откуда с помощью питателей сырого угля *8* оно подается в углеразмольные мельницы *9*, где происходит его размол. Размолотый продукт воздухом транспортируется в сепаратор пыли *10*, где осуществляется отделение тонких фракций от крупных. Крупные фракции поступают вновь в мельницу, а тонкие — в циклон *11*. Из циклона пыль по пылевым шнекам *13* направляется в бункер пыли *14*, а воздух по трубопроводу *12* — на всас мельничного вентилятора *15*. Из бункера пыли смесь пыли и воздуха пылепитателями подается в горелки *17* котла *16*. Паровой котел включает в себя топочную камеру *18*, пароперегреватель *19*, водяной экономайзер *20* и воздухоподогреватель *21*. Воздух в котел подается дутьевым вентилятором *22*. Дымовые газы от котла отводятся в золоуловитель *23* и дымососом *24* сбрасываются в дымовую трубу *25*. Зола и шлак от котла по шлако- и золосмывным каналам *26*, *27* отводятся на золоотвал, расположенный за территорией станции.

Пар от котла по паропроводам *28* направляется к паровой турбине *31*, вал которой соединен с электрическим генератором *32*. Пар промежуточного перегрева подводится и отводится по трубопроводам *29*, *30*. Под турбиной расположен конденсатор *33*, где происходит конденсация отработавшего в турбине пара. Конденсат из конденсатора откачивается конденсатными насосами *34*, прокачивается через регенеративные подогреватели низкого давления *35* и подается в деаэратор *36*. В деаэраторе происходит удаление из воды агрессивных газов. Вода из деаэратора поступает в бак-аккумулятор *37*, а из него — к питательным насосам *38*. Под давлением, создаваемым питательными насосами, питательная вода прокачивается через регенеративные подогреватели высокого давления *39*, где подогревается паром, отбираемым из турбины, и по трубопроводам *40* поступает в водяной экономайзер котла.

Для подачи воды на охлаждение пара в конденсаторах и другие нужды на берегу водоисточника устанавливается насосная станция *41*, оснащенная очистными устройствами *42* и насосами *43*. Подвод и отвод охлаждающей воды осуществляется по трубопроводам *44* и *45*. Для очистки добавочной воды цикла электростанции предусмотрены фильтры химического обессоливания *46*. Отпуск теплоты потребителям с горячей водой производится от сетевых подогревателей *47*.

Технологическая схема производства включает в себя также электрическое распределительное устройство собственных нужд *48*, электрические мостовые краны *49* для обслуживания оборудования и повышающие электрические трансформаторы *50* для отвода электроэнергии.

На современных ТЭС используется перегретый пар с температурой 540—560 °С и давлением до 23,5 МПа. Поэтому предъявляются высокие требования к применяемым для изготовления оборудования, трубопроводов и арматуры материалам, а также к управлению режимами работы оборудования, которое осуществляется на современных ТЭС управляющими вычислительными машинами.

Глава 2

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

2.1. Показатели тепловой экономичности

Тепловая экономичность конденсационных электростанций характеризуется значениями КПД, удельных расходов теплоты и условного топлива на производство электроэнергии.

Как известно, в основе работы паротурбинных установок 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, по которому определяется значение термического КПД цикла,

$$\eta_t = \frac{q_0 - q_к}{q_0} \qquad (2.1)$$

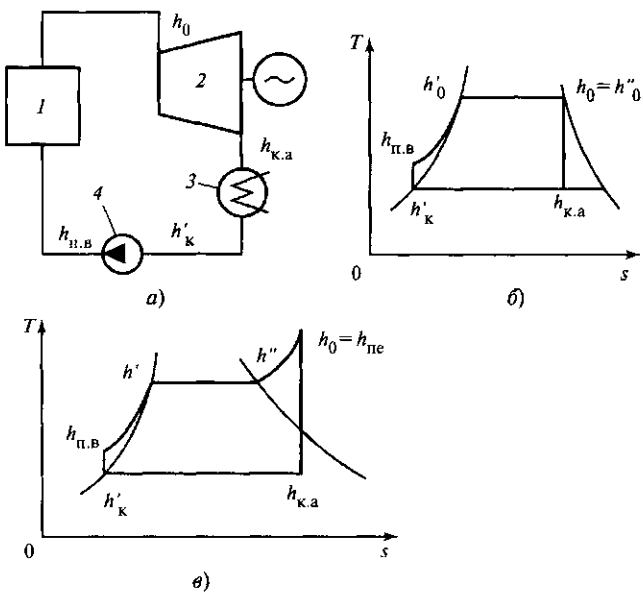


Рис. 2.1. Схема простейшей паротурбинной установки (*а*) и циклы Ренкина для нее при работе на насыщенном (*б*) и перегретом (*в*) паре:

1 — паровой котел; *2* — турбогенератор; *3* — конденсатор; *4* — насос

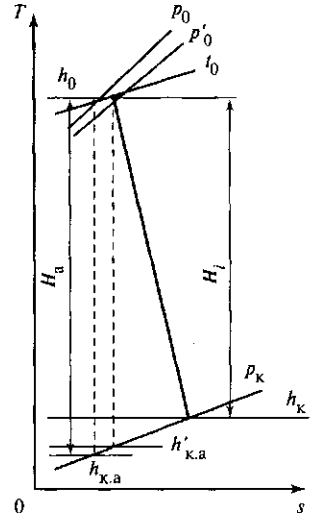


Рис. 2.2. Рабочий процесс пара в турбине для простейшей паротурбинной установки в *h*, *s*-диаграмме

для простейшей установки, работающей по идеальному циклу Ренкина, получаем

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{\text{п.в}}) - (h_{\text{к.а}} - h'_{\text{к}})}{h_0 - h_{\text{п.в}}}; \qquad (2.2)$$

здесь q_0, $q_{\text{к}}$ — количество теплоты, подведенное к 1 кг рабочего тела в паровом котле и отведенное от него в конденсаторе, кДж/кг; $h'_{\text{к}}$, $h_{\text{п.в}}$ — энтальпия воды на выходе из конденсатора (энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении в конденсаторе $p_{\text{к}}$) и после насоса, кДж/кг; h_0, $h_{\text{к.а}}$ — энтальпия пара перед турбиной и на входе в конденсатор при адиабатическом расширении пара в турбине, кДж/кг.

Выражение (2.2) можно представить в виде

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{\text{к.а}}) - (h_{\text{п.в}} - h'_{\text{к}})}{h_0 - h_{\text{п.в}}}. \qquad (2.3)$$

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

Таким образом, термический КПД может быть определен по формуле

$$\eta_t = \frac{H_{\text{а}} - H_{\text{а.н}}}{q_0}. \qquad (2.4)$$

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 (см. рис. 2.2).

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

Обычно η_{oi} = 0,8018÷0,9, а для современных мощных турбин при номинальной нагрузке η_{oi} = 0,85÷0,9.

Из диаграммы рабочего процесса пара в турбине (см. рис. 2.2) видно, что энергетические потери, оцениваемые η_{oi}, увеличивают энтальпию пара на выходе из турбины $h_{\text{к}}$ на $\Delta h = h_{\text{к}} - h_{\text{к.а}}$. Очевидно, что на такое же значение возрастает количество теплоты, передаваемое охлаждающей воде в конденсаторе 1 кг пара (потери с охлаждающей водой $\Delta q_{\text{к}}$, рассчитанные на 1 кг пара). Доля теплоты, превращенной в работу в реальной установке, характеризуется внутренним абсолютным КПД η_i. Без учета энергии, затрачиваемой на привод насоса, этот КПД определяется из выражения

$$\eta_i = L_i / q_0,$$

Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет» БИБЛИОТЕКА 453939

или

$$\eta_i = L_i L_a / (L_a q_0) = \eta_t \eta_{oi}.$$

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 $\eta_м$ и КПД генератора $\eta_г$. Таким образом, из общего количества теплоты q_0, подведенного к 1 кг пара, в реальном цикле турбогенераторной установки вырабатывается электрическая энергия в количестве

$$L_э = q_0 \eta_t \eta_{oi} \eta_м \eta_г = q_0 \eta_i \eta_м \eta_г.$$

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

$$\eta_э = \eta_t \eta_{oi} \eta_м \eta_г = \eta_i \eta_м \eta_г, \tag{2.5}$$

или

$$\eta_э = \eta_t \eta_{o.э}, \tag{2.5а}$$

где $\eta_{o.э} = \eta_{oi} \eta_м \eta_г$ представляет собой отношение количества электрической энергии $L_э$, выработанной 1 кг пара, к работе L_a, 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 η_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

$$\eta_{ст} = \eta_э \eta_{тр} \eta_{к.у}, \tag{2.6}$$

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. На электростанциях, работающих на органическом топливе, принимается $\eta_{тр} = 0{,}97 \div 0{,}98$.

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

$$\eta_э = N_э / Q_0, \tag{2.7}$$

а КПД станции — из аналогичного соотношения

$$\eta_{ст} = N_э/Q_{ст} \tag{2.8}$$

В этих зависимостях

$$Q_0 = D_0(h_0 - h_{п.в});$$

$$Q_{ст} = Q_0/\eta_{пот}, \tag{2.9}$$

где $\eta_{пот}$ — коэффициент, оценивающий все потери от парового котла до турбины.

Для конденсационных электростанций

$$\eta_{пот} = \eta_{к.у}\eta_{тр}. \tag{2.10}$$

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

$$\eta^{н}_{ст} = (N_э - N_{с.н})/Q_{ст}.$$

Отсюда

$$\eta^{н}_{ст} = \eta_{ст}(1 - \beta_{с.н}), \tag{2.11}$$

где $\beta_{с.н} = N_{с.н}/N_э$ — доля электрической мощности, расходуемая на собственные нужды станции.

Можно также определить КПД нетто электростанции из зависимости

$$\eta^{н}_{ст} = \eta_{ст}\eta_{с.н}, \tag{2.12}$$

где $\eta_{с.н} = N_э^{н}/N_э$ — КПД собственных нужд электростанции [$N_э^{н}$ — мощность электростанции без учета расхода электроэнергии на собственные нужды (нетто)].

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

$$\eta_{с.н} = 1 - \beta_{с.н}. \tag{2.13}$$

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

$$q_э = 3600Q_0/N_э; \tag{2.14}$$

$$q_{ст} = 3600Q_{ст}/N_э. \tag{2.15}$$

Сопоставляя (2.7) и (2.8) с (2.14) и (2.15), можно легко заметить, что

$$q_э = 3600/\eta_э, \tag{2.16}$$

$$q_{ст} = 3600/\eta_{ст}. \tag{2.17}$$

Удельный расход условного топлива $b_у$, являющийся в нашей стране основным показателем тепловой экономичности электростанций на органическом топливе, может быть определен из уравнения теплового баланса электростанции:

$$BQ_н^р = 3600N_э/\eta_{ст},$$

где B — общий часовой расход топлива, кг/ч; $Q_н^р$ — низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Из этого уравнения следует, что удельный расход топлива

$$b = B/N_э = 3600/(Q_н^р\eta_{ст}), \qquad (2.18)$$

а для условного топлива (с низшей теплотой сгорания $Q_н^р$ = 29 300 кДж/кг)

$$b_у = 3600/29\,300\eta_{ст} \approx 0{,}123/\eta_{ст}. \qquad (2.19)$$

В этих выражениях b и $b_у$ измеряются в килограммах на киловатт-час.

Показатели тепловой экономичности конденсационных электростанций существенно зависят от начальных и конечных параметров. Значительное улучшение этих показателей может быть достигнуто применением на установках промежуточного перегрева пара и регенеративного подогрева конденсата и питательной воды.

2.2. Влияние начальных параметров на тепловую экономичность цикла

Под начальными параметрами понимают температуру и давление пара перед турбиной.

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 η_t при этом непрерывно возрастает.

К турбинам электростанций, использующих органическое топливо, всегда поступает перегретый пар. Температура перегретого пара t_0 может изменяться при постоянном давлении p_0, при этом представляется возможным проследить влияние этого параметра на КПД.

На рис. 2.3 приведена зависимость термического КПД η_t идеального парового цикла Ренкина от t_0 для насыщенного и перегретого пара. При этом 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 повышается. Для насыщенного пара увеличение η_t происходит только до давления пара, равного примерно 16,5 МПа (до $t_н \approx 350$ °С). При дальнейшем увеличении 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

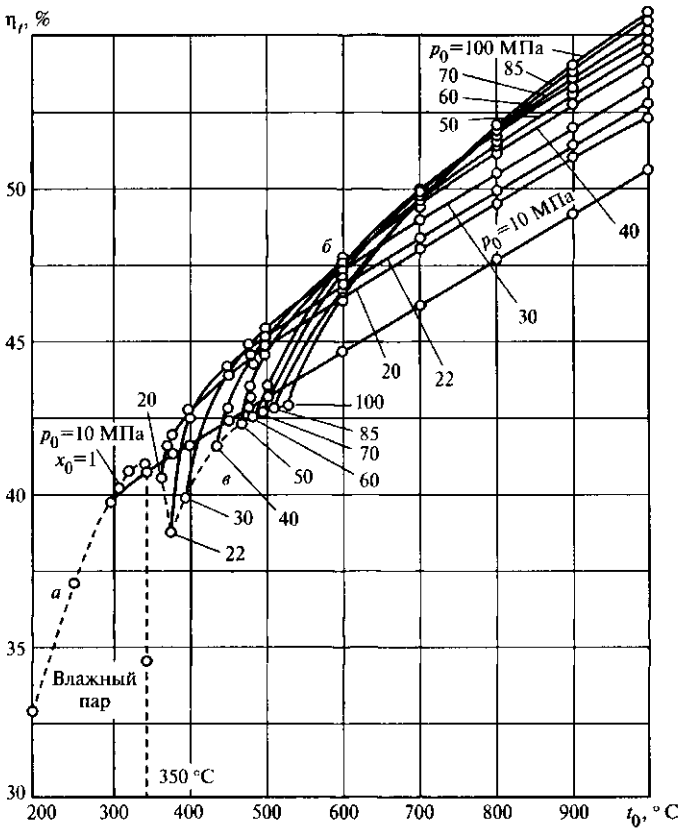


Рис. 2.3. Зависимость термического КПД теоретических циклов от начальной температуры пара: *а* — сухой насыщенный пар; *б* — перегретый пар; *в* — линия условного фазового перехода в сверхкритической области; *x* — степень сухости пара

влага вызывает эрозионный 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 не должен быть перегретым; 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).

Из изложенного 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 η_t неоднозначно. При одном и том же значении t_0 первоначально с ростом p_0 адиабатический перепад H_a увеличивается, а затем после определенного значения $H_{a.макс}$ начинает уменьшаться (рис. 2.4).

Так как

$$\eta_t = H_a/q_0 = H_a/(H_a + q_{к.а}),$$

то очевидно, что, до тех пор пока H_a с ростом p_0 увеличивается, η_t растет, так как теплота $q_{к.а}$, теряемая в конденсаторе, непрерывно уменьшается. Однако с дальнейшим увеличением p_0, когда H_a начинает уменьшаться, изменение η_t зависит от того, как меняется отношение $q_{к.а}/H_a$. Как видно из выражения

$$\eta_t = 1/(1 + q_{к.а}/H_a),$$

максимальное значение термического КПД устанавливается, когда отношение $q_{к.а}/H_a$ достигает наименьшего значения. В этих условиях

$$\frac{d(H_a/q_{к.а})}{ds} = \frac{q_{к.а}(dH_a/ds) - H_a(dq_{к.а}/ds)}{q_{к.а}^2} = 0$$

или

$$dH_a/H_a = dq_{к.а}/q_{к.а}, \qquad (2.20)$$

т.е. с изменением начального давления p_0 при постоянной температуре t_0 наибольшее значение η_t устанавливается в условиях, когда относительное уменьшение рас-

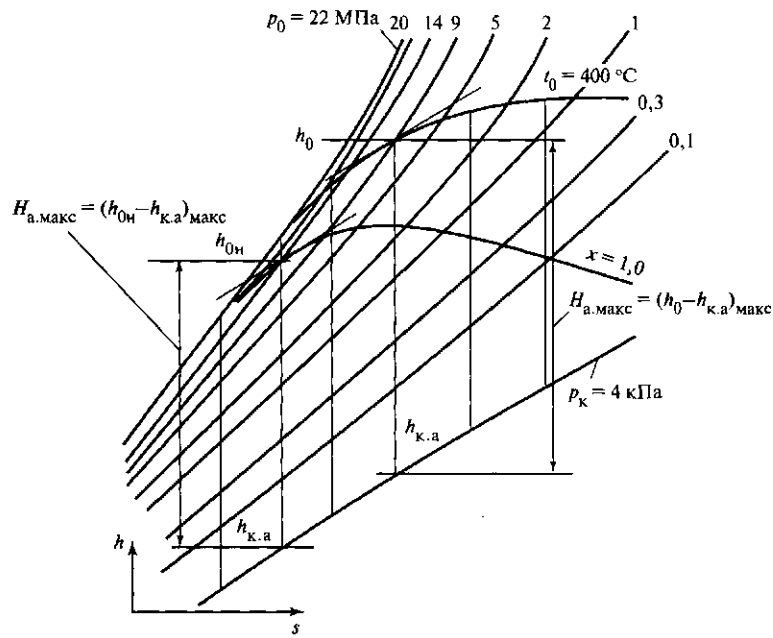


Рис. 2.4. Процесс работы в турбине пара различных начальных параметров в h, s-диаграмме

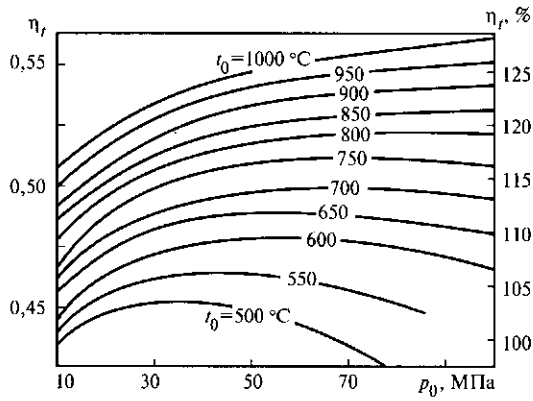


Рис. 2.5. Зависимости термического КПД идеального цикла Ренкина от начального давления p_0 при различных начальных температурах t_0

полагаемого теплоперепада становится равным относительному уменьшению потерь в конденсаторе.

Из изложенного следует, что практически важно выяснить зависимость КПД от начального давления пара p_0 при заданном значении его начальной температуры t_0. На рис. 2.5 приведены зависимости термического КПД идеального цикла Ренкина от начального давления пара p_0 при различных постоянных значениях начальной температуры t_0. Подобно кривой, описывающей изменение η_t при использовании сухого насыщенного пара (см. рис. 2.3), кривые $\eta_t = f(p_0)$ и в данном случае имеют максимумы, последовательно сдвигающиеся в сторону более высоких давлений с повышением начальной температуры пара t_0.

Тепловая экономичность установки зависит не только от η_t, но и от коэффициентов, оценивающих потери в турбине, генераторе, трубопроводах и др. В свою очередь, внутренний относительный КПД η_{oi} зависит от параметров установки и конечной влажности пара. С возрастанием начальной температуры η_{oi} увеличивается, а с ростом давления, наоборот, уменьшается. Это приводит к тому, что давление p_0, при котором устанавливается наибольшее значение внутреннего абсолютного КПД η_i, ниже определяемого по рис. 2.5 (по максимуму η_t). Влияние t_0 и p_0 на η_{oi} проявляется сильнее при меньших расходах пара через турбину, вследствие чего при прочих равных условиях предельные значения p_0 для турбин большей мощности выше.

С увеличением давления при одном и том же значении t_0 конечная влажность пара возрастает (см. рис. 2.4). 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, не должна превышать 14 %. Так как увеличение температуры t_0 приводит к уменьшению влажности пара $\omega_к$, а повышение давления — к ее увеличению, то очевидно, что возможно такое

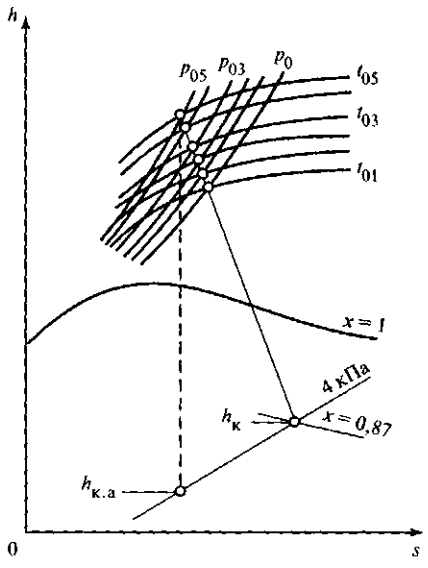


Рис. 2.6. Процесс работы в турбине пара с сопряженными начальными параметрами

совместное изменение этих величин, при котором конечная влажность пара будет оставаться одной и той же (рис. 2.6).

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 принятых значений конечного давления и η_{oi}, характерных для турбин рассматриваемых типа и мощности. При применении перегретого пара с начальной температурой не выше 540 °С в циклах без промежуточного перегрева пара предельно допустимая конечная влажность его достигается при давлениях $p_0 \approx 13 \div 14$ МПа. Таким образом, ограничение по предельно допустимому значению конечной влажности пара на выходе из проточной части турбины не позволяет реализовать оптимальные значения начальных давлений, которые значительно выше 14 МПа (см. рис. 2.5).

2.3. Промежуточный перегрев пара на КЭС

Первоначально промежуточный перегрев пара был предложен как средство борьбы с высокими значениями конечной влажности пара при постоянном значении начальной температуры t_0 и увеличении начального давления p_0. 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 (540—560 °С), когда $p_0 > 14$ МПа, в схемах без промежуточного перегрева конечная влажность пара $\omega_к$ будет превышать предельно допустимые значения.

В процессе расширения пара в турбине его параметры понижаются. Рассматривая цикл простейшей паротурбинной конденсационной установки, легко заметить, что термический КПД установки 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 δH_a, 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 $T_к$ (рис. 2.7). Термический КПД дополнительного цикла в этих условиях выше КПД исходного цикла, и тепловая экономичность установки должна возрасти.

Для осуществления процесса, изображенного на рис. 2.7, 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 электростанциях не применяется.

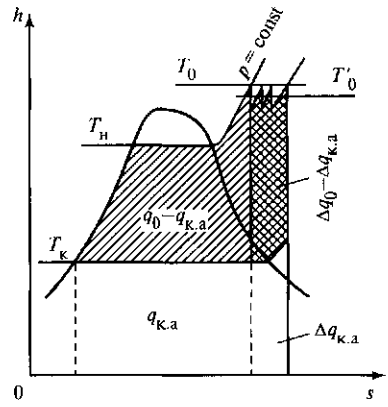


Рис. 2.7. *T, s*-диаграмма для идеального цикла с периодическим (ступенчатым) перегревом пара в начале процесса расширения

Промежуточный перегрев может осуществляться различными методами. Однако на электростанциях, работающих на органическом топливе, применяется исключительно газовый промежуточный перегрев, при котором пар после части высокого давления (ЧВД) турбины получает перегрев в пароперегревателе, расположенном в газоходе котла.

Если поверхность промежуточного пароперегревателя расположена в отдельном теплообменнике, перегреватель может быть размещен вблизи турбины, вследствие чего потери давления в паровом потоке $\Delta p_{\text{п.п}}$ существенно уменьшатся.

Однократный промежуточный перегрев повышает показатели тепловой экономичности цикла на 6—8 %. Однако в реальных условиях из-за потерь давления в контуре промежуточного перегревателя экономичность снижается на 1—1,5 %.

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 к турбине свежего пара (стопорный клапан перед турбиной закрывается), но пар из промежуточного перегревателя продолжает поступать и турбина может разгоняться. Чтобы устранить опасность возникновения такого режима, на линии от промежуточного пароперегревателя до турбины устанавливают отсечное пароперепускное устройство, которое перепускает 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 $t_{\text{п.п}}$ обычно выбирают близкой к начальной температуре пара или равной ей. Давление $p_{\text{п.п}}$, при котором пар отводится в промежуточный перегреватель, выбирают на основе анализа цикла и схемы установки.

Рассмотрим, как влияет $p_{\text{п.п}}$ на тепловую экономичность установки при выбранных начальных и конечных условиях.

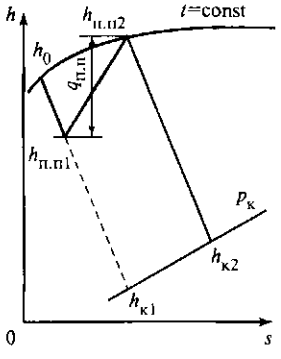


Рис. 2.8. Рабочий процесс пара в турбине с промежуточным перегревом и без него

На рис. 2.8 представлен 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

$$\eta_i = H_i/q_0,$$

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

Для цикла без промежуточного перегрева

$$H_i = h_0 - h_{к1}, \tag{2.21}$$

для цикла с промежуточным перегревом

$$H_{iп.п} = (h_0 - h_{п.п1}) + (h_{п.п2} - h_{к2}),$$

или

$$H_i = h_0 - h_{к2} + q_{п.п}. \tag{2.22}$$

Из сопоставления (2.21) и (2.22) нельзя еще установить, как изменяется используемый теплоперепад при переходе от цикла без промежуточного перегрева к циклу с промежуточным перегревом. Так, $H_{iп.п}$ возрастает на $q_{п.п}$, но затем уменьшается из-за увеличения энтальпии на выходе из проточной части турбины. Однако из анализа рабочего процесса в турбине при различных значениях $p_{п.п}$ (рис. 2.9, *б*) видно, что $H_{п.п.а}$ при уменьшении $p_{п.п}$ сначала увеличивается, а затем падает, приближаясь к значениям, которые существуют при отсутствии промежуточного перегрева. Соответственно изменяется также и H_i. Количество теплоты, подводимое для производства 1 кг пара, определяется по выражению

$$q_0 = h_0 - h'_к + q_{п.п},$$

где $h'_к$ — энтальпия конденсата.

Как видно из этого выражения, при уменьшении давления промежуточного перегрева q_0 возрастает. Из всего этого следует, что увеличение η_i может происходить только до тех пор, пока с уменьшением давления теплоперепад 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. 2.9, *а*) сначала, при высоких значениях $p_{п.п}$, выше, чем в исходном цикле (без промежуточного перегрева).

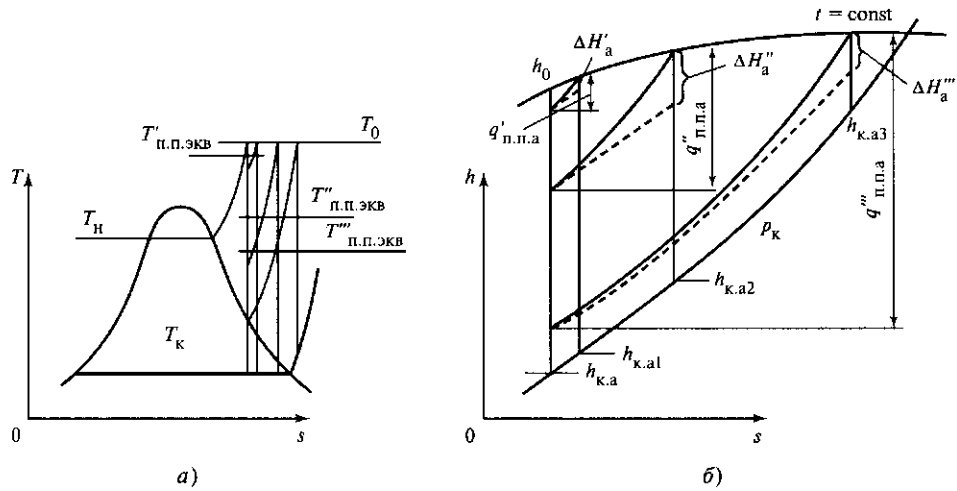


Рис. 2.9. *T, s*-диаграмма (*а*) и *h, s*-диаграмма (*б*) для идеального цикла с промежуточным перегревом пара при различных значениях $p_{п.п}$

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

В соответствии с рис. 2.9, *а* термический КПД цикла с промежуточным перегревом

$$\eta_{t\,п.п} = \frac{L_0 + \Delta L}{q_0 + \Delta q}, \tag{2.23}$$

или

$$\eta_{t\,п.п} = \frac{L_0}{q_0}\,\frac{1 + \Delta L/L_0}{1 + \Delta q/q_0}. \tag{2.24}$$

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

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

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

$$\eta_{t\,п.п} = \eta_t\,\frac{1 + A_\Delta}{1 + A_\Delta(\eta_t/\eta_{t\Delta})}. \tag{2.25}$$

Из (2.25) видно, что при давлениях $p_{п.п}$, для которых $\eta_{t\Delta} > \eta_t$, термический КПД цикла с промежуточным перегревом выше термического КПД обычного цикла. Однако условия наибольшей тепловой экономичности зависят не только от соотношения значений этих коэффициентов, но и от значения энергетического коэффици-

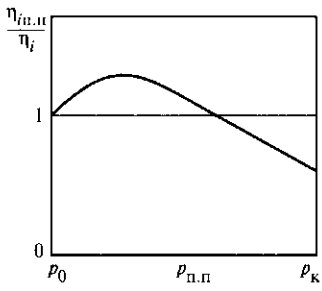


Рис. 2.10. Зависимость относительного изменения КПД от давления промежуточного перегрева $p_{\text{п.п}}$

ента A_Δ. Для того чтобы выбрать оптимальное значение $p_{\text{п.п}}$, необходимо построить кривую изменения отношения $\eta_{i\text{п.п}}/\eta_i$ в зависимости от $p_{\text{п.п}}$. Такая кривая будет иметь вид, приведенный на рис. 2.10. Давление, при котором значение $\eta_{i\text{п.п}}$ максимально, зависит от начальных и конечных параметров цикла, схемы регенеративного подогрева питательной воды и температуры питательной воды, а также от абсолютного значения η_{oi}.

Зависимость (2.25) используется, конечно, не только для анализа эффективности применения промежуточного перегрева при различных значениях $p_{\text{п.п}}$. 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).

Обычно оптимальные значения $\eta_{i\text{п.п}}$ устанавливаются, когда $p_{\text{п.п}} \approx (0{,}15 \div 0{,}25)p_0$ при одноступенчатом промежуточном перегреве. Для схемы с двухступенчатым промежуточным перегревом в условиях оптимальной тепловой экономичности давление составляет обычно в первой ступени $(0{,}25 \div 0{,}3)p_0$, а во второй $(0{,}06 \div 0{,}09)p_0$. С повышением температуры пара, до которой проводится его промежуточный перегрев, при тех же начальных параметрах оптимальные значения $p_{\text{п.п}}$ увеличиваются.

На отечественных электростанциях серийные конденсационные блоки мощностью 150—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—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 на 4—5 %.

2.4. Влияние конечного давления на тепловую экономичность цикла

Влияние конечной температуры (а следовательно, и давления) на термический КПД можно проследить путем «карнотизации» цикла Ренкина.

Заменим исходный цикл Ренкина равноэкономичным циклом Карно. Конечные температуры $T_к$ в этих циклах одинаковы, а температура $T_{0\text{экв}}$ в цикле Карно должна иметь такое значение, чтобы термические КПД этих циклов были равны между собой. Тогда термический КПД исходного цикла может быть определен по выражению

$$\eta_t = 1 - T_к/T_{0\text{экв}}. \qquad (2.26)$$

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

$$\left.\begin{aligned}(\Delta\eta_t)_к &= -(1/T_{0экв})\Delta T_к;\\ (\Delta\eta_t)_н &= (T_к/T^2_{0экв})\Delta T_{0экв},\end{aligned}\right\} \qquad (2.27)$$

где индексами «к» и «н» обозначены приращения η_t при соответствующем изменении конечной и начальной температур цикла.

Из полученных соотношений видно, что при одинаковых приращениях $\Delta T_к$ и $\Delta T_{0экв}$ абсолютное значение $(\Delta\eta_t)_к$ превышает значение $(\Delta\eta_t)_н$ в $T_{0экв}/T_к$ раз. Таким образом, даже относительно небольшое снижение $T_к$ должно оказывать существенное влияние на тепловую экономичность установки. Однако при изменении конечного давления $p_к$ 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 η_i и общей мощности установки.

На рис. 2.11 приведена типичная кривая изменения мощности турбины в зависимости от $p_к$. Сначала с понижением $p_к$ (несмотря на возрастание потерь с выходной скоростью и увеличение конечной влажности) мощность растет, но затем, достигнув максимума, снижается. Такое изменение ΔN связано с тем, что при некотором давлении в минимальном сечении каналов лопаточной решетки скорость пара принимает критическое значение.

Дальнейшее снижение $p_к$ 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 части низкого давления (ЧНД) падает, а вырабатываемая мощность снижается.

С уменьшением удельной нагрузки выхлопа приращение мощности для одних и тех же изменений давления $\Delta p_к$ увеличивается, а давление в конденсаторе $p_{к.\,пред}$, до которого при снижении $p_к$ мощность возрастает, уменьшается. Таким образом, в реальных условиях уменьшать $p_к$ целесообразно только до определенных значений. При этом следует иметь в виду, что технико-экономически оправданные значения $p_к$ могут быть заметно выше тех, при которых вырабатывается максимальная мощность.

Действительно, температура, при которой происходит конденсация пара (рис. 2.12), определяется по выражению

$$t_к = t_{в1} + \frac{h_к - h'_к}{c_p m} + \vartheta = t_{в2} + \vartheta,$$

где $t_{в1}$, $t_{в2}$ — начальная и конечная температуры охлаждающей воды, °С; ϑ — недогрев воды

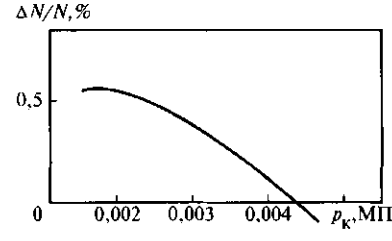


Рис. 2.11. Типичная зависимость мощности турбины от изменения конечного давления

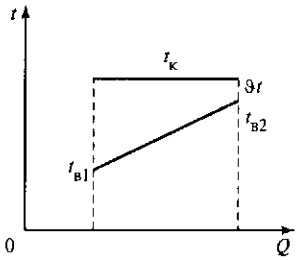


Рис. 2.12. *t*, *Q*-диаграмма для конденсатора турбины

до температуры насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе, °С; m — кратность охлаждения (количество охлаждающей воды, приходящееся на 1 кг пара, поступающего в конденсатор, кг/кг); c_p — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · К).

Температура охлаждающей воды $t_{в1}$ изменяется в широких пределах, и только при низких значениях ее, высоких кратностях охлаждения и небольших ϑ может быть достигнуто давление в конденсаторе, близкое к $p_{к.пред}$. Однако в этих условиях такое значение $p_к$ окажется неоправданным, 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 $t_к(p_к)$, кратности охлаждения m и недогрева ϑ должны определяться технико-экономическими расчетами. Обычно оптимальные значения кратности охлаждения m находятся в пределах 50—80 кг/кг, а ϑ — в пределах 3—6 °С.

Для дорогостоящих топлив (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.

В нашей стране в районах использования дорогостоящего топлива обычно среднегодовая температура охлаждающей воды выше, чем в районах использования более дешевого топлива. Поэтому оптимальные значения $p_к$, рассчитанные для этих районов, различаются ненамного. Обычно для КЭС на органическом топливе оптимальные значения давления в конденсаторе находятся в пределах 0,003—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 $p_к$ выше. В таком режиме эти турбины работают лишь часть общего времени эксплуатации. Поэтому затраты, необходимые для достижения тех же значений $p_к$, что и в конденсационной турбоустановке, в этом случае не оправдаются.

2.5. Регенеративный подогрев питательной воды на КЭС

Регенеративный подогрев конденсата и питательной воды осуществляется потоками пара, отбираемыми из проточной части турбины. Греющий пар, совершив работу в турбине, конденсируется затем в подогревателях. Теплота, отведенная с этими потоками пара из проточной части турбины, возвращается в котел, как бы регенерируется.

Регенеративный подогрев может повысить КПД установки на 10—12 % и поэтому применяется на всех современных паротурбинных электростанциях.

Современные турбоустановки имеют семь—девять регенеративных отборов пара и соответствующее число последовательно включенных подогревателей (ступеней подогрева).

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 $N_э$ 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—170 °С, при высоких давлениях — в пределах 225—275 °С (при номинальной нагрузке и номинальных параметрах пара перед турбиной).

На рис. 2.13, *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. 2.13, *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 бульшей, чем для турбины без регенеративных отборов, а в ЧНД — меньшей. Это увеличивает внутренний отно-

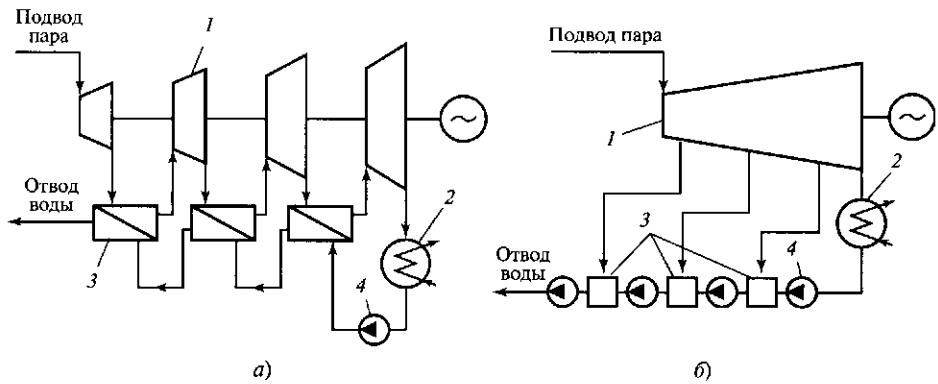


Рис. 2.13. Схемы регенеративного подогрева питательной воды в трех регенеративных подогревателях при отводе в подогреватели всего потока пара (*а*) (теоретический цикл) и при отводе в них небольшой части пара из отборов турбины (*б*):

1 — турбогенераторная установка; *2* — конденсатор; *3* — регенеративный подогреватель; *4* — насос

сительный КПД η_{oi}, а наличие регенеративных отборов отрицательно влияет на η_{oi}. Таким образом, с большой степенью точности можно полагать, что при одинаковых значениях мощности $N_э$, начальных и конечных параметров p_0, t_0 и $p_к$ простейшая конденсационная установка и установка с регенеративными отборами пара будут иметь одинаковые значения η_{oi} и процессы расширения пара в h, s-диаграмме.

Для простейшей конденсационной установки можно записать

$$\eta_{iк} = \frac{h_0 - h_к}{h_0 - h'_к}, \tag{2.28}$$

а для установки, имеющей z отборов на регенерацию,

$$\eta_{ip} = \frac{\alpha_к(h_0 - h_к) + \sum_1^z \alpha_j(h_0 - h_j)}{\alpha_к(h_0 - h'_к) + \sum_1^z \alpha_j(h_0 - h_j)}, \tag{2.29}$$

где h_0 и $h_к$ — энтальпии пара перед турбиной и на входе в конденсатор, кДж/кг; $h'_к$ — энтальпия конденсата, кДж/кг; h_j — энтальпия пара j-го отбора (от 1 до z), кДж/кг; α_j, $\alpha_к$ — доля общего расхода пара на турбину, отбираемая в j-й отбор и поступающая в конденсатор соответственно.

При этом (2.29) можно представить в виде

$$\eta_{ip} = \frac{\alpha_к(h_0 - h_к)}{\alpha_к(h_0 - h'_к)} \frac{1 + \dfrac{\sum_1^z \alpha_j(h_0 - h_j)}{\alpha_к(h_0 - h_к)}}{1 + \dfrac{\sum_1^z \alpha_j(h_0 - h_j)}{\alpha_к(h_0 - h'_к)}}, \tag{2.30}$$

где

$$\frac{\sum_1^z \alpha_j(h_0 - h_j)}{\alpha_к(h_0 - h_к)} = A_р \tag{2.31}$$

— энергетический коэффициент регенерации, который представляет собой отношение работы, совершаемой в турбине всеми потоками пара регенеративных отборов, к работе конденсационного потока пара.

С учетом (2.28) и (2.31) зависимость (2.30) принимает вид

$$\eta_{ip} = \eta_{iк} \frac{1 + A_р}{1 + A_р \eta_{iк}}. \tag{2.32}$$

Из (2.32) видно, что во всех случаях, когда $A_р > 0$, КПД установки с регенеративными отборами $\eta_{ip} > \eta_{iк}$. Чем больше энергетический коэффициент регенерации $A_р$ (т.е. суммарная работа потоков пара, поступающих в отборы, по сравнению

с работой конденсационного потока), тем выше эффект от применения регенеративного подогрева. Когда отборы на регенерацию отсутствуют ($\alpha_j = 0$), $\eta_{ip} = \eta_{ik}$. Аналогичный результат будет и в том случае, если при $z = 1$ подогрев воды осуществляется свежим паром, так как при этом $h_0 - h_j = h_0 - h_0 = 0$ и значение A_p также равно нулю. Таким образом, нет смысла осуществлять подогрев питательной воды свежим паром, так как он не может изменить тепловую экономичность установки.

2.6. Оптимальные параметры регенеративного подогрева питательной воды на КЭС без промежуточного перегрева пара

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 $t_{п.в}$, чем в условиях, когда отбирается пар низкого давления. Количество отбираемого пара здесь также выше, однако используется при этом небольшой теплоперепад ($h_0 - h_1$). При обогреве паром низкого давления теплоперепад ($h_0 - h_1$) возрастает, но зато уменьшаются $t_{п.в}$ и количество пара, которое может быть выведено в отбор. Очевидно, что в соответствии с (2.32) значение η_{ip} максимально, когда энергетический коэффициент достигает наибольшего значения.

Для одноступенчатого подогрева (рис. 2.14, *а*)

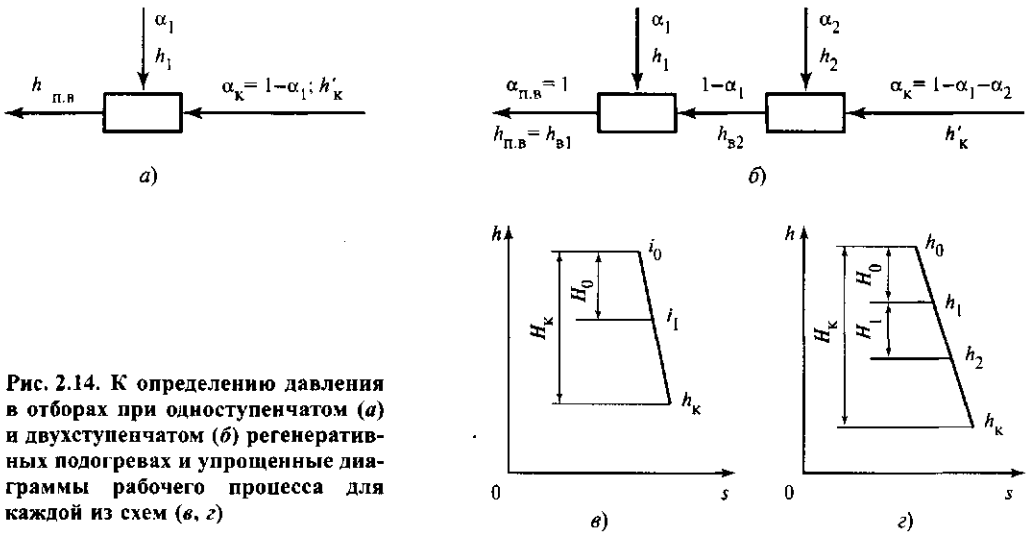


Рис. 2.14. К определению давления в отборах при одноступенчатом (*а*) и двухступенчатом (*б*) регенеративных подогревах и упрощенные диаграммы рабочего процесса для каждой из схем (*в*, *г*)

$$A_{\text{р}} = \frac{\alpha_1(h_0 - h_1)}{\alpha_{\text{к}}(h_0 - h_{\text{к}})} = \frac{\alpha_1 H_0}{\alpha_{\text{к}} H_{\text{к}}}. \tag{2.33}$$

Из уравнения теплового баланса для смешивающего подогревателя

$$h_{\text{п.в}} = h_1' = \alpha_1 h_1 + (1 - \alpha_1) h_{\text{к}}' \tag{2.34}$$

следует, что

$$\alpha_1 = \frac{\Delta h_{\text{в}1}}{\Delta h_{\text{в}1} + q_1}, \tag{2.35}$$

где $\Delta h_{\text{в}1}$ — изменение энтальпии при нагреве воды в регенеративном подогревателе, кДж/кг; $q_1 = h_1 - h_1'$ — количество теплоты, передаваемой 1 кг пара в регенеративном подогревателе воде (h_1' — энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении p_1), кДж/кг.

Тогда

$$\alpha_{\text{к}} = 1 - \alpha_1 = \frac{q_1}{\Delta h_{\text{в}1} + q_1}. \tag{2.36}$$

Подставив α_1 и $\alpha_{\text{к}}$ в (2.33), получим

$$A_{\text{р}} = \frac{\Delta h_{\text{в}1} H_0}{q_1 H_{\text{к}}}. \tag{2.37}$$

Так как $H_0 = h_0 - h_1$, а энтальпия греющего пара $h_1 = h_{\text{к}}' + \Delta h_{\text{в}1} + q_1$, то

$$H_0 = h_0 - h_{\text{к}}' - \Delta h_{\text{в}1} - q_1 \tag{2.37а}$$

и

$$A_{\text{р}} = \frac{(h_0 - h_{\text{к}}' - q_1)\Delta h_{\text{в}1} - \Delta h_{\text{в}1}^2}{q_1 H_{\text{к}}}. \tag{2.38}$$

В формуле (2.38) h_0, $h_{\text{к}}'$ и $H_{\text{к}}$ не зависят от того, при каких параметрах осуществляется регенеративный отбор, значение q_1 зависит от параметров отбора, однако для небольшого диапазона изменения их в зоне максимума величины $A_{\text{р}}$ значение q_1 можно считать постоянным. При этом знаменатель в (2.38) не зависит от параметров пара в отборе и максимальное значение $A_{\text{р}}$ устанавливается, когда

$$\mathrm{d}F/\mathrm{d}(\Delta h_{\text{в}1}) = 0, \tag{2.39}$$

где $F = (h_0 - h_{\text{к}}' - q_1)\Delta h_{\text{в}1} - \Delta h_{\text{в}1}^2$ и в данных условиях есть функция одной переменной ($\Delta h_{\text{в}1}$).

Взяв производную, получим

$$h_0 - h_{\text{к}}' - q_1 - 2\Delta h_{\text{в}1} = 0. \tag{2.40}$$

С учетом (2.37а) последнее равенство приводится к виду

$$\Delta h_{в1} = H_0, \tag{2.41}$$

т.е. максимальная тепловая экономичность при одноступенчатом регенеративном подогреве устанавливается при таком значении параметров пара в отборе, когда изменение энтальпии при нагреве воды в регенеративном подогревателе $\Delta h_{в1}$ становится численно равным теплоперепаду пара в турбине H_0 от начального значения энтальпии пара перед турбиной до ее значения для пара в отборе. Необходимо отметить, что равенство (2.41) на практике может быть реализовано только последовательными приближениями.

При наличии в установке двух ступеней регенеративного подогрева (рис. 2.14, *б*) энергетический коэффициент определится по формуле

$$A_р = \frac{\alpha_1(h_0 - h_1) + \alpha_2(h_0 - h_2)}{\alpha_к(h_0 - h'_к)},$$

или

$$A_р = \frac{\alpha_1 H_0 + \alpha_2(H_0 + H_1)}{\alpha_к H_к}. \tag{2.42}$$

Из уравнений теплового баланса для каждого регенеративного подогревателя установим, что

$$\alpha_1 = \frac{\Delta h_{в1}}{\Delta h_{в1} + q_1},$$

$$\alpha_2 = \frac{\Delta h_{в2}}{\Delta h_{в2} + q_2} \frac{q_1}{\Delta h_{в1} + q_1}.$$

Тогда

$$\alpha_к = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = 1 - \frac{\Delta h_{в1}}{\Delta h_{в1} + q_1} - \frac{\Delta h_{в2}}{\Delta h_{в2} + q_2} \frac{q_1}{\Delta h_{в1} + q_1},$$

или после простейших преобразований получим

$$\alpha_к = \frac{q_1 q_2}{(\Delta h_{в1} + q_1)(\Delta h_{в2} + q_2)}.$$

В зависимостях для определения α_1, α_2 и $\alpha_к$ индексы «1» и «2» при $\Delta h_в$ и q показывают, что эти величины относятся соответственно к первому и второму подогревателям.

После подстановки значений α_1, α_2 и $\alpha_к$ в (2.42) и соответствующих преобразований будем иметь

$$A_р = \frac{\Delta h_{в1}(\Delta h_{в2} + q_1)H_0 + \Delta h_{в2} q_1 (H_0 + H_1)}{q_1 q_2 H_к}. \tag{2.43}$$

Количество теплоты q_j, отдаваемой 1 кг пара при его конденсации в подогревателе, зависит от давления в отборе. Если построить кривую изменения q_j в зави-

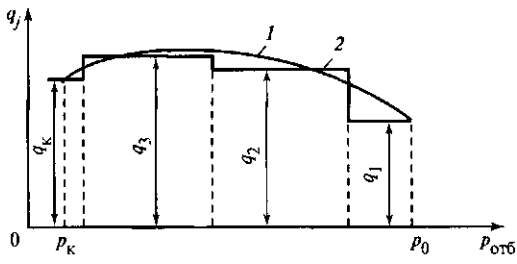


Рис. 2.15. Зависимость количества теплоты, отдаваемой 1 кг пара в подогревателе, от давления в отборе:

1 — действительная кривая; *2* — принимаемая ступенчатая зависимость

симости от $p_{отб}$ (теоретически $p_{отб}$ может изменяться от $p_к$ до p_0), то она будет представлять собой плавную линию (рис. 2.15, кривая *1*), которая может быть выражена аналитической функцией. Однако для решения рассматриваемой задачи удобнее эту зависимость заменить ступенчатым графиком с постоянными значениями q_j в нескольких диапазонах изменения $p_{отб}$. В этом случае в (2.43) величины q_1 и q_2 имеют постоянные значения и максимальное значение $A_р$ будет совпадать с максимумом функции

$$F = \Delta h_{в1}(\Delta h_{в2} + q_2)H_0 + \Delta h_{в2}\, q_1(H_0 + H_1). \qquad (2.44)$$

Очевидно, что значения энтальпий пара в отборах (см. рис. 2.14) можно определить как

$$h_1 = h_1' + q_1 = h_{в1} + q_1 = h_к' + \Delta h_{в2} + \Delta h_{в1} + q_1, \qquad (2.45)$$

$$h_2 = h_2' + q_2 = h_{в2} + q_2 = h_к' + \Delta h_{в2} + q_2. \qquad (2.46)$$

Тогда

$$H_0 = h_0 - h_1 = h_0 - h_к' - \Delta h_{в1} - \Delta h_{в2} - q_1, \qquad (2.47)$$

$$H_0 + H_1 = h_0 - h_2 = h_0 - h_к' - \Delta h_{в2} - q_2, \qquad (2.48)$$

$$H_1 = h_1 - h_2 = \Delta h_{в1} + q_1 - q_2 \qquad (2.49)$$

и функция F может быть приведена к виду

$$F = \Delta h_{в1}(\Delta h_{в2} + q_2)(h_0 - h_к' - \Delta h_{в1} - \Delta h_{в2} - q_1) + \Delta h_{в2} q_1(h_0 - h_к' - \Delta h_{в2} - q_2). \qquad (2.50)$$

В рассматриваемых условиях h_0, $h_к'$, q_1 и q_2 — величины постоянные (не зависят от параметров пара в отборах) и $F = f(\Delta h_{в1}, \Delta h_{в2})$. Максимальные значения такой функции находятся при совместном решении уравнений

$$\partial F/\partial(\Delta h_{в1}) = 0 \text{ и } \partial F/\partial(\Delta h_{в2}) = 0. \qquad (2.51)$$

Дифференцирование (2.50) по переменным $\Delta h_{в1}$ и $\Delta h_{в2}$ приводит к системе уравнений:

$$\begin{cases} (\Delta h_{в2} + q_2)[(h_0 - h_к' - \Delta h_{в1} - q_1) - \Delta h_{в1}] = 0; \\ \Delta h_{в1}[(h_0 - h_к' - \Delta h_{в1} - \Delta h_{в2} - q_1) - (\Delta h_{в2} + q_2)] + \\ \quad + q_1[(h_0 - h_к' - \Delta h_{в2} - q_2) - q_1 \Delta h_{в2}] = 0. \end{cases} \qquad (2.52)$$

Из первого уравнения системы (с учетом (2.47)) следует, что в оптимальных условиях необходимо выполнение равенства

$$\Delta h_{в1} = H_0. \qquad (2.53)$$

С учетом (2.47)—(2.49) и (2.53) из второго уравнения системы получим:

$$H_0(\Delta h_{в1} + q_1 - q_2 - \Delta h_{в2}) + q_1(H_1 - \Delta h_{в2}) = 0;$$

$$(H_0 + q_1)(H_1 - \Delta h_{в2}) = 0. \qquad (2.54)$$

Откуда следует, что в оптимальных условиях необходимо, чтобы

$$\Delta h_{в2} = H_1. \qquad (2.55)$$

Таким образом, решив систему уравнений (2.52), получим

$$\begin{cases} \Delta h_{в1} = H_0; \\ \Delta h_{в2} = H_1. \end{cases} \qquad (2.56)$$

Следовательно, при двухступенчатой схеме регенеративного подогрева питательной воды оптимальная тепловая экономичность имеет место тогда, когда нагрев в первом регенеративном подогревателе равен теплоперепаду в турбине от начального значения энтальпии h_0 пара до ее значения в этом отборе h_1, а нагрев во втором подогревателе равен разности энтальпий пара первого и второго отборов.

Проведя аналогичные анализы 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 подогрев в каждом регенеративном подогревателе, кроме первого, равен теплоперепаду 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. 2.16, эту закономерность[1] можно записать в виде

$$\Delta h_{вj} = H_{j-1}, \qquad (2.57)$$

где j изменяется от 1 до z.

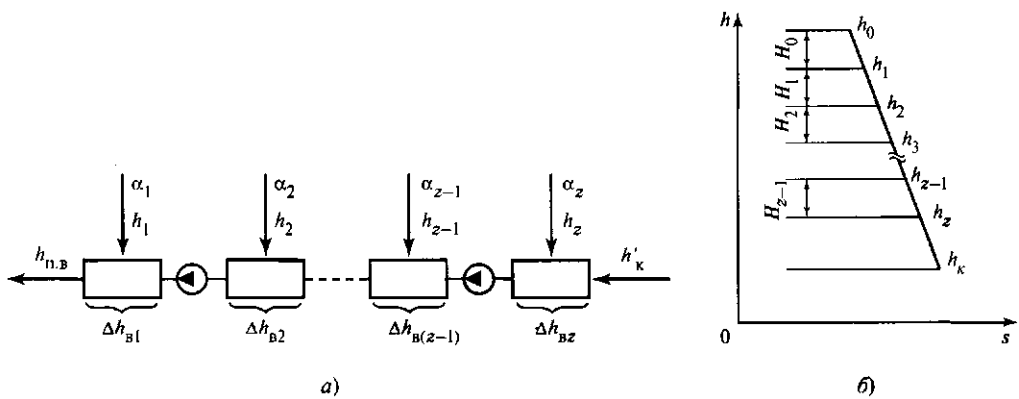


Рис. 2.16. Схема (*а*) и упрощенная *h*, *s*-диаграмма (*б*) рабочего процесса многоступенчатого регенеративного подогрева

[1] Впервые этот результат был получен (но другим методом) **В.Я. Рыжкиным.**

Таким образом, для того чтобы получить максимум прироста КПД на установке с произвольным числом регенеративных отборов z, необходимо найти такие параметры пара, при которых одновременно будут выполняться z равенств, соответствующих формуле (2.57). Это можно сделать лишь методом последовательных приближений, который весьма трудоемок.

Однако по полученным зависимостям можно установить формулы для непосредственного определения оптимальных значений $\Delta h_в$ в подогревателях. Так, для одноступенчатой схемы подогрева из (2.40) следует

$$2\Delta h_{в1} = h_0 - h'_к - q_1$$

или

$$\Delta h_{в1} = \frac{h'_0 - h'_к}{2} + \frac{q_0 - q_1}{2}, \qquad (2.58)$$

где h'_0 — энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении p_0; $q_0 = h_0 - h'_0$.

При двухступенчатой схеме регенеративного подогрева ($z = 2$) из (2.47), (2.49) и (2.56) получим:

$$\begin{cases} 2\Delta h_{в1} = h_0 - h'_к - \Delta h_{в2} - q_1; \\ \Delta h_{в2} = \Delta h_{в1} + q_2 - q_1 \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} 2\Delta h_{в1} + \Delta h_{в2} = h'_0 - h'_к + q_0 - q_1; \\ -\Delta h_{в1} + \Delta h_{в2} = q_2 - q_1. \end{cases} \qquad (2.59)$$

После простейших преобразований установим, что в условиях оптимальной тепловой экономичности при двухступенчатом регенеративном подогреве формулы для определения $\Delta h_{в1}$ и $\Delta h_{в2}$ должны иметь вид:

$$\begin{cases} \Delta h_{в1} = \dfrac{h'_0 - h'_к}{3} + \dfrac{q_0 + q_2 - 2q_1}{3}; \\ \Delta h_{в2} = \dfrac{h'_0 - h'_к}{3} + \dfrac{q_0 + q_1 - 2q_2}{3}. \end{cases} \qquad (2.60)$$

Для трехступенчатой схемы регенеративного подогрева ($z = 3$) оптимальная тепловая экономичность достигается при одновременном выполнении следующих равенств:

$$\begin{cases} \Delta h_{в1} = H_0; \\ \Delta h_{в2} = H_1; \\ \Delta h_{в3} = H_2. \end{cases} \qquad (2.61)$$

С учетом того, что в этом случае теплоперепады можно выразить как

$$H_0 = h_0 - h_1 = h_0' - h_к' - \Delta h_{в3} - \Delta h_{в2} - \Delta h_{в1} + q_0 - q_1,$$

$$H_1 = h_1 - h_2 = h_0' - h_к' - \Delta h_{в2} - \Delta h_{в1} + q_0 - q_1,$$

$$H_2 = h_2 - h_3 = h_к' + \Delta h_{в3} + \Delta h_{в2} + q_1 - h_к' - \Delta h_{в3} - q_3 = \Delta h_{в2} + q_2 - q_3,$$

система (2.61) примет вид:

$$\begin{cases} 2\Delta h_{в1} + \Delta h_{в2} + \Delta h_{в3} = h_0' - h_к' + q_0 - q_1; \\ -\Delta h_{в1} + \Delta h_{в2} = q_1 - q_2; \\ -\Delta h_{в2} + \Delta h_{в3} = q_2 - q_3. \end{cases}$$

После соответствующих преобразований получим, что в оптимальных условиях изменения энтальпии при подогреве воды в подогревателях должны определяться по формулам:

$$\begin{cases} \Delta h_{в1} = \dfrac{h_0' - h_к'}{4} + \dfrac{q_0 + q_2 + q_3 - 3q_1}{4}; \\ \Delta h_{в2} = \dfrac{h_0' - h_к'}{4} + \dfrac{q_0 + q_1 + q_3 - 3q_2}{4}; \\ \Delta h_{в3} = \dfrac{h_0' - h_к'}{4} + \dfrac{q_0 + q_1 + q_2 - 3q_3}{4}. \end{cases} \qquad (2.62)$$

Из сопоставления (2.58), (2.60) и (2.62) следует, что формула для определения оптимального изменения энтальпии при подогреве воды в любом регенеративном подогревателе при общем их числе z имеет вид

$$\Delta h_{вm} = \frac{h_0' - h_к'}{z+1} + \frac{q_0 + q_1 + q_2 + \ldots + q_{m-1} + q_{m+1} + \ldots + q_z - zq_m}{z+1}, \qquad (2.63)$$

где m — номер подогревателя (регенеративного отбора).

Прибавив к числителю второго слагаемого в (2.63) q_m и отняв от него ту же величину, получим

$$\Delta h_{вm} = \frac{h_0' - h_к'}{z+1} + \frac{\sum_0^z q_j - (z+1)q_m}{z+1}. \qquad (2.64)$$

Зависимость (2.64) позволяет при известных значениях p_0, t_0, $p_к$, η_{oi} и z определить оптимальные значения изменения энтальпий при подогреве воды во всех регенеративных подогревателях, а следовательно, и параметры пара в регенеративных отборах.

Из (2.64) разными авторами были получены более простые зависимости для определения изменений энтальпий при подогреве воды в регенеративных подогревателях. Вид этих зависимостей целиком определяется математическим описанием кривой $q_j = f(p_{отб})$ (см. рис. 2.15).

Так, если пренебречь изменением количества теплоты, отдаваемой 1 кг пара в регенеративных подогревателях, т.е. полагать $q_0 = q_1 = q_2 = \ldots = q_z = \text{const}$, то из (2.64) следует, что во всех подогревателях увеличение энтальпии воды должно быть одинаковым и равным

$$\Delta h_{\text{в}} = \frac{h'_0 - h'_{\text{к}}}{z+1}. \qquad (2.65)$$

Распределение, при котором в каждом подогревателе осуществляется одинаковый подогрев воды, называют *равномерным распределением* подогрева по ступеням. Расчеты показывают, что при подводе к турбине перегретого пара среднего давления и $z \geq 4$ тепловая экономичность установки при равномерном распределении практически такая же, как и при оптимальном (рассчитанном с учетом изменения q_j).

На рис. 2.17 приводятся типичные зависимости КПД установки от энтальпии питательной воды и числа регенеративных подогревателей при равномерном распределении отборов.

Очевидно, что теоретически максимально возможное значение η_{ip} может быть достигнуто при бесконечно большом числе регенеративных подогревателей ($z = \infty$). При этом температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = t'_0$, а ее энтальпия $h_{\text{п.в}} = h'_0$, т.е. численные значения аргумента и функции будут равны единице (см. рис. 2.17). Как видно из рисунка, в соответствии с (2.65) при одноступенчатой схеме подо-

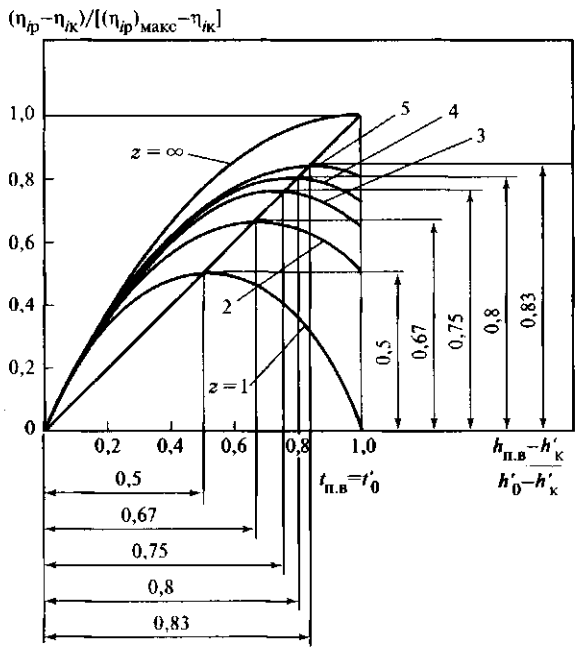


Рис. 2.17. Зависимость тепловой экономичности цикла от энтальпии питательной воды и числа регенеративных подогревателей при равномерном распределении отборов

грева наибольшее значение КПД устанавливается, когда подогрев воды в подогревателе равен $0{,}5(h_0' - h_к')$. При этом максимальный прирост КПД установки с регенеративными отборами составляет 50 % теоретически возможного.

При двухступенчатом подогреве максимум КПД достигается при $h_{п.в} = h_к' + \frac{2}{3}(h_0' - h_к')$, в этом случае прирост η_{ip} составляет 66,6 % теоретически возможного.

При $z = 3$ оптимальное значение энтальпии питательной воды $h_{п.в} = h_к' + \frac{3}{4}(h_0' - h_к')$, при $z = 4$ максимум КПД соответствует $h_{п.в} = h_к' + \frac{4}{5}(h_0' - h_к')$ и т.д.

При переходе от одноступенчатой схемы подогрева к двухступенчатой η_{ip} возрастает на 16,6 % теоретически возможного прироста, при переходе от двухступенчатой схемы к трехступенчатой реализуется еще 8,4 % максимально возможного прироста КПД, переход от схемы с $z = 3$ к схеме с $z = 4$ дает уже только 5 % прироста и т.д. Таким образом, каждая последующая ступень подогрева все в меньшей степени повышает тепловую экономичность установки (см. рис. 2.17), а капитальные вложения при этом монотонно растут. Технико-экономические расчеты показывают, что даже при очень дорогом топливе число подогревателей в регенеративной системе должно быть не более восьми-девяти.

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 значение недогрева питательной воды ϑ до температуры насыщения будет определяться 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.

Выше было установлено, что с увеличением числа отборов каждый последующий отбор оказывает все меньшее влияние на повышение тепловой экономичности. По мере приближения $t_{п.в}$ к $t_{п.в.опт}$ относительный рост КПД также уменьшается. Капиталовложения при этом непрерывно возрастают. 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 $t_{п.в}$ всегда ниже температуры $t_{п.в.опт}$, соответствующей условиям наибольшей тепловой экономичности. Для высоких давлений, когда для увеличения $t_{п.в}$ 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.

При известном значении $t_{п.в}$ ($h_{п.в}$) и равномерном распределении подогрева по ступеням для любого подогревателя системы

$$\Delta h_в = (h_{п.в} - h_к')/z . \qquad (2.66)$$

На практике находит применение и такой метод распределения регенеративного подогрева, при котором в каждом из подогревателей энтропия воды возрастает на одно и то же значение $\Delta s_{в}$ (энтропийный метод). В условиях оптимальной тепловой экономичности при заданном числе подогревателей z возрастание энтропии в каждом из них определяется по формуле

$$\Delta s_{в} = \frac{s'_0 - s'_к}{z+1}, \qquad (2.67)$$

а при подогреве до известного (заданного, выбранного) значения температуры $t_{п.в}$ — по формуле

$$\Delta s_{в} = (s_{п.в} - s'_к)/z, \qquad (2.67а)$$

где s'_0 — энтропия воды в состоянии насыщения при давлении p_0; $s_{п.в}$ — энтропия питательной воды при температуре $t_{п.в}$; $s'_к$ — энтропия воды на входе в регенеративный подогреватель последнего отбора.

При изотермическом отводе теплоты от пара (т.е. в подогревателе смешивающего типа) наибольшие значения КПД устанавливаются при температуре воды в подогревателях, изменяющейся по геометрической прогрессии, т.е.

$$T_1/T_2 = T_2/T_3 = T_3/T_4 = \ldots = T_{z-1}/T_z = T_z/T_к, \qquad (2.68)$$

где T_1 — температура питательной воды, К; T_2—T_z — температуры воды на выходе из подогревателя с соответствующим номером, К; $T_к$ — температура конденсата на входе в подогреватель последнего отбора, К.

Находит также применение метод распределения отборов, при котором подогревы воды в подогревателях связаны между собой в соответствии с зависимостью

$$\frac{\Delta h_{в0}}{\Delta h_{в1}} = \frac{\Delta h_{в1}}{\Delta h_{в2}} = \frac{\Delta h_{в2}}{\Delta h_{в3}} = \ldots = \frac{\Delta h_{в\,z-1}}{\Delta h_{вz}} = m, \qquad (2.69)$$

где $\Delta h_{в0} = h'_0 - h_{п.в}$;

$$m = \sqrt[z+1]{q_0/q_к}. \qquad (2.70)$$

При выбранной температуре питательной воды формула (2.69) принимает вид

$$\frac{\Delta h_{в1}}{\Delta h_{в2}} = \frac{\Delta h_{в2}}{\Delta h_{в3}} = \ldots = \frac{\Delta h_{в\,z-1}}{\Delta h_{вz}} = m, \qquad (2.69а)$$

где

$$m = \sqrt[z]{q_1/q_к}. \qquad (2.70а)$$

Формулы (2.69), (2.70) [как и (2.69а), (2.70а)] получены в предположении, что значение q_j может быть выражено в зависимости от энтальпии воды $h'_{отб}$ в состоянии насыщения при давлении $p_{отб}$ линейной зависимостью в интервале давлений от $p_к$ до p_1.

2.7. Регенеративный подогрев питательной воды на установках с промежуточным перегревом пара

Любой из описанных методов определения расположения регенеративных отборов может быть применен при расчете тепловых схем установок без промежуточного перегрева пара. На установках с промежуточным перегревом пара в один регенеративный подогреватель всегда целесообразно подавать греющий пар из «холодной» нитки промперегрева (рис. 2.18). Подогрев воды в этом подогревателе непосредственно зависит от параметров пара в первом регенеративном отборе после промежуточного перегрева. В условиях оптимальной тепловой экономичности подогрев воды в нем существенно выше, чем в остальных регенеративных подогревателях, и зависит от начальных параметров пара и параметров промежуточного перегрева, температуры питательной воды, числа отборов из цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины и их расположения.

На применяющихся в нашей стране установках, работающих на перегретом паре с промежуточным перегревом, наряду с этим имеется еще один отбор при более высоких параметрах, значения которых однозначно зависят от температуры питательной воды $t_{п.в}$.

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 $t_{п.в}$, и тогда наличие этого отбора экономически не оправдано. Если питательная вода после подогревателя, где в качестве греющего используется пар из линии, идущей на проме-

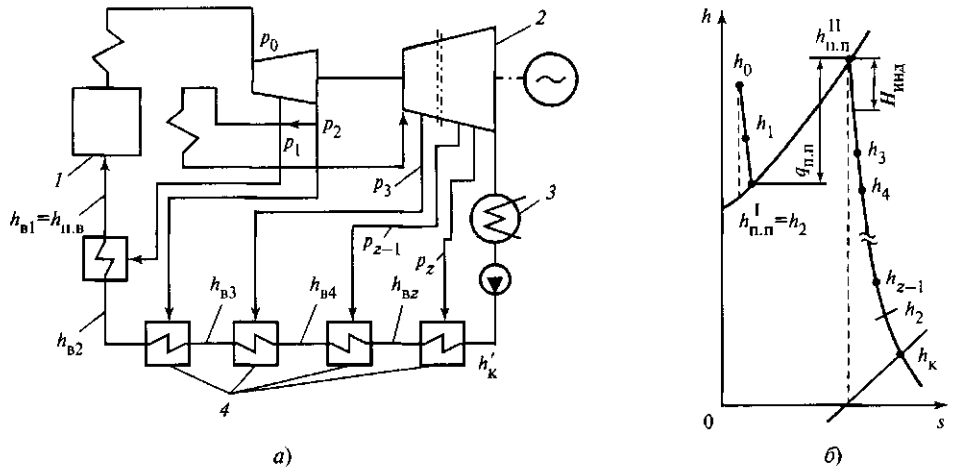


Рис. 2.18. Схема установки (*а*) и рабочий процесс пара в турбине с промежуточным перегревом (*б*): *1* — паровой котел; *2* — турбогенератор; *3* — конденсатор; *4* — регенеративные подогреватели; $h^{I}_{п.п}$, $h^{II}_{п.п}$ — энтальпия пара на выходе из ЧВД и входе в ЧСД турбины (после промежуточного пароперегревателя)

жуточный перегреватель, направляется непосредственно в котельную установку, то температура $t_{\text{п.в}}$ (соответственно $h_{\text{п.в}}$) 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.

В работе В.Я. Рыжкина показано, что в условиях, когда значения q_j, определенные для всех отборов, могут быть аппроксимированы прямыми линиями, в схемах с одним или двумя регенеративными подогревателями, обогреваемыми паром из ЧВД турбины, оптимальное расположение всех отборов определяется выражениями:

$$\frac{\Delta h_{\text{в}2} + q_2\left(1 + \dfrac{q_{\text{п.п}}}{h_0 - h_{\text{п.в}}}\,\dfrac{q_1}{\Delta h_{\text{в}1} + q_1}\right)}{q_3} = \frac{\Delta h_{\text{в}3} + q_3}{q_4}; \tag{2.71}$$

$$\frac{q_3}{q_4} = \frac{q_4}{q_5} = \frac{q_5}{q_6} = \ldots = \frac{q_{z-1}}{q_z} = \frac{q_z}{q_{\text{к}}} = m, \tag{2.72}$$

где q_j — количество теплоты, которое отдается 1 кг греющего пара в подогревателе; $q_{\text{к}}$ — количество теплоты, отдаваемое 1 кг пара в конденсаторе; $q_{\text{п.п}}$ — количество теплоты, подведенное к 1 кг пара в промежуточном перегревателе.

В (2.72) отношение $m = q_j / q_{j-1}$ определяется по зависимости

$$m = \sqrt[z-2]{q_3 / q_{\text{к}}}. \tag{2.73}$$

Уравнения (2.71)—(2.73) можно решить методом последовательных приближений. Целесообразно сначала (при принятом значении $h_{\text{п.в}}$) задаться значением $\Delta h_{\text{в}2}$ и для полученного при этом расположения отбора за промежуточным перегревателем разбить подогрев по отдельным подогревателям. После этого можно по (2.71) определить $\Delta h_{\text{в}2}$. Если полученное при этом 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 q_j. Если первый отбор за промежуточным перегревателем провести при давлении пара, близком к давлению на входе 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 перегревателем.

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

$$Q_к = \frac{\alpha_0(h_0 - h_{п.в}) + \alpha_{п.п} q_{п.п}}{\eta_{тр}} = \text{const}, \qquad (2.74)$$

где $\alpha_0 = 1$ — относительный расход свежего пара на турбину; $\alpha_{п.п}$ — относительный расход пара через промежуточный пароперегреватель; h_0 и $h_{п.в}$ — энтальпии свежего пара и питательный воды, кДж/кг; $\eta_{тр}$ — КПД транспортировки теплоты от котла к турбине.

Если предположить, что при $Q_к$ = const можно отказаться от промежуточного перегрева, то котел должен произвести дополнительно свежего пара в количестве

$$\Delta\alpha_0 = \frac{\alpha_{п.п} q_{п.п}}{h_0 - h_{п.в}}. \qquad (2.75)$$

Этот поток пара произвел бы в ЧВД турбины дополнительную работу

$$\Delta L_{ЧВД} = \Delta\alpha_0 H_{пр}^{ЧВД}, \qquad (2.76)$$

где $H_{пр}^{ЧВД}$ — приведенный теплоперепад пара в ЧВД турбины, кДж/кг,

$$H_{пр}^{ЧВД} = h_0 - h_1 + (1 - \alpha_1)(h_1 - h_{п.п\,1}), \qquad (2.77)$$

и лишь только после этого какая-то часть этого дополнительного потока была бы использована в качестве греющего пара в регенеративном перегревателе, питаемом паром, выходящим из ЧВД турбины.

Таким образом, для того чтобы найти на линии расширения пара в турбине после промежуточного перегрева точку, отбор пара из которой для регенерации равноэкономичен отбору пара из выхлопа 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. 2.18) можно определить из равенства

$$H_{инд}\alpha_{п.п} = \Delta L_{ЧВД}. \qquad (2.78)$$

С учетом (2.75) и (2.76) получим

$$H_{инд} = \frac{H_{пр}^{ЧВД}}{h_0 - h_{п.в}} q_{п.п}. \qquad (2.79)$$

После установления параметров пара в индифферентной точке необходимо найти параметры пара в регенеративных отборах, расположенных за ней. Для этого может быть использована любая из известных методик, разработанных для установок без промежуточного перегрева пара. При этом необходимо рассматривать установку без промежуточного перегрева пара с начальными параметрами $p_{инд}$, $t_{инд}$, 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.

2.8. Определение энергетических показателей конденсационных паротурбинных установок

Основными энергетическими показателями конденсационных паротурбинных установок являются удельные расходы пара, топлива и показатели тепловой экономичности.

При определении энергетических показателей установки исходят из того, что электрическая мощность ее, начальные и конечные параметры, рабочий процесс пара в турбине, число подогревателей и параметры в отборах, а также некоторые другие данные, характеризующие данную установку, уже известны. Значения этих величин легко могут быть установлены, если речь идет об уже существующей установке, работающей при заданном режиме. Для вновь проектируемой установки некоторые из них (например, электрическая мощность, начальные и конечные параметры и др.) могут быть заданы, остальные сначала определяются из предварительных проработок и расчетов, а затем (после завершения проектирования) уточняются.

Рассмотрим в качестве исходного цикл перегретого пара с регенерацией, но без промежуточного перегрева. При известных начальных и конечных параметрах и рабочем процессе пара в турбине теплоперепад, рассчитанный на 1 кг подведенного к турбине пара, при z отборах (см. рис. 2.16) определяется по выражению

$$H_{\text{п}} = 1(h_0 - h_1) + (1 - \alpha_1)(h_1 - h_2) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_2 - h_3) + \ldots + \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \ldots - \alpha_z)(h_z - h_{\text{к}}). \qquad (2.80)$$

Это выражение может быть представлено в виде

$$H_{\text{п}} = (h_0 - h_{\text{к}})\left[1 - \alpha_1\frac{h_1 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}} - \alpha_2\frac{h_2 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}} - \ldots - \alpha_z\frac{h_z - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}}\right], \qquad (2.81)$$

или

$$H_{\text{п}} = (h_0 - h_1)(1 - \alpha_1 y_1 - \alpha_2 y_2 - \alpha_3 y_3 - \ldots - \alpha_z y_z), \qquad (2.82)$$

где

$$y_1 = \frac{h_1 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}};\ y_2 = \frac{h_2 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}};\ y_3 = \frac{h_3 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}};\ \ldots;\ y_z = \frac{h_z - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}}. \qquad (2.83)$$

Принято $H_{\text{п}}$ называть *эквивалентным приведенным теплоперепадом пара* в турбине, а величины $y_1, y_2, \ldots, y_z$ — *коэффициентами недовыработки.*

Коэффициент недовыработки — это отношение той работы, которую мог бы еще совершить в проточной части турбины 1 кг пара рассматриваемого отбора, к работе, совершаемой 1 кг конденсационного потока пара.

Таким образом, для установки без промежуточного перегрева коэффициенты недовыработки определяются по формуле

$$y_j = \frac{h_j - h_{\text{к}}}{H_{\text{к}}}, \qquad (2.84)$$

где $H_{\text{к}} = h_0 - h_{\text{к}}$ — теплоперепад конденсационного потока пара в проточной части турбины.

Для установки с промежуточным перегревом пара (см. рис. 2.18)

$$H_{\text{п}} = (h_0 - h_{\text{п.п1}} + h_{\text{п.п2}} - h_{\text{к}})\left(1 - \alpha_1 \frac{h_1 - h_{\text{п.п1}} + h_{\text{п.п2}} - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{п.п1}} + h_{\text{п.п2}} - h_{\text{к}}} - \alpha_2 \frac{h_{\text{п.п2}} - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{п.п1}} + h_{\text{п.п2}} - h_{\text{к}}} - \right.$$

$$\left. - \alpha_3 \frac{h_3 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{п.п1}} + h_{\text{п.п2}} - h_{\text{к}}} - \ldots - \alpha_z \frac{h_z - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{п.п1}} + h_{\text{п.п2}} - h_{\text{к}}}\right). \qquad (2.85)$$

В данном случае теплоперепад конденсационного потока пара $H_{\text{к}} = h_0 - h_{\text{п.п1}} + h_{\text{п.п2}} - h_{\text{к}}$.

Формулы (2.82) и (2.85) приводятся к виду

$$H_{\text{п}} = H_{\text{к}}\left(1 - \sum_1^z a_j y_j\right). \qquad (2.86)$$

Зная $H_{\text{п}}$, легко определить общий расход пара на турбину. При заданной электрической мощности $N_{\text{э}}$ общий расход пара, кг/с, определяется по формуле

$$D_0 = \frac{N_{\text{э}}}{H_{\text{п}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}, \qquad (2.87)$$

или

$$D_0 = \frac{N_{\text{э}}}{H_{\text{к}}\left(1 - \sum_1^z \alpha_j y_j\right)\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}. \qquad (2.88)$$

Как видно из (2.88), если отборов пара на регенеративный подогрев нет ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \ldots \alpha_z = 0$), формула, определяющая общий расход пара на турбину, принимает вид

$$D_{\text{пр.к}} = N_{\text{э}}/(H_{\text{к}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}). \qquad (2.89)$$

По зависимости (2.89) находится общий расход пара $D_{\text{пр.к}}$ для простейшей конденсационной установки.

Из (2.88) и (2.89) видно, что общий расход пара на турбогенераторную установку с отборами выше, чем на простейшую конденсационную установку при прочих равных условиях. Если считать рабочие процессы пара в турбине простейшей конденсационной установки и установки с отборами одинаковыми, то соотношение между этими величинами определяется выражением

$$D_0 = D_{\text{пр.к}} \Big/ \left(1 - \sum_1^z \alpha_j y_j\right). \qquad (2.90)$$

Несмотря на то что в схемах с отборами пара на регенерацию расход пара на турбину увеличивается, тепловая экономичность установки возрастает. Из этого следует, что при одной и той же мощности $N_{\text{э}}$ потери в холодном источнике в таких схемах меньше. Изменение расхода пара в конденсатор при переходе от простейшей конденсационной установки к установке с отборами пара на регенерацию может быть найдено из следующих соображений. В простейшей конденсационной установке весь поток пара, поступающий в турбину, достигает холодного источника,

т.е. в конденсатор поступает расход пара, равный $D_{\text{пр.к}}$. На установке с отборами при той же мощности (и одинаковых значениях p_0, t_0, $p_к$ и η_{oi}) в конденсатор поступает поток с расходом

$$D_к = D_0 - \sum_1^z D_j, \tag{2.91}$$

где D_j — расход пара в j-м отборе.

Имея в виду, что $\alpha_j = D_j / D_0$, из (2.90) получаем

$$D_0 = D_{\text{пр.к}} + \sum_1^z D_j y_j, \tag{2.92}$$

и, следовательно, расход пара в конденсатор для турбины с отборами определяется зависимостью

$$D_к = D_{\text{пр.к}} - \left(\sum_1^z D_j - \sum_1^z D_j y_j\right). \tag{2.93}$$

Этот расход меньше $D_{\text{пр.к}}$ на

$$\Delta D_к = \sum_1^z D_j - \sum_1^z D_j y_j = \sum_1^z D_j (1 - y_j). \tag{2.94}$$

Количество пара d, кг/(кВт · ч), приходящееся на выработку 1 кВт · ч электроэнергии, называют *удельным расходом пара*. Из определения следует, что

$$d = 3600 D_0 / N_э. \tag{2.95}$$

Используя (2.88) и (2.95), получаем

$$d = \frac{3600}{H_к\left(1 - \sum_1^z \alpha_j y_j\right)\eta_м \eta_г} = \frac{3600}{H_п \eta_м \eta_г}, \tag{2.96}$$

или

$$d = \frac{d_{\text{пр.к}}}{1 - \sum_1^z \alpha_j y_j}, \tag{2.97}$$

где $d_{\text{пр.к}}$ — удельный расход пара для простейшей конденсационный установки той же мощности, рабочий процесс в которой протекает так же, как и в рассматриваемой,

$$d_{\text{пр.к}} = \frac{3600}{H_к \eta_м \eta_г}. \tag{2.98}$$

Зная $H_ц$, можно легко определить общий и удельный расходы пара на турбину [см. (2.87) и (2.96)].

По полному и удельному расходам пара легко установить соответствующие расходы теплоты. Полный расход теплоты, кВт, на турбоустановку без промежуточного перегрева составляет

$$Q_0 = D_0(h_0 - h_{\text{п.в}}), \tag{2.99}$$

а для установки с промежуточным перегревом пара

$$Q_0 = D_0\left[(h_0 - h_{\text{п.в}}) + \left(1 - \sum_1^z \alpha_j\right)(h_{\text{п.п2}} - h_{\text{п.п1}})\right], \qquad (2.100)$$

где z — число регенеративных отборов из ЧВД турбины (до промежуточного перегрева).

Располагая зависимостями (2.99) и (2.100), можно легко определить показатели тепловой экономичности турбогенераторной установки и электростанции в целом.

Для конденсационных установок без промежуточного перегрева пара удельный расход теплоты, кДж/(кВт · ч),

$$q_э = d(h_0 - h_{\text{п.в}}), \qquad (2.101)$$

а при наличии промежуточного перегрева

$$q_э = d\left[(h_0 - h_{\text{п.в}}) + \left(1 - \sum_1^z \alpha_j\right)(h_{\text{п.п2}} - h_{\text{п.п1}})\right]. \qquad (2.102)$$

В конденсационной установке любого типа одна часть полного расхода теплоты затрачивается на совершение внутренней работы турбины (выработку N_i), а остальная ее часть $Q_к$ теряется в холодном источнике (конденсаторе турбины). Таким образом, для конденсационной установки любого типа

$$Q_0 = N_i + Q_к \qquad (2.103)$$

или

$$Q_0 = D_0 H_п + D_к(h_к - h'_к) = D_0 H_п + D_к q_к, \qquad (2.104)$$

где $h_к - h'_к = q_к$ — количество теплоты, теряемое 1 кг пара в конденсаторе.

Воспользовавшись (2.103) и (2.91), с учетом того, что $N_э = N_i \eta_м \eta_г$, получим

$$q_э = \frac{3600}{\eta_м \eta_г} + \frac{3600\left(1 - \sum_1^z \alpha_j\right)}{\eta_м \eta_г} \frac{q_к}{H_п}. \qquad (2.105)$$

Формула (2.105) справедлива для конденсационной установки любого типа. Из этой формулы видно, что удельный расход теплоты в конденсационной турбоустановке на производство электроэнергии зависит главным образом от отношения $q_к / H_п$.

Зная $q_э$, можно легко определить электрический КПД $\eta_э$ и показатели тепловой экономичности электростанции.

Глава 3

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

3.1. Общие положения

Использование теплоэлектроцентралей для снабжения электроэнергией и теплом промышленных и бытовых потребителей в отечественной энергетике получило широкое распространение. Основной особенностью теплоэлектроцентралей 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 ТЭЦ 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 $\alpha_к$ и долю пара, работающего по теплофикационному циклу, как $\alpha_{отб}$, то

$$\alpha_к + \alpha_{отб} = 1.$$

При наличии производственного и отопительного отборов каждый поток пара, работающий по теплофикационному циклу, производит работу в проточной части турбины, значение которой зависит от параметров в месте отбора. Тогда

$$\alpha_к + \alpha_п + \alpha_т = 1,$$

где $\alpha_т$ и $\alpha_п$ — доли пара отопительного и производственного отборов.

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

$$\alpha_т = \alpha_{т.в} + \alpha_{т.н}$$

и в общем случае

$$\alpha_к + \alpha_{отб} = \alpha_к + \alpha_п + \alpha_{т.в} + \alpha_{т.н} = 1.$$

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

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 выхлопного 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 (см. рис. 1.2, *б*), будет всегда больше, чем расход пара на ту же турбину, но работающую в чисто конденсационном режиме, т.е. без регулируемых отборов (см. рис. 1.1).

Это увеличение можно вычислить из равенства энергетических балансов для рассматриваемых случаев, имея в виду, что внутренняя мощность у них одинаковая: $N_{iк} = N_{iк.т}$, где $N_{iк}$ и $N_{iк.т}$ — 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

$$D_{0к}(h_0 - h_к) = D_{0к.т}(h_0 - h_т) + (D_{0к.т} - D_т)(h_т - h_к). \qquad (3.1)$$

Здесь h_0, $h_т$, $h_к$ — энтальпии пара соответственно на входе в турбину, в месте отбора и на входе в конденсатор, кДж/кг; $D_{0к}$, $D_{0к.т}$ — расходы пара на входе в турбину при ее работе в конденсационном режиме и в режиме с регулируемыми отборами и конденсацией, кг/с; $D_т$ — расход пара в регулируемый отбор, кг/с.

Из выражения (3.1) получим

$$D_{0к} = D_{0к.т} - D_т \frac{h_т - h_к}{h_0 - h_к}, \qquad (3.2)$$

где $\frac{h_т - h_к}{h_0 - h_к} = y_т$ — коэффициент недовыработки паром теплофикационного отбора.

Тогда

$$D_{0к.т} = D_{0к} + y_т D_т. \tag{3.2а}$$

Таким образом, при включении регулируемого (теплофикационного) отбора и сохранении той же электрической мощности расход пара на теплофикационную турбину увеличится на значение произведения 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 в турбину, и наоборот.

Если пар отбирается перед турбиной, например через редукционно-охладительную установку (РОУ), то $y_т = 1$, турбина работает в кондиционном режиме и общий расход пара за котлом равен $D_{0к} + D_т$. Если отбор пара ведется из конденсатора (при работе на ухудшенном вакууме), то $y_т \approx 0$ и расход пара за котлом и на входе в турбину равен $D_{0к}$. Во всех остальных случаях $D_{0к.т} > D_{0к}$, и коэффициент недовыработки

$$y_т = \frac{D_{0к.т} - D_{0к}}{D_т} \tag{3.3}$$

характеризует приращение расхода пара на входе в турбину на единицу расхода отборного пара.

При наличии отбора расход пара в конденсатор

$$D_к = D_{0к.т} - D_т = D_{0к} + y_т D_т - D_т = D_{0к} - (1 - y_т)D_т. \tag{3.4}$$

Уменьшение расхода пара в конденсатор

$$\Delta D_к = D_{0к} - D_к = D_т(1 - y_т) = D_т \frac{h_0 - h_т}{h_0 - h_к} \tag{3.5}$$

зависит от расхода отборного пара $D_т$ 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

$$D_{0к}(h_0 - h_к) = D_{0к.т}(h_0 - h_п) + (D_{0к.т} - D_п)(h_п - h_{т.в}) + (D_{0к.т} - D_п - D_{т.в})(h_{т.в} - h_{т.н}) + \\ + (D_{0к.т} - D_п - D_{т.в} - D_{т.н})(h_{т.н} - h_к), \tag{3.6}$$

а зависимость (3.2а) —

$$D_{0к.т} = D_{0к} + y_{т1}D_п + y_{т2}D_{т.в} + y_{т3}D_{т.н} = D_{0к} + \sum_1^3 y_{тj}D_j, \tag{3.7}$$

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 $Q_{0к.т} = D_{0к.т}(h_0 - h_{п.в})$. При работе с отключенным регулируемым отбором, т.е. в конденсационном режиме, расход теплоты на входе турбины составляет $Q_{0к} = D_{0к}(h_0 - h_{п.в})$, где $h_{п.в}$ — энтальпия питательной воды. Тогда в соответствии с формулой (3.2а) имеем

$$Q_{0к.т} = D_{0к.т}(h_0 - h_{п.в}) = (D_{0к} + y_т D_т)(h_0 - h_{п.в}). \quad (3.8)$$

Так как $Q_{0к} = D_{0к}(h_0 - h_{п.в})$ и $D_т = \dfrac{Q_т}{h_т - h_{0к}}$, выражение для определения полного расхода теплоты на входе теплофикационной турбины, работающей с регулируемым отбором и конденсацией пара, можно записать в виде

$$Q_{0к.т} = Q_{0к} + y_т \frac{h_0 - h_{п.в}}{h_т - h_{0к}} Q_т, \quad (3.9)$$

где $h_{0к}$ — энтальпия конденсата отбираемого пара; $Q_т$ — количество теплоты, отпускаемой с отборным паром.

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

Пусть

$$y_т \frac{h_0 - h_{п.в}}{h_т - h_{0к}} = \xi_т. \quad (3.10)$$

Величину $\xi_т$ называют коэффициентом ценности теплоты отборного пара.

С учетом (3.10) выражение (3.9) будет иметь вид

$$Q_{0к.т} = Q_{0к} + \xi_т Q_т, \quad (3.11)$$

отсюда

$$\xi_т = \frac{Q_{0к.т} - Q_{0к}}{Q_т}. \quad (3.12)$$

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 теплоты 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

$$Q_{0к.т} = Q_{0к} + \xi_{т1} Q_п + \xi_{т2} Q_{т.в} + \xi_{т3} Q_{т.н} \quad (3.13)$$

или при z отборах

$$Q_{0к.т} = Q_{0к} + \sum_{1}^{z} \xi_{тj} Q_j .$$

Здесь $Q_п$, $Q_{т.в}$, $Q_{т.н}$ — расходы теплоты соответственно из промышленного, верхнего и нижнего отопительных отборов, кВт; $\xi_п$, $\xi_{т.в}$, $\xi_{т.н}$ — коэффициенты ценности теплоты потоков пара соответствующих регулируемых отборов.

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

$$\Delta Q_{0к.т} = Q_{0к.т} - Q_{0к} = \xi_т Q_т. \tag{3.14}$$

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):

$$\Delta Q_{0к.т} = Q'_{0к.т} - Q_{0п.т} = \xi_т (Q_{т1} - Q_т) = \xi_т \Delta Q_т, \tag{3.15}$$

где $Q'_{0к.т}$ — 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

$$\Delta Q_к = \Delta D_к (h_к - h'_к) = D_т (1 - y_т)(h_к - h'_к),$$

или, приняв, что $y_т \approx \xi_т$, получим

$$\Delta Q_к = D_т (1 - \xi_т)(h_к - h'_к). \tag{3.16}$$

Здесь $h_к$ и $h'_к$ — 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. $N_{iп} = N_{iт}$:

$$D_{0к}(h_0 - h_к) = D_{0т}(h_0 - h_т), \tag{3.17}$$

где $D_{0т}$ — расход пара на входе турбины с противодавлением, кг/с; $h_т$ — энтальпия пара противодавления, кДж/кг.

Тогда

$$D_{0т} = D_{0к} \frac{h_0 - h_к}{h_0 - h_т}, \tag{3.18}$$

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

$$\Delta D_{0т} = D_{0т} - D_{0к} = D_{0к}\frac{h_0 - h_к}{h_0 - h_т} - D_{0к} = D_{0к}\frac{h_т - h_к}{h_0 - h_т}.$$

Значение приращения $\Delta D_{0т}$ 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 $Q_{0т} = D_{0т}(h_0 - h_{п.в})$, а на конденсационную турбину — как $Q_{0к} = D_{0к}(h_0 - h_{п.в})$. Увеличение расхода теплоты на турбину с противодавлением по сравнению с конденсационной турбиной при равенстве их электрических мощностей и с учетом (3.18) будет составлять

$$\Delta Q_{0т} = Q_{0т} - Q_{0к} = D_{0т}(h_0 - h_{п.в}) - D_{0т}\frac{h_0 - h_т}{h_0 - h_к}(h_0 - h_{п.в}).$$

Для турбины с противодавлением расход пара на входе в случае отсутствия регенеративных отборов равен расходу пара противодавления, т.е. $D_{0т} = D_т$. Значение $D_т$ определяется по выражению $D_т = \dfrac{Q_т}{h_т - h_к}$ при полном возврате конденсата в цикл. Здесь $Q_т$ — количество теплоты, отпущенной с паром противодавления. В результате получим

$$\Delta Q_{0т} = Q_т\frac{h_0 - h_{п.в}}{h_т - h_к} - Q_т\frac{(h_0 - h_т)(h_0 - h_{п.в})}{(h_0 - h_к)(h_т - h_к)},$$

но, так как $h_0 - h_{п.в} \approx h_т - h_{0к}$ и $\dfrac{h_т - h_к}{h_0 - h_к} = y_т \approx \xi_т$, будем иметь

$$\Delta Q_{0т} = Q_т\left(1 - \frac{h_0 - h_т}{h_0 - h_к}\right) = Q_т\frac{h_т - h_к}{h_0 - h_к} = Q_т\xi_т. \qquad (3.19)$$

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 как работы ТЭЦ в целом, так и производства каждого вида энергии в отдельности.

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 больший энергетический потенциал (температуру, давление), всегда производит бульшую 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 расчета энергетических показателей нельзя, хотя это и не противоречит первому закону термодинамики.

Балансовый метод определения энергетических показателей. Общий тепловой баланс турбины с регулируемыми отборами и конденсацией пара имеет вид

$$Q_{0к.т} = Q'_э + Q_т + Q_к, \tag{3.20}$$

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

$$N_i = D_{0к.т}(h_0 - h_т) + (D_{0к.т} - D_т)(h_т - h_к);$$

$Q_к$ — теплота конденсации пара в конденсаторе; $Q_т$ — количество теплоты, отпущенной с паром регулируемых отборов.

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

$$Q_э = Q_{0к.т} - Q_т. \tag{3.21}$$

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

$$B_э = \frac{Q_э}{Q_н^р \eta_{тр} \eta_к}, \tag{3.22}$$

где $Q_н^р$ — низшая теплота сгорания топлива; $\eta_{тр}$ — КПД транспортировки теплоты, который учитывает потери теплоты в окружающую среду на участке паропровода от энергетического котла до регулирующих клапанов турбины; $\eta_к$ — КПД котла (брутто).

Коэффициент полезного действия турбоустановки по производству электроэнергии

$$\eta_{ту}^э = \frac{N_э}{Q_{0к.т} - Q_т} = \frac{N_э}{Q_э}. \tag{3.23}$$

Удельный расход топлива на единицу выработанной электроэнергии

$$b_э = B_э / N_э. \tag{3.24}$$

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

$$b_э = \frac{1}{Q_н^р \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_к} = \frac{1}{Q_н^р \eta_{бл}^э},$$

где $\eta_{бл}^э = \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_к$ — коэффициент полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по производству электроэнергии.

Удельный расход условного топлива, г/(кВт · ч), для часового периода при $Q_н^р$ = = 29,31 кДж/г имеет вид

$$b_э = 3600/(29{,}31 \eta_{бл}^э) \approx 123/\eta_{бл}^э. \tag{3.25}$$

Количество теплоты, полученной внешним потребителем из регулируемых отборов, составляет

$$Q_{т.от} = Q_т \eta_т = D_т (h_т - h_{0к}) \eta_т, \tag{3.26}$$

где $h_{0к}$ — энтальпия конденсата отбираемого пара; $\eta_т$ — коэффициент полезного действия турбоустановки по отпуску теплоты, равный КПД теплофикационной турбоустановки по отпуску тепловой энергии $\eta_{ту}^т$,

$$\eta_т = \eta_{ту}^т = Q_{т.от}/Q_т. \tag{3.27}$$

Коэффициент полезного действия энергоблока по отпуску тепловой энергии

$$\eta_{бл}^т = \eta_{ту}^т \eta_{тр} \eta_к. \tag{3.28}$$

Расход топлива на производство теплоты, переданной внешнему потребителю,

$$B_т = \frac{Q_{т.от}}{Q_н^р \eta_{ту}^т \eta_{тр} \eta_к} = \frac{Q_{т.от}}{Q_н^р \eta_{бл}^т}. \tag{3.29}$$

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

$$b_{т.э} = B_т/Q_{т.от}. \tag{3.30}$$

Здесь $Q_{т.от} = B_т Q^р_н \eta^т_{ту} \eta_{тр} \eta_к$, тогда удельный расход, г/кДж, условного топлива

$$b_у = \frac{1}{Q^р_н \eta^т_{ту} \eta_{тр} \eta_к} = \frac{1}{29{,}31 \eta^т_{бл}} = \frac{0{,}034}{\eta^т_{бл}}.$$

Общий расход топлива составляет

$$B = B_э + B_т. \tag{3.31}$$

Он также может быть определен по зависимости

$$B = \frac{Q_{0к.т}}{Q^р_н \eta_{тр} \eta_к}. \tag{3.32}$$

Для оценки общей тепловой эффективности ТЭЦ или отдельного теплофикационного энергоблока при расчетах по балансовому методу используют полный (общий) КПД $\eta^{полн}_{ТЭЦ}$ (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:

$$\eta^{полн}_{ТЭЦ} = \frac{N_э + Q_{т.от}}{B Q^р_н} = \frac{N_э + Q_т \eta_т}{B Q^р_н}, \tag{3.33}$$

где $N_э$ — электроэнергия, выработанная на клеммах генератора; $Q_{т.от}$ — количество теплоты, полученной внешним потребителем.

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

$$э = N_т/Q_т. \tag{3.34}$$

Здесь $N_т$ — электроэнергия, производимая отборным паром с расходом $D_т$ в проточной части до места его отбора. При расчете $N_т$ необходимо учитывать влияние пара нерегулируемых отборов, если они существуют.

Если не учитывать влияние нерегулируемых отборов и наличие промежуточного перегрева пара, то

$$э = \frac{N_т}{Q_т} = \frac{D_т(h_0 - h_т)}{D_т(h_т - h_{0к})} = \frac{h_0 - h_т}{h_т - h_{0к}}. \tag{3.35}$$

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении увеличивается при уменьшении давления и температуры отборного пара, увеличении η_{oi} проточной части и количества отбираемой теплоты.

Энергетические показатели теплоэлектроцентралей, рассчитанные балансовым методом, имеют ряд особенностей. Расход топлива на производство электроэнергии ТЭЦ, определяемый по (3.22), учитывает количественные величины теплоты,

но не учитывает их энергетические потенциалы. Числитель (3.22) представляет собой разность количества теплоты $Q_{0к.т}$, переданной энергетическим котлом на вход турбины, и количества теплоты $Q_т$, отпущенной с паром регулируемого отбора. Однако энергетический потенциал (температура и давление) пара с количеством теплоты $Q_{0к.т}$ всегда выше, чем пара с количеством теплоты $Q_т$, если последний отбирается из проточной части. Падение энергетического потенциала происходит за счет предварительной работы потока пара с расходом $D_т$, впоследствии направляемого к тепловому потребителю, которому передается количество теплоты $Q_т$. 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 занижаются, а на производство теплоты, отпускаемой внешнему потребителю, — завышаются.

Затраты топлива на отпущенную тепловому потребителю тепловую энергию зависят только от КПД энергетического котла $\eta_к$ 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 $\eta_к = 0{,}92$, $\eta_{тр} = 0{,}99$ и $\eta^т_{ту} = \eta_т = 0{,}98$ 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 ($\alpha_к = 0$, $\alpha_т = 1$), 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 ($\alpha_к = 0$, $\alpha_т = 1$), он всегда будет равен единице.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении относится только к потоку пара, работающему 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 (3.35) 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. 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. Можно использовать общую меру для определения качества энергии. 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 $h_т$, может выработать электроэнергию, составляющую

$$\Delta N_э = D_т(h_т - h_к)\eta_м\eta_г,$$

где $h_к$ — энтальпия пара в конденсаторе.

В том случае, если имеется несколько регулируемых отборов,

$$\Delta N_э = \sum_1^z D_{тj}(h_{тj} - h_к)\eta_м\eta_г, \qquad (3.36)$$

где z — число отборов; $D_{тj}$ и $h_{тj}$ — расход пара и его энтальпия в соответствующем регулируемом отборе.

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

$$N_{эф} = N_э + \Delta N_э. \qquad (3.37)$$

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

$$b_{эф} = B/N_{эф}, \qquad (3.38)$$

где B — общий расход топлива в энергетическом котле [см. (3.32)].

Расход топлива на производство электроэнергии

$$B_э = N_э b_{эф}, \qquad (3.39)$$

а расход топлива на производство отпущенной тепловой энергии

$$B_т = \Delta N_э b_{эф}. \qquad (3.40)$$

Удельный расход топлива на выработку 1 кВт · ч электроэнергии

$$b_э = b_{эф}. \tag{3.41}$$

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) $Q_{т.от} = \sum_{1}^{z} Q_{т.от.j}$.

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

$$\eta_{бл}^{э} = \frac{N_э}{B_э Q_н^р}. \tag{3.42}$$

Коэффициент полезного действия теплофикационной турбоустановки по производству электроэнергии определяется в виде

$$\eta_{ту}^{э} = \frac{N_э}{B_э Q_н^р \eta_к \eta_{тр}}. \tag{3.43}$$

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

$$\eta_{бл}^{т} = \frac{Q_{т.от}}{B_т Q_н^р}. \tag{3.44}$$

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

$$\eta_{бл}^{эн} = \frac{N_э + \Delta N_э}{B Q_н^р}. \tag{3.45}$$

Для теплофикационной установки энергетический КПД имеет вид

$$\eta_{ту}^{эн} = \frac{N_э + \Delta N_э}{B Q_н^р \eta_{тр} \eta_к}. \tag{3.46}$$

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 им теплоперепада в проточной части.

Для турбоустановок без промежуточного перегрева пара с учетом того, что коэффициент ценности теплоты отборного пара $\xi_т$ и коэффициент недовыработки $y_т$

практически равны друг другу, коэффициент $\xi_т$ можно определить в соответствии с зависимостью (3.2). Для турбин с промежуточным перегревом пара

$$\xi_т = y_т = \frac{h_т - h_к}{h_0 + \Delta h_{п.п} - h_к}, \tag{3.47}$$

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

$$Q_э = Q_{0к.т} - Q_т\xi_т,$$

при наличии отборов

$$Q_э = Q_{0к.т} - \sum_1^z Q_т\xi_{тj}. \tag{3.48}$$

Тогда расход топлива на производство электроэнергии

$$B_э = \frac{Q_э}{Q_н^р \eta_{тр}\eta_к}. \tag{3.49}$$

Расход топлива на производство тепловой энергии для внешнего потребителя

$$B_т = \frac{Q_т\xi_т}{Q_н^р \eta_{тр}\eta_к} \tag{3.50}$$

или при наличии нескольких отборов

$$B_т = \frac{\sum_1^z Q_{тj}\xi_{тj}}{Q_н^р \eta_{тр}\eta_к}. \tag{3.51}$$

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 вместо $Q_{т.от}$ записать $\sum_1^z Q_{тj}$.

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).

Вариант с использованием эксергии. Максимальная работоспособность потока тепловой энергии — эксергия — в термодинамике определяется как

$$E = Q\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) = Q\tau_e, \tag{3.52}$$

где T_0, T_1 — абсолютные температуры окружающей среды и верхнего источника теплоты; τ_e — эксергетическая температурная функция.

Величина $(1 - T_0/T_1)$ 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

$$T_{ср} = (h_0 - h_к)/(s_н - s_к); \tag{3.53}$$

здесь h_0, $h_к$, $s_н$, $s_к$ — энтальпии и энтропии начального и конечного состояний пара.

С учетом этого зависимость (3.52) запишется в виде

$$E = Q\left(1 - \frac{T_0}{T_{ср}}\right) = Q\tau_{eср}. \tag{3.54}$$

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

$$E_т = Q_т\tau_{eп}. \tag{3.55}$$

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

$$E_т = \sum_1^z Q_{тj}\tau_{eпj}. \tag{3.56}$$

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

$$\eta_{ес.п} = \tau_{ес.в}/\tau_{eп}, \tag{3.57}$$

где $\tau_{ес.в}$ — эксергетическая температурная функция сетевой воды,

$$\tau_{ес.в} = 1 - T_0/T_{с.в}. \tag{3.58}$$

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

$$T_{с.в} = (T_{в2} - T_{в1}) / \ln(T_{в2}/T_{в1}), \tag{3.59}$$

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

$$E_{от} = E_{т}\eta_{ес.п}. \tag{3.60}$$

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

$$E_{от} = \sum_{1}^{z} E_{тj}\eta_{ес.п\,j}. \tag{3.61}$$

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

$$E_{бл} = E_{э} + E_{от} = E_{э} + \sum_{1}^{z} E_{тj}\eta_{ес.п\,j}. \tag{3.62}$$

Здесь $E_{э} = N_{э}$.

Удельный расход топлива на единицу отпущенной эксергии

$$b_{e} = B/E_{бл}. \tag{3.63}$$

Удельный расход топлива на 1 кВт · ч отпущенной электроэнергии

$$b_{э} = b_{e}. \tag{3.64}$$

Удельный расход топлива на единицу отпущенной теплоты

$$b_{тj} = b_{e}\tau_{ej}; \tag{3.65}$$

здесь τ_{ej} — эксергетическая температурная функция соответствующего потока.

Зная удельные расходы, можно определить абсолютные значения расхода топлива.

Если расчет эксергии проводится по отпущенным потокам энергии, то расход топлива на производство электроэнергии будет иметь вид

$$B_{э} = b_{э}Э_{от} = b_{э}(Э_{э} - Э_{с.н}), \tag{3.66}$$

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

$$B_{тj} = b_{тj}Q_{тj}\eta_{е\,с.пj}. \tag{3.67}$$

Общий расход топлива на производство теплоты находится простым суммированием абсолютных расходов топлива, затраченных на каждый поток. Коэффици-

ент полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по производству электроэнергии вычисляется по формуле

$$\eta^{э}_{бл} = Э_э/(B_э Q^р_н). \quad (3.68)$$

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

$$\eta^{т}_{бл} = Q_{от}/(B_т Q^р_н). \quad (3.69)$$

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

$$\eta_{eбл} = \frac{Э_{от} + E_{от}}{BQ^р_н}.$$

Здесь $Э_{от}$ — отпущенная электроэнергия, равная $Э_э - Э_{с.н}$.

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 раздельным производством 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

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

где $B_{разд} = B_{КЭС} + B_{кот}$, $B_{комб} = B_{ТЭЦ}$ — затраты топлива при раздельной и комбинированной схемах; $B_{КЭС}$, $B_{кот}$ — расходы топлива на КЭС и в котельной; $B_{ТЭЦ}$ — 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 теплоты. 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.

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

Количество теплоты, поступающее на вход теплофикационной турбины ТЭЦ, в соответствии с (3.11) имеет вид

$$Q_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{0к.т}} = Q_{\text{0к}} + \xi_{\text{т}} Q_{\text{т}},$$

где $Q_{\text{0к}}$ — количество теплоты на входе теплофикационной турбоустановки, необходимое для производства электроэнергии в конденсационном режиме и равное теплоте конденсационного турбоагрегата; $Q_{\text{т}}$ — количество теплоты, отпускаемое тепловому потребителю.

Тогда для раздельной установки

$$Q_{\text{разд}} = Q_{\text{КЭС}} + Q_{\text{т}}. \tag{3.71}$$

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

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

С учетом зависимостей (3.11) и (3.71) имеем

$$\Delta Q_{\text{разд}} = (1 - \xi_{\text{т}}) Q_{\text{т}}. \tag{3.72}$$

При этом экономия топлива составит

$$\Delta B = \frac{(1 - \xi_{\text{т}}) Q_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{к}}}. \tag{3.73}$$

Если иметь в виду, что коэффициент ценности теплоты отборного пара $\xi_{\text{т}}$ численно равен коэффициенту недовыработки $y_{\text{т}}$, то

$$1 - \xi_{\text{т}} = \frac{h_0 - h_{\text{т}}}{h_0 - h_{\text{к}}}.$$

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 $Q_{\text{КЭС}} = Q_{\text{0к}}$. На ТЭЦ (теплофикационном энергоблоке) для производства такого же количества электроэнергии и дополнительно количества теплоты $Q_{\text{т}}$ необходимо, чтобы $Q_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{0к.т}} = Q_{\text{0к}} + \xi_{\text{т}} Q_{\text{т}}$. В результате при дополнительном отпуске внешнему потребителю количе-

ства теплоты $Q_т$ энергетический котел теплофикационного энергоблока должен увеличить производство теплоты на величину $\xi_т Q_т$. В то же время паровой котел низких параметров раздельной установки должен произвести количество теплоты $Q_т$ тех же параметров, что и отборный пар на ТЭЦ. Следовательно, экономия топлива на ТЭЦ (теплофикационном энергоблоке) будет определяться в виде

$$\Delta B = \frac{Q_т}{Q^р_н \eta_к \eta_{тр}} - \frac{\xi_т Q_т}{Q^р_н \eta_к \eta_{тр}}. \qquad (3.74)$$

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

$$\Delta B = \frac{(1-\xi_т)Q_т}{Q^р_н \eta_к \eta_{тр}}. \qquad (3.75)$$

Таким образом, экономия от теплофикации обусловлена уменьшением относительного расхода топлива в энергетическом котле комбинированной установки, производящем тепловую энергию более высоких параметров, чем в котле низких параметров при раздельном 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

$$E_{ТЭЦ} = Э^{ТЭЦ}_{от} + \sum_1^z E_{отj}, \qquad (3.76)$$

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

Эксергия отпущенной суммарной энергии на раздельной установке

$$E_{разд} = Э^{КЭС}_{от} + E_{к.от},$$

где $Э^{КЭС}_{от}$ — электроэнергия, отпущенная потребителю от КЭС; $E_{к.от}$ — эксергия теплоты, отпущенной котлами низких параметров раздельной установки.

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

$$b_{eТЭЦ} = \frac{B^{ТЭЦ}_{э.к} + B_{ПВК}}{Э^{ТЭЦ}_{от} + \sum_1^z E_{отj}}, \qquad (3.77)$$

и для раздельной установки

$$b_{eразд} = \frac{B^{КЭС}_{э.к} + B_{кот}}{Э^{КЭС}_{от} + E_{к.от}}, \qquad (3.78)$$

где $B^{ТЭЦ}_{э.к}$ и $B_{ПВК}$ — затраты топлива в энергетических котлах ТЭЦ и пиковых водогрейных котлах (ПВК); $B^{КЭС}_{э.к}$ и $B_{кот}$ — затраты топлива в энергетических котлах КЭС и в котельных с котлами низких параметров.

Экономия топлива от использования теплофикации составит

$$\Delta B = \left(Э_{от}^{ТЭЦ} + \sum_{1}^{z} E_{отj}\right)(b_{e\,разд} - b_{e\,ТЭЦ}). \qquad (3.79)$$

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

Если считать электрическую энергию и теплоту разного энергетического потенциала качественно 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 $D_т = \dfrac{Q_т}{h_т - h'_к}$, а $h_т - h'_к \approx h_к - h'_к$, 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 раздельной 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 регулируемыми отборами часть отборного пара ($y_т D_т$), а у турбин с противодавлением весь пар ($D_т$) производят работу в проточной части. В раздельной установке пар, полученный в котельной в том же количестве ($D_т$), 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 проточной части турбины, что не происходит со свежим паром в котельной.

При этом надо иметь в виду, что количество (но не качество) теплоты, равное $\xi_т Q_т$ для теплофикационного потока пара ($\alpha_т$) турбины с конденсацией и регулируемыми отборами и $Q_т$ для всего потока пара турбины с противодавлением, будет одинаково как на входе в турбину, так и в месте отбора или выхлопа противодавления. 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.

3.5. Затраты топлива энергетическими котлами при производстве электроэнергии и теплоты на ТЭЦ

Как показано в § 3.3, расчет энергетических показателей ТЭЦ может быть выполнен с использованием балансовых уравнений без учета или с учетом ограничений, накладываемых вторым законом термодинамики.

При комбинированном производстве энергии в первом случае вся экономия топлива будет полностью относиться к выработке электроэнергии, во втором — теплоты.

При равных затратах топлива энергетическими котлами ТЭС и равных количествах и параметрах отпускаемых видов энергий в первом случае себестоимость производства электроэнергии будет меньше, а теплоты — больше, чем во втором.

Между этими двумя крайними вариантами, исходя из экономической, социальной или любой другой необходимости, можно предложить сколько угодно вариантов распределения экономии топлива между выработкой электроэнергии и теплоты при их комбинированном производстве. Однако все они, исходя из законов термодинамики, будут необоснованными.

В энергетической отрасли до настоящего времени расчет тарифов (цен) при реализации теплоты и электрической энергии ведется с учетом их себестоимости.

До 1996 г. на ТЭС РАО «ЕЭС России» применялся «физический» метод расчета расхода топлива на каждый из видов энергии, основанный на расчете балансовых уравнений потоков энергии без учета действия второго закона термодинамики. В соответствии с этим методом вся экономия топлива от теплофикации относилась к электрической энергии, а себестоимость производства теплоты соответствовала отпуску ее непосредственно от энергетических котлов, т.е. имела максимальное из всех технически возможных (при отпуске теплоты из отборов и от конденсаторов) значений. Высокие тарифы на теплоту (зависящие от ее себестоимости) обусловили в 1992—1994 г. массовое строительство на промышленных предприятиях индивидуальных котельных.

В 1995 г. в целях повышения конкурентоспособности выработки теплоты ТЭЦ РАО «ЕЭС России» было принято решение об изменении метода распределения экономии топлива от теплофикации между видами энергии. Однако переход на метод, полностью соответствующий первому и второму законам термодинамики (относящий всю экономию топлива на теплоту), из-за резкого увеличения при этом тарифов на электроэнергию был признан несвоевременным. В качестве официального с 1996 г. на ТЭС РАО «ЕЭС России» был установлен метод, предложенный АО «Фирма ОРГРЭС», в соответствии с которым экономия топлива от теплофикации распределяется между электроэнергией и теплотой в равных долях*.

Расчетная формула для определения расхода топлива на отпущенную электроэнергию по этой методике имеет вид

$$B_э = BK_э \frac{Э_{от}}{Э - Э_э^{с.н}}, \qquad (3.80)$$

где B — полный расход условного топлива энергетическими котлами; $K_э$ — доля топлива, относимая на выработку электроэнергии; $Э$ — вырабатываемая электро-

* РД.34.08.552—95. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования. М.: СПО ОРГРЭС, 1995.

энергия; $Э_{от}$ — электроэнергия, отпущенная с шин электростанции; $Э_э^{с.н}$ — расход электроэнергии на собственные нужды, при выработке электроэнергии,

$$Э_э^{с.н} = Э_т^{с.н} + K_э Э_к^{с.н}, \qquad (3.80а)$$

где $Э_т^{с.н}$ и $Э_к^{с.н}$ — расходы электроэнергии на собственные нужды соответственно турбин и котлов.

Коэффициент $K_э$ определяется по зависимости

$$K_э = \frac{Q_э + Q_т^{с.н} + \Delta Q_э}{Q_э + Q_т^{с.н} + \Delta Q_э + Q_{от} + Q_{от}^{пот}}, \qquad (3.81)$$

где $Q_э$ — количество теплоты, затраченной на производство электроэнергии (см. (3.21)); $Q_{от}$ — суммарная теплота, отпущенная внешним потребителям с водой и паром, в том числе в обвод турбины; $Q_{от}^{пот}$ — технологические потери теплоты при ее отпуске; $Q_т^{с.н}$ — расход теплоты на собственные нужды турбин; $\Delta Q_э$ — увеличение расхода теплоты на производство электроэнергии при условном замещении отпуска теплоты от турбин отпуском ее непосредственно от котлов и выработке всей электроэнергии по конденсационному циклу, т.е. при переходе от комбинированного к раздельному производству при одной и той же электрической мощности,

$$\Delta Q_э = \sum_1^z Q_{т\,j}\,(1 - \xi_{т\,j}), \qquad (3.82)$$

где z — число отборов теплоты от турбоагрегатов внешним потребителя; $Q_{тj}$ — количество теплоты, отпущенное внешним потребителям из данного отбора; $\xi_{тj}$ — коэффициент ценности теплоты пара, отпускаемого из данного отбора,

$$\xi_{т\,j} = \frac{h_{т\,j} + \Delta h_{п.п} - h_к}{h_0 + \Delta h_{ц.п} - h_к}\left(1 + K\,\frac{h_0 + \Delta h_{п.п} - h_{т\,j}}{h_0 + \Delta h_{ц.п} - h_к}\right). \qquad (3.83)$$

Здесь h_0 и $h_{тj}$ — энтальпия пара перед турбиной и в каждом из отборов; $h_к$ — энтальпия пара в конденсаторе при фактической мощности турбоагрегата; K — коэффициент, зависящий от давления пара перед турбиной (при давлении до 3,5 и равном 9,0; 13,0; 24,0 МПа значение K принимается соответственно 0,25; 0,30; 0,40; 0,42; $\Delta h_{п.п}$ — повышение энтальпии пара в промежуточном пароперегревателе котла (разность энтальпий пара перед ЦСД и за ЦВД турбоагрегата).

В числителе первой дроби формулы (3.83) величина $\Delta h_{п.п}$ соответствует отборам, расположенным до промежуточного перегрева, а в числителе второй дроби —

отборам, расположенным за промежуточным пароперегревателем. Для турбин без промежуточного перегрева пара $\Delta h_{\text{п.п}}$ не учитывается.

Числитель (3.81) выражает затраты теплоты на выработку электроэнергии по конденсационному циклу, а знаменатель — суммарные затраты теплоты в раздельном производстве электроэнергии и теплоты. Таким образом, расход топлива, затраченного энергетическими котлами при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты, распределяется между ними пропорционально расходам теплоты при их раздельном производстве на данной ТЭЦ. В результате экономия топлива, полученная при комбинированном производстве, распределяется между электроэнергией и теплотой в равных долях.

Фактические удельные расходы условного топлива на отпущенные электроэнергию $b_{\text{э}}$, г/(кВт · ч), и теплоту $b_{\text{э}}$, кг/ГДж, определяются по формулам:

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{Э_{\text{от}}} \cdot 10^3; \tag{3.84}$$

$$b_{\text{т}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{от}}} \cdot 10^3. \tag{3.85}$$

В этих формулах $B_{\text{э}}$, т, рассчитываются по (3.80); $B_{\text{т}}$ — затраты условного топлива энергетическими котлами на отпущенную теплоту, т,

$$B_{\text{т}} = B - B_{\text{э}}. \tag{3.86}$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную теплоту, кг/ГДж, при учете затрат в ПВК вычисляется как

$$b_{\text{т}} = \frac{B_{\text{т}} + B_{\text{ПВК}}}{Q_{\text{от}} + Q_{\text{от}}^{\text{ПВК}}} \cdot 10^3 = \frac{B_{\text{ТЭЦ}}}{Q_{\text{от}}^{\text{ТЭЦ}}} \cdot 10^3. \tag{3.87}$$

Для планирования затрат топлива на перспективный период, в том числе и удельных расходов топлива, расчеты ведутся по показателям турбин и котлов, определяемым по энергетическим характеристикам оборудования и прогнозам отпуска электроэнергии и теплоты.

В качестве основы для таких расчетов берутся удельные расходы топлива при раздельном производстве электроэнергии и теплоты с введением коэффициентов, учитывающих эффективность комбинированного производства этих видов энергий:

$$b_{\text{э}} = \frac{q_{\text{т}}^{\text{н}} K_{\text{т}} \cdot 10^4}{\eta_{\text{к}}^{\text{н}} \eta_{\text{тр}} \cdot 29{,}3} \frac{1}{K_{\text{к}}} = \frac{b_{\text{э.разд}}}{K_{\text{к}}}; \tag{3.88}$$

$$b_т = \frac{(100 + \alpha_{пот}) \cdot 10^5}{\eta_к^н \eta_{тр} \cdot 29{,}3} \frac{1}{K_к} + \frac{(Э_{тепл} + Э_{пар}) b_э}{Q_{от}} = \frac{b_{т.разд}^{э.к}}{K_к} + \Delta b_{т.экв}, \qquad (3.89)$$

где $q_т^н$ — удельный расход теплоты (нетто) турбоагрегатами на производство электроэнергии, кДж/(кВт · ч); $b_{э.разд}$ и $b_{т.разд}^{э.к}$ — удельные расходы топлива при раздельном производстве; $\eta_к^н$ — КПД котла (нетто), %; $\alpha_{пот}$ — доля технологических потерь теплоты при его отпуске (обычно принимается 1—2 %); 29,3 — низшая теплота сгорания условного топлива, ГДж/т; $Э_{тепл}$ — затраты электроэнергии на теплофикационную установку (сетевые, подпиточные насосы теплосети, конденсатные насосы бойлеров, часть насосов водоподготовительной установки); $Э_{пар}$ — затраты электроэнергии на механизмы подготовки химически очищенной воды, восполняющей невозврат конденсата от потребителей пара; $K_к$ — коэффициент, характеризующий отношение полного расхода топлива энергетическими котлами при раздельном производстве к расходу топлива этими котлами при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты одних и тех же количеств и параметров (этот показатель отражает экономию топлива от теплофикации),

$$K_к = \frac{Q_э + Q_т^{с.н} + \Delta Q_э + Q_{от} + Q_{от}^{пот}}{Q_э + Q_т^{с.н} + Q_{от} + Q_{от}^{пот}}; \qquad (3.90)$$

$K_т$ — коэффициент, характеризующий увеличение расхода теплоты на производство электроэнергии при переходе от комбинированного к раздельному производству,

$$K_т = \frac{Q_э + Q_т^{с.н} + \Delta Q_э}{Q_э + Q_т^{с.н}}. \qquad (3.91)$$

Увеличение расхода теплоты на производство электроэнергии $\Delta Q_э$ определяется по энергетической характеристике турбины $q_т = f(N_э; Q_т)$:

$$\Delta Q_э = \sum_1^z (q_э^0 - q_{э\,j}) N_э, \qquad (3.92)$$

где $q_э^0$ — удельный расход теплоты (брутто) на произведенную электроэнергию при отсутствии отпуска теплоты из отборов; $q_{э\,j}$ — удельный расход теплоты (брутто) на произведенную электроэнергию при данном отборе пара (регуляторы давления в отборах включены); $N_э$ — прогнозируемая электрическая нагрузка.

Удельный расход топлива на выработку теплоты энергетическими котлами без учета затрат $Э_{тепл}$ и $Э_{пар}$ определяется как

$$b_{т.ср}^{э.к} = \frac{(100 + \alpha_{пот}^{э.к})(100 - \alpha_{ПВК} - \alpha_{нас})}{\eta_к^н \eta_{тр} Q_н^р K_к}. \quad (3.93)$$

Здесь $\alpha_{пот}^{э.к}$ — относительные потери, связанные с отпуском теплоты от энергетических котлов, %,

$$\alpha_{пот}^{э.к} = \frac{Q_{от}^{пот.э.к}}{Q_{от}^{ТЭЦ} - Q_{от}^{ПВК} - Q_{нас}^{г.в}} \cdot 10^2; \quad (3.94)$$

$Q_{от}^{ПВК}$, $\alpha_{ПВК}$ — абсолютное и относительное, %, количества теплоты, отпускаемой от пиковых водогрейных котлов,

$$\alpha_{ПВК} = \frac{Q_{от}^{ПВК}}{Q_{от}^{ТЭЦ}} \cdot 10^2; \quad (3.95)$$

$Q_{нас}^{г.в}$, $\alpha_{нас}$ — абсолютное и относительное количества отпускаемой теплоты, за счет нагрева воды в сетевых насосах,

$$Q_{нас}^{г.в} = 3{,}6\, Э_{сет}\, \eta_{нас} \cdot 10^{-2}; \quad (3.96)$$

$$\alpha_{нас} = \frac{Q_{нас}^{г.в}}{Q_{от}^{ТЭЦ}} \cdot 10^2; \quad (3.97)$$

$Э_{сет}$ — расход электроэнергии на сетевые насосы, тыс. кВт · ч; $\eta_{нас}$ — электромеханический КПД сетевых насосов, %.

Для теплоты, отпускаемой от котлов в обвод турбин (при раздельном производстве),

$$b_{э.разд}^{э.к} = b_{т.ср}^{э.к} K_к. \quad (3.98)$$

Рассматриваемый метод (в отличие от «физического») дает возможность дифференцировать средний по ТЭС или блоку удельный расход топлива на отпускаемую теплоту в зависимости от теплоносителя и параметров пара, используемого для теплоснабжения потребителей.

Для каждого j-го источника теплоты

$$b_{т\,j}^{э.к} = b_{т.разд}^{э.к} - \frac{b_{т.разд}^{э.к} - b_{т.ср}^{э.к}}{1 - \xi_{ср\,j}} (1 - \xi_{т\,j}), \quad (3.99)$$

$\xi_{тj}$ — коэффициент ценности теплоты пара каждого из отборов (для свежего пара $\xi_{тj} = 1$, а для теплоты отпускаемой от конденсатора турбины при нормальном вакууме, $\xi_{тj} = 0$); $\xi_{срj}$ — средневзвешенный по всем источникам коэффициент ценности теплоты отборного пара,

$$\xi_{срj} = \sum(Q_{от\,j}\xi_{т\,j})/Q_{от}. \qquad (3.100)$$

В том случае, если от энергетического котла (теплота отпускается со свежим паром (через РОУ), в (3.100) коэффициент ценности теплоты этого потока пара $\xi_т = 1{,}0$.

В общем случае отпуск теплоты с паром осуществляется от РОУ и производственных отборов турбин (непосредственный отпуск пара потребителям), а также от конденсаторов, из регулируемых и нерегулируемых отборов турбин (подогрев сетевой воды, возвращаемого потребителями конденсата и добавки сетевой воды, восполняющей невозврат конденсата). При отпуске теплоты с горячей водой, кроме перечисленных источников, используются пиковые водогрейные котлы. Поэтому удельный расход топлива на отпуск теплоты для каждого вида теплоносителя (пара, горячей воды) и теплоносителя каждого параметра (пара различного давления, горячей воды на отопление, технологические нужды, горячее теплоснабжение) определяется как средневзвешенная величина $b_{тj}^{э.к}$, а эквивалентные удельные расходы, соответствующие израсходованной при этом электроэнергии, составляют:

$$\Delta b'_{т.экв} = Э_{пар} b_э / Q_{от}^{пар}; \qquad (3.101)$$

$$\Delta b''_{т.экв} = Э_{теп} b_э / Q_{от}^{г.в}. \qquad (3.102)$$

Значения удельных расходов, определяемые выражениями (3.101) и (3.102), добавляются к значению $b_{тj}^{э.к}$ для получения полного удельного расхода топлива.

Глава 4
ТЕХНОЛОГИЯ ОТПУСКА ПАРА И ТЕПЛОТЫ ОТ ТЭС

4.1. 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—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 предприятий, 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

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{т.п}} = D_{\text{п}}^{\text{ном}} / D_{\text{п}}^{\text{макс}}. \qquad (4.1)$$

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 °С, а температура воды в кранах горячего водоснабжения должна быть не ниже 50—60 °С в соответствии с требованиями комфортности и не выше 70 °С по нормам техники безопасности.

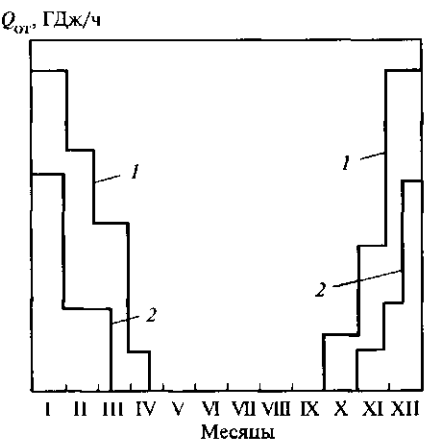


Рис. 4.1. Годовой график расхода теплоты на отопление (по месяцам года):
1, *2* — максимальные и минимальные значения

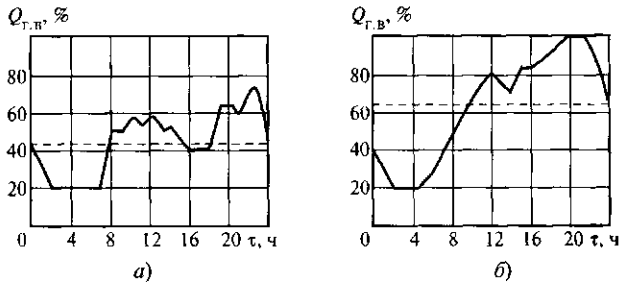


Рис. 4.2. Суточные графики изменения расхода теплоты на горячее водоснабжение:
а — в рабочие дни недели; *б* — по субботам; – – – — среднесуточная нагрузка

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 круглогодовые.

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. 4.1).

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 круглогодовая нагрузка имеет практически постоянный годовой и резкопеременный суточный графики (рис. 4.2). Исключение составляют некоторые отрасли промышленности, связанные главным образом с переработкой сельскохозяйственного сырья, работа которых имеет сезонный характер.

4.2. 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 $Q_{общ}$, 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 $t_в^р$ = +18 °С, для школ, детских садов, поликлиник и больниц — $t_в^р$ = +20 °С, для общественных зданий — $t_в^р$ = +16 °С. 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:

$$Q_{т.п} = Q_{от} + Q_{вн}, \tag{4.2}$$

где $Q_{т.п}$ — 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 $Q_{вн} \approx 0$, 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:

$$Q_{от} = \chi_о V(t_в - t_н), \tag{4.3}$$

где $\chi_о$ — 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^3 объема здания; V — объем здания.

Для производственных зданий $\chi_о$ = 0,5÷0,85 Вт/(м^3 · К); для жилых зданий $\chi_о$ подсчитывается по эмпирической формуле

$$\chi_о = a/V^{1/6}, \tag{4.4}$$

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 $t_{н.от}^р$ 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 $t_{н.от}^р$ = –26 °С, для Екатеринбурга $t_{н.от}^р$ = –31 °С, а для Томска $t_{н.от}^р$ = –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

$$Q_{в} = q_{в}V(t_{в} - t_{н}), \tag{4.5}$$

где $q_{в}$ — удельный расход теплоты на вентиляцию, кВт/(м^3 · К), рассчитываемый по выражению

$$q_{в} = mc_{\upsilon}V_{п}/V. \tag{4.6}$$

Здесь m — кратность обмена воздуха в помещении, устанавливаемая в соответствии с санитарно-гигиеническими нормами; c_{υ} = 1,20 кДж/(м^3 · °С) — объемная теплоемкость воздуха; $V_{п}$ — объем вентилируемого помещения, м^3.

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 $t^{р}_{н.вен}$ = –15 °С). По принятым в нашей стране строительным нормам и правилам $t^{р}_{н.вен}$ определяется как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15 % продолжительности отопительного сезона, в самые холодные годы. С учетом изложенного для температур наружного воздуха ниже $t^{р}_{н.вен}$ 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

$$Q_{г.в} = anc_{p}(t_{г} - t_{х}), \tag{4.7}$$

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); $t_{х}$ — температура холодной воды, °С; $t_{г}$ — температура горячей воды, °С; в соответствии с нормами $50 \le t_{г} \le 70$ °С; расчетная температура $t^{р}_{г}$ = 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

$$Q_{пр} = Q_0 + qП, \tag{4.8}$$

где Q_0 — расход теплоты, не зависящий от количества выпускаемой продукции, кДж/с; q — удельный расход теплоты на единицу продукции, кДж/(с · шт.); $П$ — количество выпускаемой продукции, шт.

Таким образом, общая тепловая нагрузка некоторого района

$$Q_{общ} = Q_{от} + Q_{т.в} + Q_{в} + Q_{пр}. \tag{4.9}$$

Очевидно, что мощность источника теплоты $Q_{и.т}$, который будет обеспечивать рассчитанную нагрузку, должна быть больше $Q_{общ}$ на значение потерь $Q_{пот}$, возникающих при транспортировке теплоты к потребителю, т.е.

$$Q_{и.т} = Q_{общ} + Q_{пот}. \tag{4.10}$$

Обычно $Q_{пот}$ составляет 3—5 % максимальной суммарной тепловой нагрузки.

4.3. График продолжительности отопительной тепловой нагрузки

На рис. 4.3 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 $Q_{и.т}$. Как видно, преобладающей является отопительная нагрузка (кривая *1*). Максимальный расход теплоты на отопление соответствует расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t^{р}_{н.от}$. Максимальный расход теплоты на вентиляцию соответствует расчетной температуре наружного воздуха для вентиляции $t^{р}_{н.вен}$ и является расчетной нагрузкой на вентиляцию.

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 *а*, *б* и *в*. Точка излома *а* соответствует моменту включения

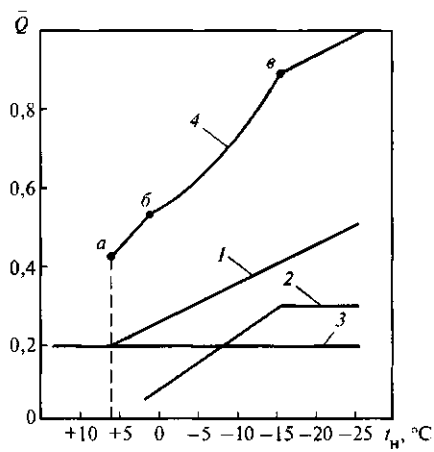


Рис. 4.3. Зависимость относительного расхода теплоты от температуры наружного воздуха:

1 — на отопление; *2* — на вентиляцию; *3* — на горячее водоснабжение; *4* — суммарный



Рис. 4.4. 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

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 источника 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. 4.4. Построение ведется в трех квадрантах. В левом верхнем квадранте построен график зависимости тепловой нагрузки от температуры наружного воздуха. В правом нижнем квадранте приведена кривая длительности 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 *1*) 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 $Q_{общ} = Q_{от} + Q_{г.в} + Q_{в}$ в течение отопительного периода $\tau_{от}$. По окончании отопительного сезона основным видом теплового потребления остаются технологическая нагрузка и горячее водоснабжение, которые не являются функцией наружной температуры (при построении графиков рис. 4.4 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 круглогодовые 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.

4.4. 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. 4.5, *а*);

непосредственно из выхлопа турбин типа Р (рис. 4.5, *б*);

через пароперобразовательные установки, подключенные к выхлопу турбин (рис. 4.6) или к регулируемым отборам (см. рис. 4.8).

Количество пара, отпускаемого от ТЭЦ, колеблется в очень широких пределах: от нескольких десятков до 1000—1500 т. Конденсат отпущенного 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. 4.5).

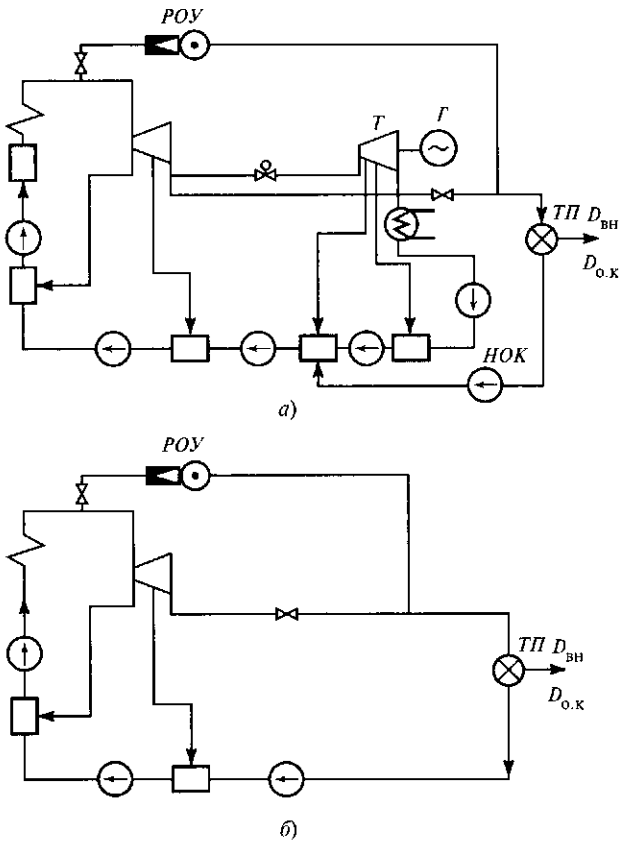


Рис. 4.5. Принципиальные схемы отпуска теплоты потребителям:

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

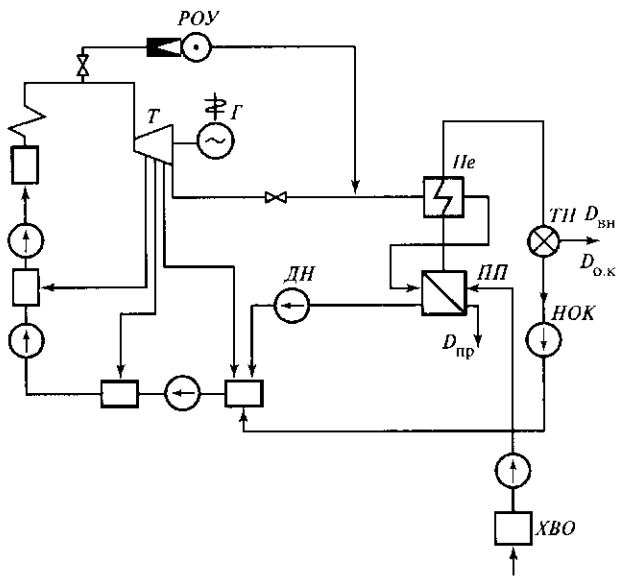


Рис. 4.6. Принципиальная схема отпуска пара через паропреобразовательную установку, подключенную к выхлопу турбины:

ПП — паропреобразователь; *Пе* — перегреватель вторичного пара; *ДН* — дренажный насос греющего пара; *ХВО* — химводоочистка; остальные обозначения те же, что на рис. 4.5

При отпуске пара от турбоустановки ($D_т^0$) 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 энтальпию $h_{д.в}$).

Теплота, отпущенная внешнему потребителю от турбоустановки, определяется по выражению

$$Q_т^0 = D_т^0 h_т^0 - D_{о.к} h_{о.к} - D_{вн} h_{д.в}^0, \qquad (4.11)$$

где индексом «0» обозначены показатели пара и конденсата, поступающих к потребителю.

Так как $D_т^0 = D_{о.к} + D_{вн}$, то

$$Q_т^0 = D_{о.к}(h_т^0 - h_{о.к}) + D_{вн}(h_т^0 - h_{д.в}^0).$$

Выразив $D_{о.к}$ и $D_{вн}$ в долях $D_т^0$: $D_{о.к} = \alpha_{о.к} D_т^0$ и $D_{вн} = (1 - \alpha_{о.к}) D_т^0$, получим

$$Q_т^0 = [h_т^0 - \alpha_{о.к} h_{о.к} - (1 - \alpha_{о.к}) h_{д.в}^0] D_т^0. \qquad (4.12)$$

С учетом потерь на ТЭЦ расход теплоты на внешнее потребление составляет

$$Q_т = D_т h_т - D_{о.к} h_{о.к} - D_{вн} h_{д.в}^0, \qquad (4.13)$$

или

$$Q_т = D_т [h_т - \alpha_{о.к} h_{о.к} - (1 - \alpha_{о.к}) h_{д.в}^0], \qquad (4.14)$$

где $D_т$ — расход пара из отбора (или выхлопа) турбины, кг/с; $h_т$ — энтальпия пара в отборе (или выхлопе) турбины, кДж/кг.

Коэффициент полезного действия установки при отпуске теплоты $\eta_т = Q_т^0 / Q_т$.

В рассматриваемой схеме (см. рис. 4.5) $D_т \approx D_т^0$, $h_т \approx h_т^0$, $Q_т = Q_{ту}^т \approx Q_т^0$, $\eta_т \approx 1$.

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 возмещением потерь пара и конденсата дистиллятом из многоступенчатой испарительной установки представлена на рис. 4.7. В указанной схеме основной поток отбираемого пара направляется непосредственно потребителю. На испарительную установку отводится необходимое количество пара $D_и$ из того же (регулируемого) отбора.

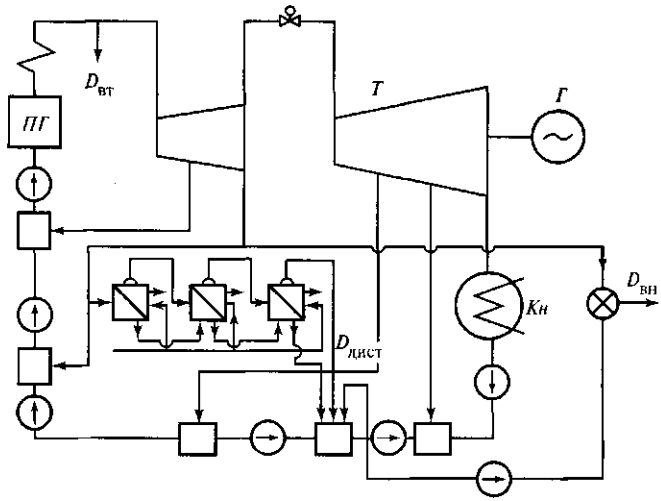


Рис. 4.7. Принципиальная схема отпуска пара из отбора турбины с восполнением потерь дистиллятом испарительной установки:

ПГ — парогенератор; *Кн* — конденсатор; остальные обозначения те же, что на рис. 4.6

В данном случае испарительную установку целесообразно использовать также для подготовки дополнительного количества дистиллята и покрытия внутренних потерь пара и конденсата ($D_{вт}$). При этом общая производительность испарительной установки составляет

$$D_{дист} = D_{вн} + D_{вт} = D_{пот}, \qquad (4.15)$$

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:

$$D_0 = D_т + D_и + \Sigma D_{рг} + D_к,$$

где D_0 — расход пара на турбину; $D_т$ и $D_и$ — расходы пара из регулируемого отбора внешнему потребителю и на испарительную установку; $\Sigma D_{рг}$ — 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. 4.6) или к регулируемому отбору турбины (рис. 4.8). В этом случае конденсат греющего пара из отбора турбины сохраняется на ТЭЦ и является основной составной частью питательной воды парогенераторов (рис. 4.8). 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 $D_{\text{о.к}}$, пригоден для питания парогенераторов ТЭЦ, то производительность паропреобразователя (по вторичному пару) $D_{\text{пп}}$ будет определяться как сумма внешних потерь вторичного пара $D_{\text{вн}} = D_{\text{т.п}} - D_{\text{о.к}}$ и внутренних потерь $D_{\text{вт}}$:

$$D_{\text{пп}} = D_{\text{вн}} + D_{\text{вт}} = D_{\text{т.п}} - D_{\text{о.к}} + D_{\text{вт}}. \qquad (4.16)$$

Недостающее для внешнего потребителя количество пара под давлением $p_{\text{т.п}}$, равно количеству возвращенного конденсата $D_{\text{о.к}}$, можно отпускать непосредст-

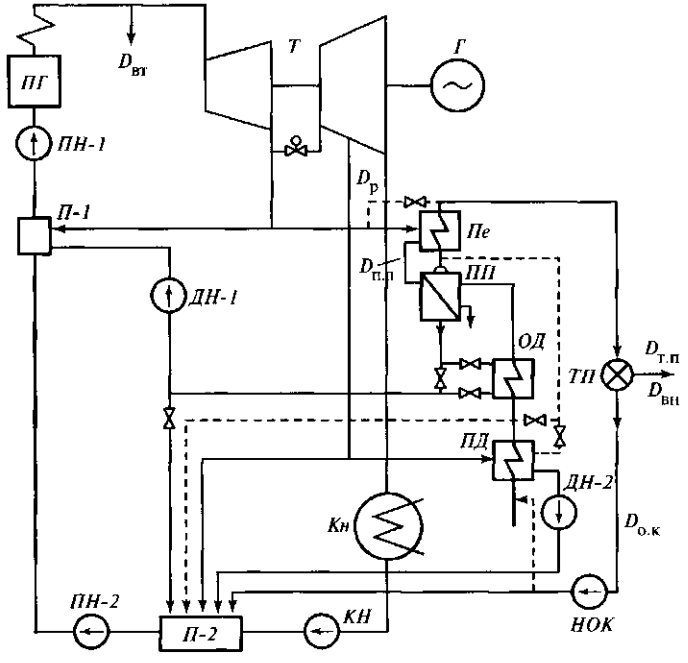


Рис. 4.8. Схема отпуска пара потребителю через паропреобразовательную установку, подключенную к отбору турбины:

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. 4.6

венно из отбора турбины в обвод паропреобразователя через редукционную установку с пропускной способностью $D_р = D_{о.к}$ (см. рис. 4.8). Благодаря этому сокращаются размеры (число параллельно включаемых корпусов) паропреобразователей и вспомогательного оборудования. Если, например, $D_{о.к} = 0{,}5D_{т.п}$, 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 редукционную установку) и в количестве $D_{вн} = D_{т.п} - D_{о.к}$ из отбора турбины через паропреобразователь.

Общая производительность паропреобразовательной установки $D_{пп}$ [см. (4.16)] в данном случае совпадает с производительностью многоступенчатой испарительной установки с отпуском пара потребителю из отбора турбины [см. (4.15)].

На рис. 4.8 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:

$$D_п(h_п - h'_п)\eta_п = D_{пп}(h''_{пп} - h^в_{пп}) + D^{пр}_{пп}(h'_{пп} - h^в_{пп}); \qquad (4.17)$$

здесь $D_п$, $D_{пп}$, $D^{пр}_{пп}$ — расход соответственно первичного пара, вторичного пара и продувочной воды, кг/с; $h_п$ и $h''_{пп}$ — 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 $h^0_ц$, определяемого небольшим остаточным перегревом на 20—25 °С;

$h'_{п}$ и $h'_{пп}$ — энтальпии конденсата греющего пара и испаряемой воды, кДж/кг; $h^{в}_{пп}$ — энтальпия воды на входе в паропреобразователь, кДж/кг. Значение $D_{пп}$ обычно равно сумме $D_{вн} + D_{вт}$.

Давление вторичного пара $p_{т.п}$ определяется требованиями потребителя, давление первичного (греющего) пара — условиями теплопередачи в паропреобразователе и значением температурного напора

$$\Delta t_{пп} = t^{н}_{п} - t^{н}_{пп},$$

где $t^{н}_{п}$ и $t^{н}_{пп}$ — температуры насыщения греющего и вторичного пара.

Обычно $\Delta t_{пп} = 12 \div 15$ °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

$$\Delta N_{э} = D_{п}(h_{отб} - h_{п})\eta_{м}\eta_{г}. \qquad (4.18)$$

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 $D_{т}$ в данной схеме (см. рис. 4.8) равно сумме расхода пара на паропреобразователь $D_{п}$ и расхода пара в обвод паропреобразователя $D_{р} = D_{о.к}$, т.е. $D_{т} = D_{п} + D_{о.к}$.

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 $D_{пп} = D_{т.п} - D_{о.к} = D_{вн}$, а если $D_{о.к} = 0$, то $D_{пп} = D_{т.п}$. Применение двух последних схем (см. рис. 4.6 и 4.8), как правило, менее целесообразно, чем первой (см. рис. 4.7) 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 высокоминерализованной 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.

4.5. 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

$$Q_{от} = G_{с.в}(h_{п.с} - h_{о.с}), \qquad (4.19)$$

где $G_{с.в}$ — расход сетевой воды, 10^3 т/ч; $h_{о.с}$ и $h_{п.с}$ — 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. (4.19)]. 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 °С. При подаче потребителям воды температуру ее снижают до приемлемого в радиаторах потребителей уровня (около 90 °С) обычно подмешиванием к ней охлажденной обратной воды с температурой не выше 70 °С.

Для бытовых нужд населения отпускают теплоту с горячей водой, имеющей температуру около 60—65 °С. При этом возможны две системы горячего водоснабжения (снабжения бытовых потребителей горячей водой): *закрытая* с поверхностными теплообменниками (рис. 4.9, *а*, *б*) и *открытая* (с непосредственным водоразбором) (рис. 4.9, *в*).

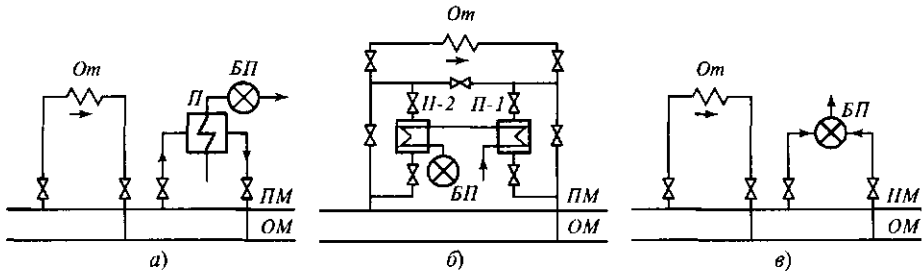


Рис. 4.9. Системы горячего водоснабжения бытовых потребителей:

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. 4.9, *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. 4.9, *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. 4.9, *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 (4.19) следует, что

$$Q_{от} = G_{с.в} c_{с.в} (t_{п.с} - t_{о.с}) = \alpha_{от}^{3} V (t_{пом} - t_{н}), \qquad (4.19а)$$

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. 4.10).

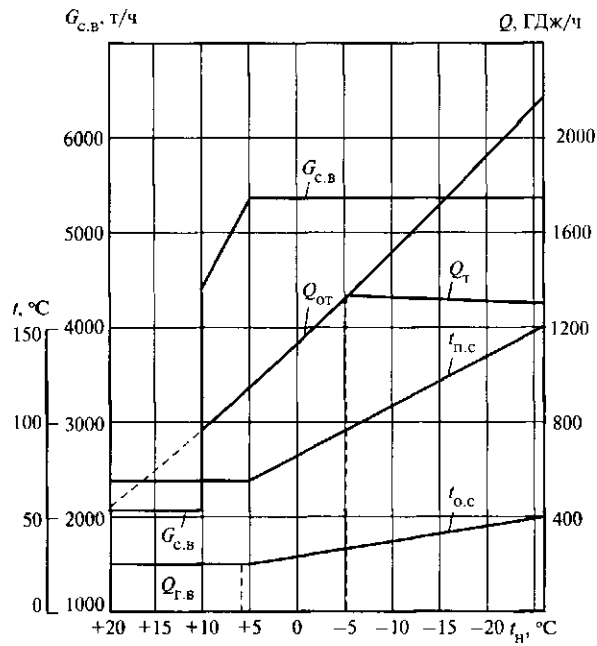


Рис. 4.10. Зависимости температур воды $t_{п.с}$ и $t_{о.с}$, расходов теплоты Q и сетевой воды $G_{с.в}$ от температуры наружного воздуха $t_{н}$

Таблица 4.1

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 $t_{п.с}$, °С, при $\alpha_{г.в}$		Температура сетевой воды в обратной магистрали $t_{о.с}$, °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	—	—
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	—	—

Примечание. $\alpha_{от}$ — доля отопительной нагрузки от максимальной при $t_{н}^{н.р} = -26$ °С.

При отключении отопления температура воды в подающей магистрали составляет примерно 70 °С и сохраняется постоянной при всех $t_{н}$.

В табл. 4.1 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 $t_{н} = 8 \div 10$ °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 всего 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, бульшая 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.

4.6. 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 $Q_{т}^{макс}$ к полному ее отпуску от ТЭЦ $Q_{от}^{макс}$, т.е. коэффициентом теплофикации

$$\alpha_{ТЭЦ} = Q_{т}^{макс} / Q_{от}^{макс}, \qquad (4.20)$$

где $Q_{от}^{макс} = Q_{т}^{макс} + Q_{ПВК}$.

Оптимальное значение $\alpha_{ТЭЦ}$ определяется на основании технико-экономических расчетов. Чем выше $\alpha_{ТЭЦ}$, 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 $\alpha_{ТЭЦ}$ тем выше, чем дороже используемое на ТЭЦ топливо и технически совершеннее теплофикационные турбоагрегаты. Для крупных городов оптимальное значение коэффициента теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$ = = 0,5÷0,55 при использовании теплофикационных турбин Т-100-130 (Т-110-130) и $\alpha_{ТЭЦ}$ = 0,60÷0,65 при применении турбин Т-250-240.

Годовое число часов максимального отпуска теплоты из отборов или выхлопа турбины $\tau_г^{макс}$ возрастает при уменьшении коэффициента теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$, а также при увеличении доли бытового потребления теплоты (горячего водоснабжения $\alpha_{г.в}$), что видно из табл. 4.2, в которой принято $\tau_г^{макс}$ = 2700 ч/год при $\alpha_{г.в}$ = 0 и $\alpha_{ТЭЦ}$ = 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 регулирующую 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 4.2

Ориентировочные значения $\tau_г^{макс}$, 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. 4.10) 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 $\alpha_{ТЭЦ} = 0{,}5 \div 0{,}65$ 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, устанавливающегося в нижнем теплофикационном отборе пара.

Теплофикационный режим (или режим работы по «тепловому» графику) характеризуется минимальным (вентиляционным) расходом пара через регулирующую 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 одновременно открываются (при увеличении электрической нагрузки) или прикрываются (при ее уменьшении) клапаны свежего пара и окна в поворотных диафрагмах регулируемых отборов. Связанное регулирование сокращает продолжительность переходных процессов, обусловливаемых изменением энергетической нагрузки турбоагрегата.

4.7. Схемы включения сетевых подогревателей

Современные турбоустановки ТЭЦ России имеют двухступенчатые сетевые подогревательные установки, к которым подается пар из верхнего и нижнего теплофикационных отборов турбины. Вода из обратной линии тепловой сети поступает на ТЭЦ с давлением обычно до 0,4 МПа. При наличии в конденсаторах турбины теплофикационных пучков она предварительно нагревается в них и затем сетевым насосом первого подъема прокачивается через сетевые подогреватели.

После сетевых подогревателей насосами второго подъема вода подается при низких температурах наружного воздуха через пиковые водогрейные котлы, а при повышенных температурах, минуя их, в тепловую сеть (рис. 4.11). 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

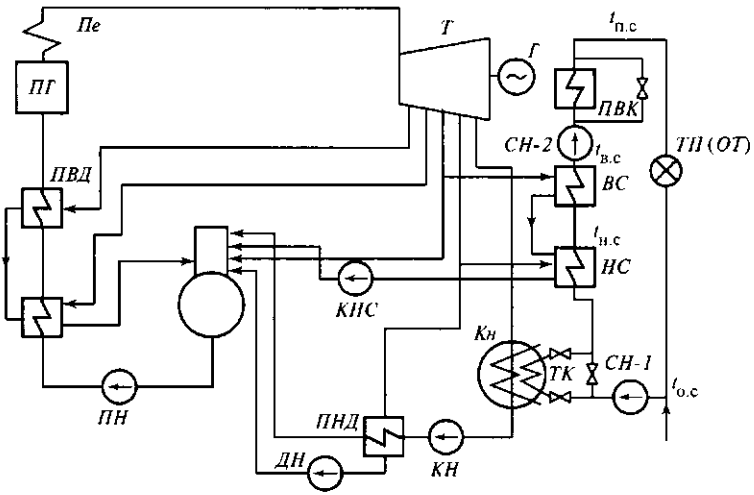


Рис. 4.11. Принципиальная схема включения сетевой подогревательной установки:

$t_{в.с}$, $t_{н.с}$ — температуры сетевой воды на выходе из подогревателей верхней и нижней ступеней; *НС* и *ВС* — нижняя и верхняя ступени; *ПВК* — пиковый водогрейный котел; *ТК* — теплофикационный пучок конденсатора; *СН-1*, *СН-2* — сетевые насосы; *КНС* — конденсатный насос сетевых подогревателей; *ПНД*, *ПВД* — подогреватели низкого и высокого давлений; остальные обозначения те же, что на рис. 4.8

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

$$Q_{в} = D_{в}(h_{в} - h'_{в})\eta_{в} = G_{с.в}(h_{в.с} - h_{н.с}); \qquad (4.21)$$

для нижней ступени:

а) при параллельном отводе дренажей из подогревателей

$$Q_{н} = D_{н}(h_{н} - h'_{н})\eta_{н} = G_{с.в}(h_{н.с} - h_{о.с}); \qquad (4.22)$$

б) при последовательном (каскадном) отводе дренажей из подогревателей (см. рис. 4.11)

$$Q_{н} = [D_{н}(h_{н} - h'_{н}) + D_{в}(h'_{в} - h'_{н})]\eta_{н} = G_{с.в}(h_{н.с} - h_{о.с}). \qquad (4.23)$$

В формулах (4.21)—(4.23) приняты следующие обозначения: $Q_{в}$ и $Q_{н}$ — тепловые нагрузки подогревателей верхней и нижней ступеней, ГДж/ч; $D_{в}$ и $D_{н}$ — расходы пара подогревателей верхней и нижней ступеней, 10^3 т/ч; $G_{с.в}$ — расход сетевой воды, 10^3 т/ч; $h_{в}$ и $h_{н}$ — энтальпии греющего пара подогревателей верхней и нижней ступеней; $h'_{в}$ и $h'_{н}$ — энтальпии конденсата греющего пара подогревателей верхней и нижней ступеней, кДж/кг; $h_{в.с}$, $h_{н.с}$ и $h_{о.с}$ — 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,

$$\eta_{в} \approx \eta_{н} \approx 0{,}98 \div 0{,}99.$$

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.

$$Q_{в} + Q_{н} = Q_{т} = \alpha_{ТЭЦ}Q_{от}.$$

Из уравнений (4.21) и (4.22) или (4.23) 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. 4.10). Зная сумму $Q_{в}$ и $Q_{н}$ и их отношение, находят значения этих вели-

чин. Определяя значения недогрева воды в ступенях подогрева до температуры насыщения t' отборного пара в виде

$$\vartheta_{в.с} = t'_в - t_{в.с}; \quad \vartheta_{н.с} = t'_н - t_{н.с},$$

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 (4.21), (4.22) или (4.23) находят расходы пара $D_в$ и $D_н$ и сетевой воды $G_{с.в}$; последняя величина определяется, кроме того, из (4.19) по известным величинам $Q_{от}$, $h_{п.с}$ и $h_{о.с}$.

Конечный подогрев сетевой воды при низких температурах наружного воздуха осуществляют в пиковых водогрейных котлах, тепловая нагрузка которых, кДж/ч, имеет вид

$$Q_{ПВК} = Q_{от} - Q_т = (1 - \alpha_{ТЭЦ})Q_{от} = G_{с.в}(h_{п.с} - h_{в.с}). \qquad (4.24)$$

В случае использования теплофикационного пучка в конденсаторе турбины теплота сетевой воды в нем, ГДж/ч,

$$Q_{тф} = D_к(h_к - h'_к)\eta_{тф} = G_{с.в}(h_{тф} - h_{о.с}); \qquad (4.25)$$

здесь $D_к$ — расход пара в конденсатор турбины, 10^3 т/ч; $h_к$ и $h'_к$ — энтальпии пара и конденсата в конденсаторе, кДж/кг; $h_{тф} = h'_к - \upsilon_{тф}c_p$ — энтальпия подогретой воды после пучка, кДж/кг; $\upsilon_{тф}$ — недогрев воды в теплофикационном пучке, °С; $\eta_{тф} \approx 1$ — КПД пучка.

При работе теплофикационного пучка в (4.21), (4.22) или (4.23) вместо энтальпии воды в обратной линии $h_{о.с}$ принимается энтальпия воды после теплофикационного пучка $h_{тф}$, кДж/кг. Возможный подогрев воды в пучке определяется значениями $h'_к$ и $\upsilon_{тф}$, а также давлением пара в конденсаторе турбины, площадью поверхности нагрева пучка, температурой и расходом сетевой воды.

4.8. 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. 4.12 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.

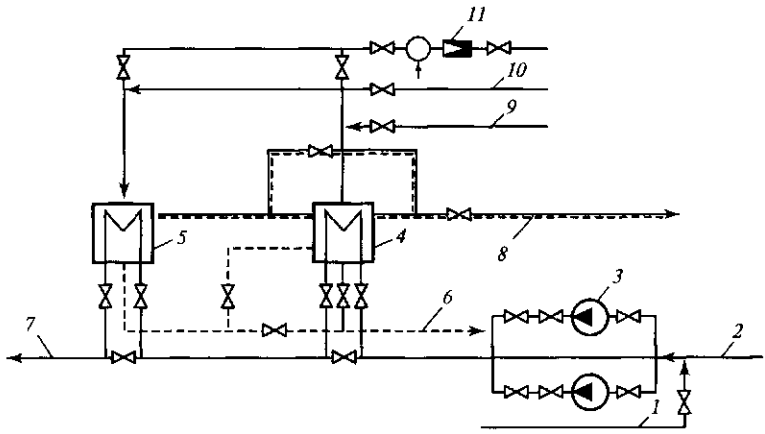


Рис. 4.12. Сетевая установка конденсационного блока с турбиной К-200-130:

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

Конденсат греющего пара из сетевых подогревателей отводится в систему регенеративного подогрева основного конденсата турбины. Неконденсирующиеся 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.

Глава 5

ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА НА ТЭС И СПОСОБЫ ИХ ВОСПОЛНЕНИЯ

5.1. Материальный баланс рабочего тела в тепловой 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 $D_{вт}$, потери с продувочной водой барабанов котлов, внешние $D_{вн}$ и технологические $D_{техн}$. 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 продувочной воды устанавливают расширители продувки. Применение находят схемы с одной и двумя ступенями

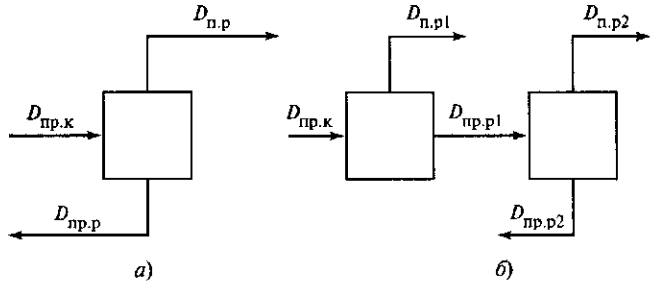


Рис. 5.1. Схемы включения расширителей непрерывной продувки котла:
а — одноступенчатая; *б* — двухступенчатая

расширения (рис. 5.1). При одноступенчатой схеме (рис. 5.1, *а*) уравнение теплового баланса расширителя имеет вид

$$D_{пр.к}h_{пр.к} = D_{п.р}h_{п.р} + D_{пр.р}h_{пр.р}, \tag{5.1}$$

а уравнение материального баланса можно записать как

$$D_{пр.к} = D_{п.р} + D_{пр.р}; \tag{5.2}$$

здесь индексы означают: «пр.к» — продувка котла; «п.р» — пар расширителя; «пр.р» — продувка расширителя.

Из (5.1) и (5.2) следует, что

$$D_{пр.р} = \frac{h_{п.р} - h_{пр.к}}{h_{п.р} - h_{пр.р}} D_{пр.к} = \beta_{пр.р} D_{пр.к}. \tag{5.3}$$

Аналогично записывается уравнение, определяющее продувку расширителя при двухступенчатой схеме расширения продувки котла (рис. 5.1, *б*). Расход продувочной воды расширителя второй ступени при этом определяется по зависимости

$$D_{пр.р2} = \frac{h_{п.р2} - h_{пр.р1}}{h_{п.р2} - h_{пр.р2}} D_{пр.р1} = \beta_{пр.р1}\beta_{пр.р2} D_{пр.к}, \tag{5.4}$$

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 восполнении 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 станционный 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 проду-

вочной воды и увеличивают тепловую экономичность установки за счет того, что бульшая 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 недовыработкой мощности турбиной из-за необходимости подачи на ППУ пара более высокого потенциала, чем требуется для технологических целей. Эту недовыработку 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. 5.2.

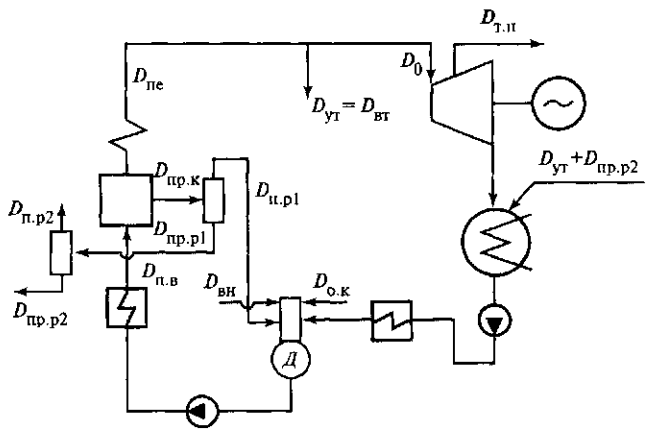


Рис. 5.2. Схема основных потоков пара и конденсата с учетом потерь и восполнения рабочего тела: *Д* — деаэратор

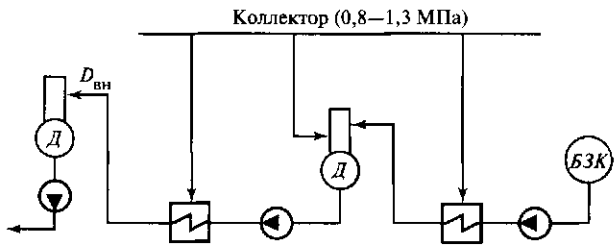


Рис. 5.3. Схема подогрева и предварительной деаэрации добавочной воды, идущей на восполнение внешних потерь:
Д — деаэратор; *БЗК* — бак запаса конденсата

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. 5.3.

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 станционного 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

$$D_{\text{пе}} = D_0 + D_{\text{вт}}; \tag{5.5}$$

расход питательной воды для барабанных котлов имеет вид

$$D_{\text{п.в}}^{\text{б.к}} = D_0 + D_{\text{вт}} + D_{\text{пр.к}}; \tag{5.6}$$

расход питательной воды для прямоточных котлов рассчитывается так:

$$D_{\text{п.в}}^{\text{пр.к}} = D_{\text{пе}} = D_0 + D_{\text{вт}}. \tag{5.7}$$

В то же время расход питательной воды на ТЭС, оборудованной барабанными котлами, можно определить из соотношения

$$D_{\text{п.в}}^{\text{ТЭС}} = \Sigma D_{\text{к}} + D_{\text{вт}} + D_{\text{пр.р2}} + D_{\text{вн}} + D_{\text{п.р1}} + D_{\text{о.к}}, \tag{5.8}$$

где $\Sigma D_{\text{к}}$ — расход конденсата, поступившего в конденсатор, деаэратор и теплообменники основного конденсата и питательной воды турбоустановки, в том числе конденсата второго расширителя продувки котла.

Расход питательной воды на ТЭС с прямоточными котлами без внешних потерь

$$D_{\text{п.в}}^{\text{ТЭС}} = \Sigma D_{\text{к}} + D_{\text{вт}} = D_{\text{вт}} + D_0. \tag{5.9}$$

5.2. 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 ($SO_4^{2-} + Cl^- + NO_3^- + NO_2^-$) 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 импортных 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. 5.4 изображена принципиальная технологическая схема химического обессоливания воды. Обессоливание воды по этой схеме предусматривает предварительную обработку исходной воды в осветлителях известью, коагулянтом и флокулянтом, 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

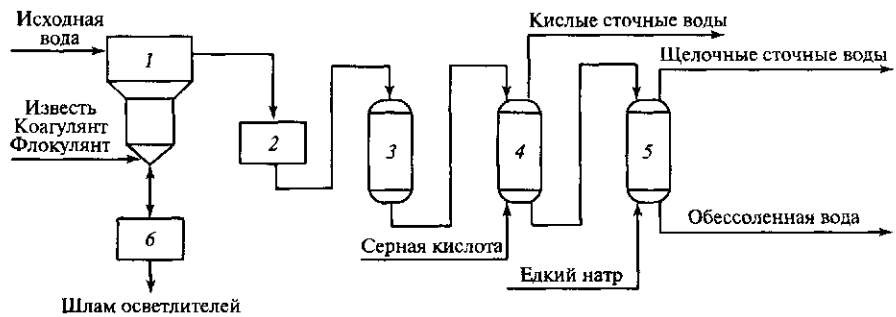


Рис. 5.4. Принципиальная технологическая схема химического обессоливания воды:

1 — осветлитель; *2* — бак осветленной воды; *3* — механический фильтр, *4* — противоточный Н-фильтр; *5* — противоточный ОН-фильтр; *6* — шламоуплотнительная станция

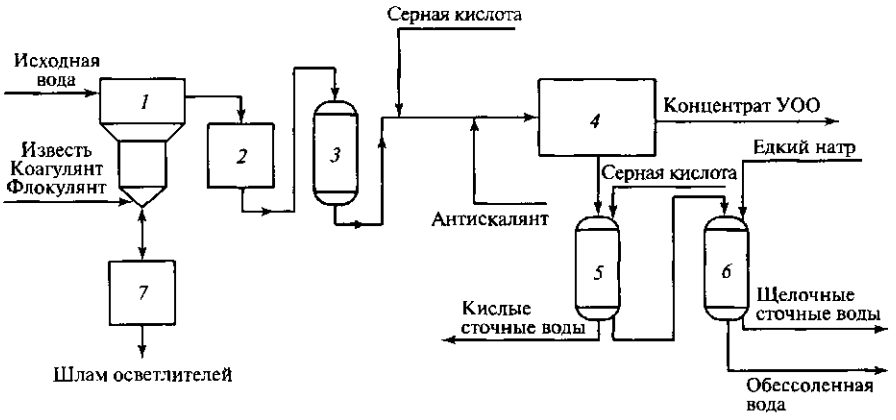


Рис. 5.5. Принципиальная технологическая схема комбинированного обессоливания воды:
4 — установка обратного осмоса; *5* — Н-фильтр второй ступени; *6* — ОН-фильтр второй ступени; *7* — шламоуплотнительная станция; остальные обозначения те же, что на рис. 5.4

серной кислоты и едким натром. Для приготовления регенерационных растворов и отмывки ионитов от продуктов регенерации используется обессоленная вода.

Обессоливание воды по комбинированной схеме представлено на рис. 5.5. Технологическая схема установки предусматривает предварительную обработку исходной воды в осветлителях известью, коагулянтом и флокулянтом, 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. 5.6 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.

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.

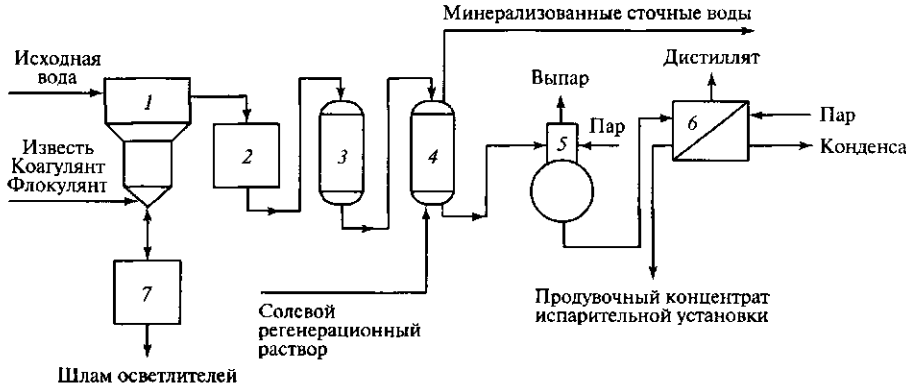


Рис. 5.6. Принципиальная технологическая схема термического обессоливания воды:
4 — Na-фильтр; *5* — деаэратор; *6* — испарительная установка; остальные обозначения те же, что на рис. 5.5

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. 5.7 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.

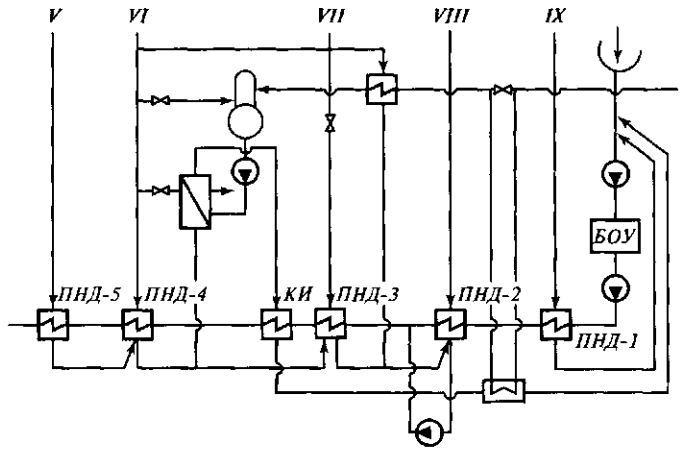


Рис. 5.7. Схема включения БИУ в систему подогрева основного конденсата турбины К-300-240:
V—IX — номера отборов; *БОУ* — блочная обессоливающая установка

Количество теплоты, передаваемой от греющего пара в испарителе, можно определить в виде

$$Q_{\text{и}} = D_{\text{вт}}(h''_{\text{вт}} - h_{\text{п.в}}) + D_{\text{пр}}(h'_{\text{вт}} - h_{\text{п.в}}), \qquad (5.10)$$

где $D_{\text{вт}}$ — количество вторичного пара испарителя, кг/с; $D_{\text{пр}}$ — количество продувочной воды испарителя, кг/с; $h''_{\text{вт}}$, $h'_{\text{вт}}$ и $h_{\text{п.в}}$ — 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.

$$Q_{\text{к.и}} = G_{\text{о.к}}(h_{\text{к.и2}} - h_{\text{к.и1}}), \qquad (5.11)$$

где $G_{\text{о.к}}$ — расход основного конденсата, проходящего через конденсатор испарителя, кг/с.

Количество теплоты, определяемое по (5.10), может быть также найдено из уравнения теплопередачи для испарителя:

$$Q_{\text{и}} = k_{\text{и}}\Delta t_{\text{и}}F_{\text{и}}, \qquad (5.12)$$

где $k_{\text{и}}$ — коэффициент теплопередачи в испарителе, кВт/(м^2 · К); $\Delta t_{\text{и}}$ — температурный напор в испарителе, °С; $F_{\text{и}}$ — площадь поверхности греющей секции испарителя, м^2.

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 (5.11), может быть рассчитано из уравнения теплопередачи для конденсатора испарителя (КИ):

$$Q_{к.и} = k_{к.и}\Delta t_{к.и}F_{к.и}. \qquad (5.13)$$

Значение температурного напора в КИ определяется как среднелогарифмическое.

Производительность испарительной установки по дистилляту можно вычислить из соотношения

$$D_{и.у} = Q_{к.и}/r_{к.и}, \qquad (5.14)$$

где $r_{к.и}$ — 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. 5.8 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. 5.9 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

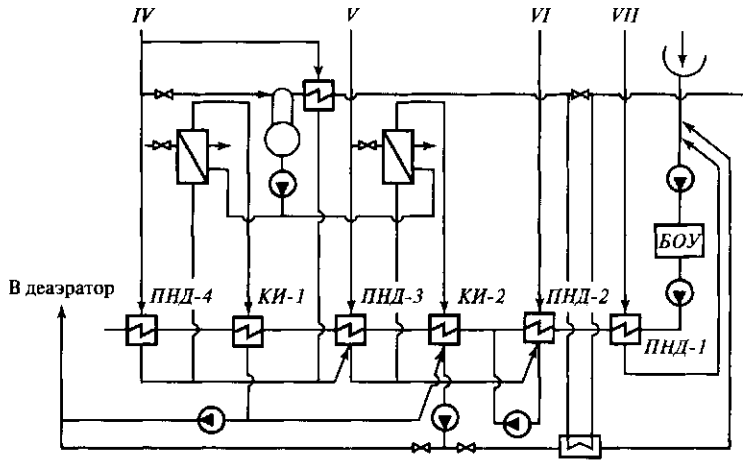


Рис. 5.8. Схема включения БИУ в систему подогрева основного конденсата турбины К-200-130 Сургутской ГРЭС-1:

обозначения те же, что на рис. 5.7

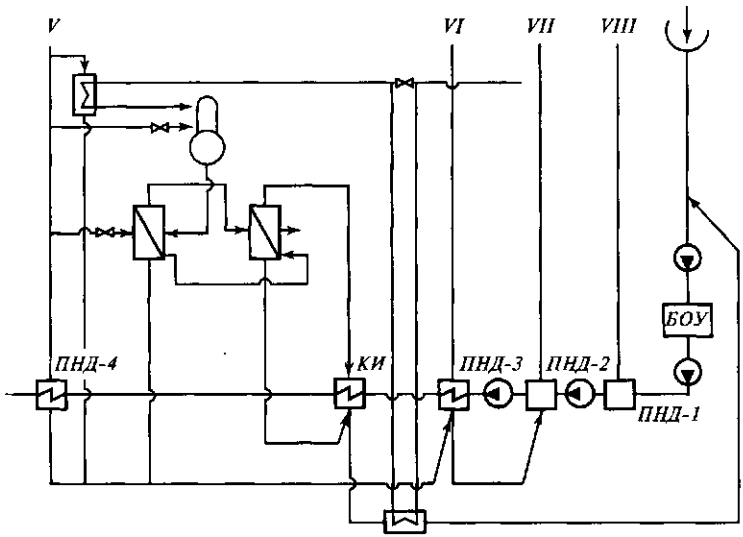


Рис. 5.9. Схема включения БИУ в систему подогрева основного конденсата турбины К-800-240 Сургутской ГРЭС-2:

обозначения те же, что на рис. 5.7

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.

Включаемые в систему подогрева основного конденсата турбин БИУ длительное время эксплуатируются на многих электростанциях России (Сургутской, Новочеркасской, 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. 5.10. При включении испа-

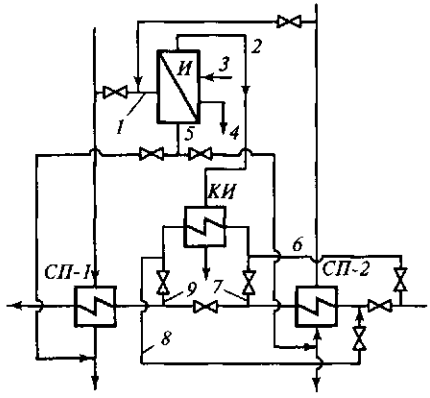


Рис. 5.10. Схема включения испарительной установки в систему подогрева сетевой воды теплофикационной турбины:

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

рительной 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, систем оборотного охлаждения конденсаторов (СОО), замасленные и замазученные сточные воды, промливневые воды с территории ТЭС и др.

На рис. 5.11 представлена принципиальная схема шестиступенчатой испарительной установки при параллельном питании водой испарителей. Греющий пар на МИУ поступает из станционного 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.

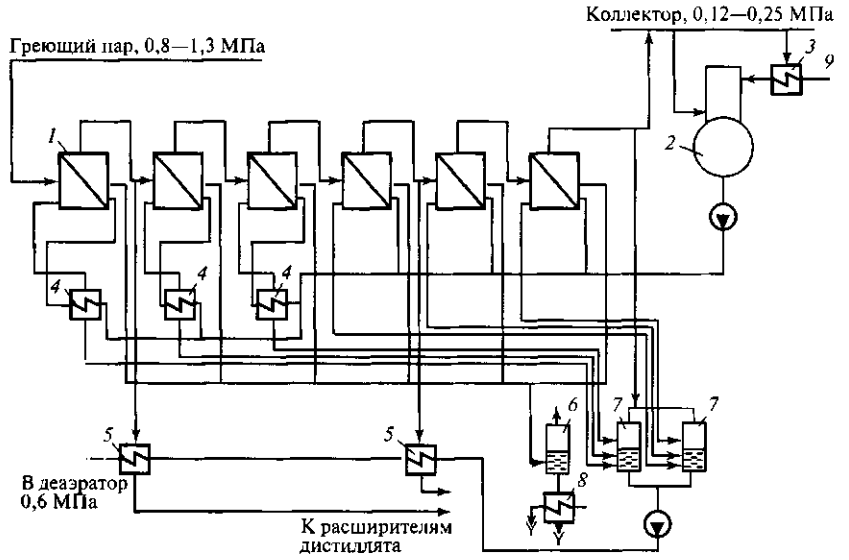


Рис. 5.11. Принципиальная схема шестиступенчатой испарительной установки при параллельном питании водой испарителей:

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

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, ТЭЦ-7 в Санкт-Петербурге 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. 5.12. 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 охладитель конденсата направляется в деаэратор 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.

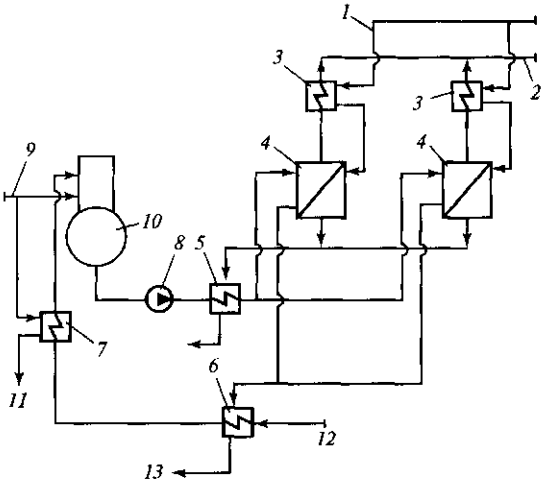


Рис. 5.12. Схема паропреобразовательной установки:

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

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, а также малое влияние состава исходной воды на качество дистиллята и его стоимость, что позволяет использовать этот способ для обессоливания минерализованных природных и сточных вод.

Глава 6

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

При проектировании и эксплуатации ТЭС принято различать основное оборудование — котлы, турбины, электрические генераторы — и вспомогательное оборудование, от которого в большой степени зависят надежность и экономичность электростанции. К вспомогательному оборудованию ТЭС относят элементы пароводяного тракта — регенеративные подогреватели, деаэраторы, испарители и другие теплообменники, паро- и водопроводы, насосы, а также элементы газовоздушного и топливного трактов — дымососы, вентиляторы, золоуловители, оборудование топливного хозяйства и пылеприготовления. На ТЭЦ кроме перечисленного оборудования имеются сетевые подогреватели, водогрейные котлы и др.

6.1. Элементы пароводяного тракта ТЭС

Регенеративные подогреватели. В гл. 2 было показано, что одним из способов повышения экономичности ТЭС является применение регенеративного подогрева питательной воды котлов паром, отбираемым из отборов турбины. Применение этого способа повышения экономичности связано с использованием в цикле паротурбинной установки (блока) регенеративных подогревателей. Эффективность регенеративного подогрева зависит от правильного выбора параметров пара регенеративных отборов, числа регенеративных подогревателей, их схемы включения и типа. В тепловых схемах ТЭС могут использоваться подогреватели поверхностного и смешивающего типов. Тепловые схемы с подогревателями смешивающего типа с точки зрения тепловой экономичности более эффективны за счет полного использования теплоты пара, отбираемого из турбины. Однако при установке таких подогревателей за каждым из них должен размещаться перекачивающий насос либо следует располагать их таким образом, чтобы переток воды из одного подогревателя в другой происходил за счет разности гидростатических уровней. Последнее практически возможно осуществить только в той части тепловой схемы, где для подогрева воды используется пар низкого давления и разность между давлениями в отборах невелика (до 0,2 МПа).

Наиболее распространены тепловые схемы, в которых устанавливаются один смешивающий подогреватель, предназначенный одновременно для удаления из воды агрессивных газов (деаэратор), и несколько поверхностных.

На рис. 6.1 приведены схемы включения поверхностных подогревателей в систему регенеративного подогрева питательной воды. Наиболее эффективной в тепловом отношении является схема, изображенная на рис. 6.1, *а*. По этой схеме конденсат отборного пара смешивается с потоком питательной воды после подогревателя.

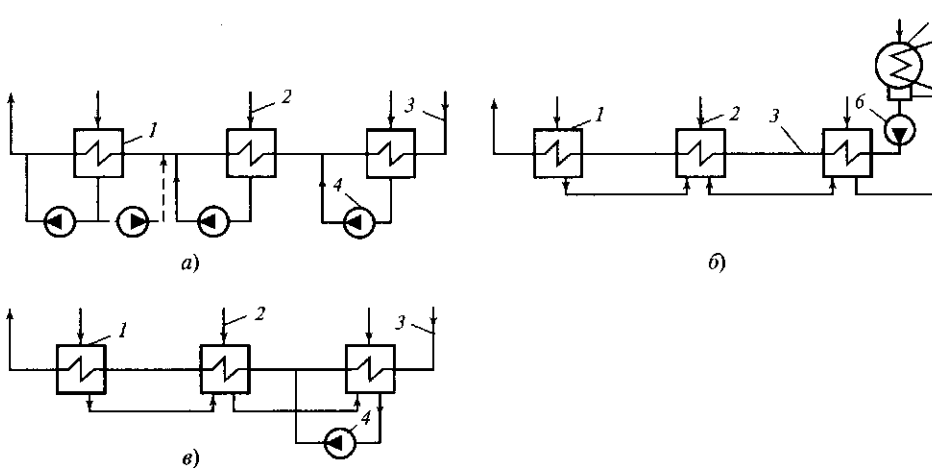


Рис. 6.1. Схема включения поверхностных подогревателей в систему регенеративного подогрева:
а — с дренажными насосами у каждого подогревателя; *б* — с каскадным отводом дренажа; *в* — со смешанным отводом дренажа; *1*— регенеративный подогреватель; *2* — подвод пара от отбора турбины; *3* — основной конденсат; *4*, *6* — дренажный и конденсатный насосы; *5* — конденсатор

При этом температура воды после смешения повышается, что увеличивает эффективность использования пара регенеративного отбора. По существу такая схема равноэкономична схеме со смешивающими подогревателями. В ней, как и в схеме со смешивающими подогревателями, необходимо иметь большое число дренажных насосов. Установка дополнительных насосов, работающих на горячей воде, существенно усложняет схему и делает ее менее надежной в эксплуатации.

На рис. 6.1, *б* показана схема каскадного отвода дренажа от подогревателей в конденсатор турбины. При использовании такой схемы эффект от применения регенерации оказывается весьма низким, так как здесь во всех подогревателях, кроме первого, происходит вытеснение отборного пара паром, образовавшимся при вскипании части дренажа вышестоящего подогревателя. Можно сказать, что при такой схеме подогрев воды в подогревателях (кроме первого) частично ведется паром предыдущего отбора. При этом количество пара, направляемого в подогреватели, снижается и увеличивается поток пара, поступающего в конденсатор. Каскадный слив дренажа в конденсатор приводит к охлаждению его до температуры холодного источника и к передаче теплоты охлаждающей воде, что еще более понижает тепловую экономичность рассматриваемой схемы.

Наибольшее распространение получила схема, приведенная на рис. 6.1, *в*. Эффективность регенерации при использовании такой схемы ниже, чем при применении схемы, представленной на рис. 6.1, *а*, но выше, чем при использовании схемы, изображенной на рис. 6.1, *б*.

Подогрев воды в поверхностных подогревателях обязательно связан с необратимыми потерями и, как следствие, с недогревом ее до температуры насыщения греющего пара t_s. Значение этого недогрева зависит от площади поверхности нагрева и условий теплообмена в подогревателе. В регенеративных подогревателях основной подогрев воды происходит при конденсации греющего пара. Значение

недогрева Δt_1 определяется из технико-экономического расчета, так как при увеличении его может быть принята меньшая площадь поверхности теплообмена, т.е. уменьшены затраты на подогреватель. В то же время при одних и тех же значениях мощности турбоустановки снижается ее внутренний абсолютный КПД, т.е. увеличивается расход топлива. Уменьшение Δt_1 приводит к обратному. Обычно значение этой величины принимается равным 1,5—3 °С.

Для уменьшения температуры дренажа подогревателя и соответственно количества теплоты, вносимой в подогреватель с греющим паром меньшего давления, в подогревателях выделяют поверхность охладителя дренажа (ОД). По трубкам ОД пропускается часть потока воды, поступающего в подогреватель, основной поток проходит через байпас. При этом разность между температурой дренажа $t_{др}$ и температурой поступающей в подогреватель воды $t_{вх}$ принимается $\Delta t_2 = 4 \div 10$ °С.

В подогревателях, греющим паром которых является перегретый пар, выделяется дополнительно поверхность охладителя пара (ОП). Через эту поверхность, как и через ОД, пропускается часть потока воды, а остаточный перегрев пара Δt_3 принимается равным 8—15 °С. Схемы поверхностных регенеративных подогревателей и изменение температур в них показаны на рис. 6.2.

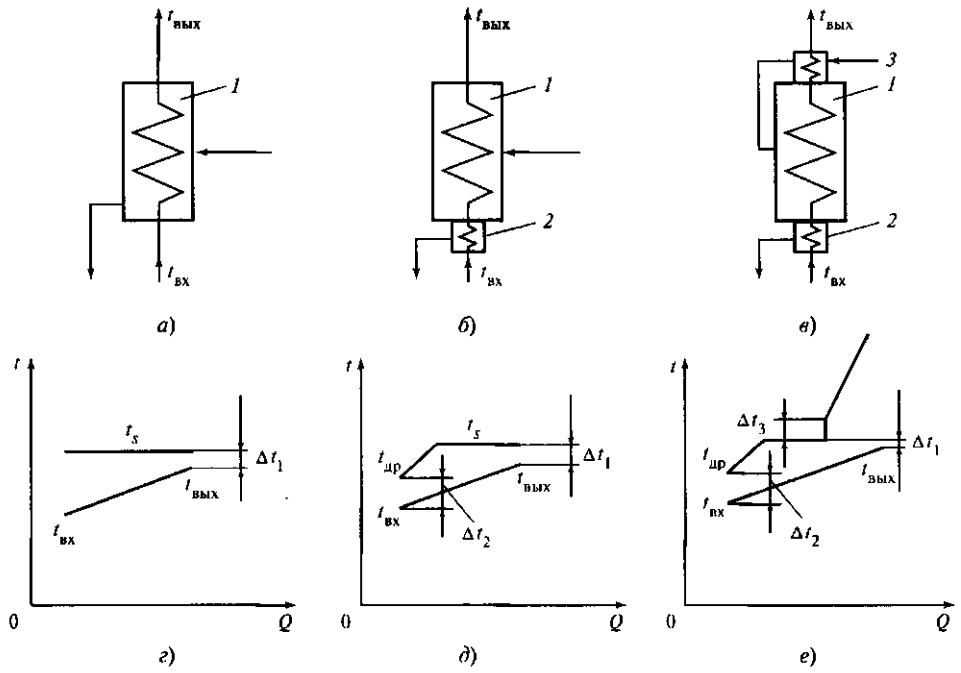


Рис. 6.2. Схемы поверхностных регенеративных подогревателей (*а* — *в*) и *t*, *Q*-диаграммы для этих схем (*г* — *е*):

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

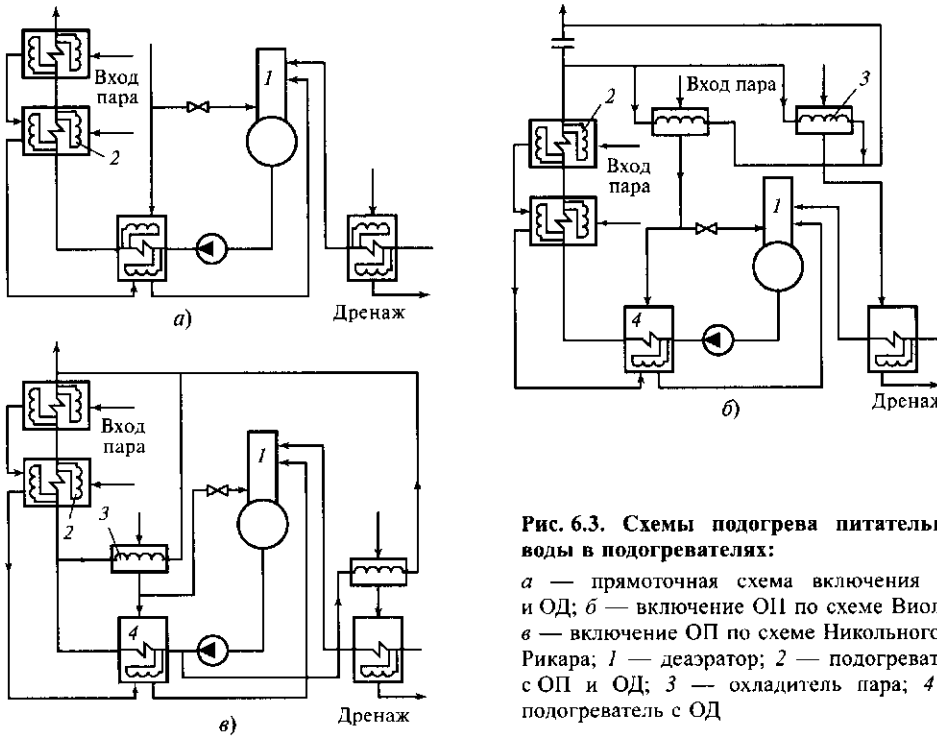


Рис. 6.3. Схемы подогрева питательной воды в подогревателях:

а — прямоточная схема включения ОП и ОД; *б* — включение ОП по схеме Виолен; *в* — включение ОП по схеме Никольного — Рикара; *1* — деаэратор; *2* — подогреватель с ОП и ОД; *3* — охладитель пара; *4* — подогреватель с ОД

Расположение ОП регенеративных подогревателей может осуществляться в соответствии со схемами, приведенными на рис. 6.3. В соответствии со схемой, изображенной на рис. 6.3, *в*, поток воды, подогретый в ОП регенеративного подогревателя, смешивается с основным потоком питательной воды на входе в экономайзер котла (схема Никольного—Рикара). При этом теплота перегрева отборного пара используется для повышения температуры питательной воды, что увеличивает эффективность регенеративного подогрева. По схеме, представленной на рис. 6.3, *б*, через ОП проходит часть питательной воды, направляемой в котел (схема Виолен), что приводит к аналогичному эффекту.

Поверхности нагрева ОП и ОД обычно располагаются в одном корпусе с основной (конвективной) поверхностью (КП) подогревателя. В ряде случаев используются выделенные поверхности ОД. Дренаж, вытекающий из ОД, смешивается с основным потоком воды.

К регенеративным подогревателям предъявляются высокие требования по надежности и обеспечению заданных параметров подогрева воды. Для предотвращения вскипания нагреваемой среды и гидравлических ударов в зоне поверхностей нагрева давление греющего пара должно быть ниже давления воды. Конструкция подогревателей должна компенсировать возникающие за счет воздействия температуры изменения всех элементов и обеспечивать максимальную скорость их прогрева.

На ТЭС получили распространение два типа поверхностных регенеративных подогревателей: с трубной доской и коллекторами. Подогреватели с коллекторной системой используются в качестве подогревателей высокого давления, в которых вода в трубной системе, образующей поверхность нагрева, находится под давлением, создаваемым питательными насосами. Для подогревателей низкого давления характерно применение трубной доски, к которой крепится поверхность нагрева в виде прямых или U-образных вертикальных труб.

На рис. 6.4 показана конструкция подогревателя низкого давления блока К-300-240 с площадью поверхности нагрева 400 м^2. Нагреваемая вода (основной конденсат турбины) поступает во входную часть водяной камеры подогревателя, проходит внутри U-образных труб и попадает в другую часть водяной камеры (поворотную

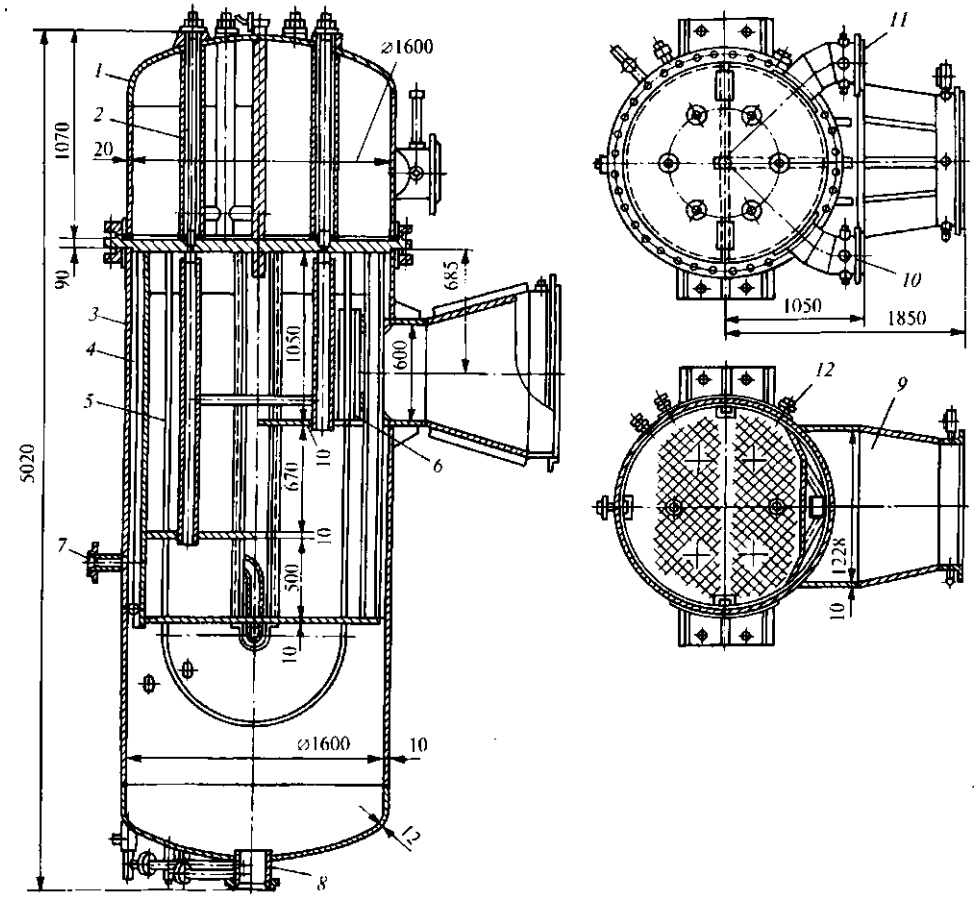


Рис. 6.4. Подогреватель низкого давления ПН-400-26-2-IV:

1 — водяная камера; *2* — анкерные связи; *3* — корпус; *4* — каркас трубной системы; *5* — U-образные трубы; *6* — отбойный щиток; *7* — патрубок отвода паровоздушной смеси; *8* — патрубок отвода конденсата греющего пара; *9* — вход пара; *10, 11* — патрубки подвода и отвода питательной воды; *12* — подвод паровоздушной смеси из вышестоящего подогревателя

камеру), отделенную перегородкой от входной и выходной частей. В поворотной камере вода меняет направление движения на 180° и, пройдя по трубам, выходит в выходную часть водяной камеры. Таким образом, установка двух перегородок в водяной камере обеспечивает четырехходовое движение нагреваемой воды. Концы U-образных труб (1452 шт.) закреплены в отверстиях трубной доски, установленной между фланцами корпуса и водяной камеры. Внутри водяной камеры кроме перегородок установлены анкерные болты для крепления трубной доски и передачи части массы трубной системы на корпус подогревателя.

Подвод греющего пара осуществляется через патрубок, напротив которого размещен отбойный щит, связанный с каркасом трубного пучка. Для улучшения условий теплообмена в корпусе установлены перегородки, обеспечивающие трехходовое поперечное движение пара. Отвод конденсата греющего пара производится из нижней части корпуса. Из зоны над уровнем конденсата греющего пара через полукольцевую перфорированную трубу осуществляется отвод неконденсирующихся газов и воздуха.

Для блоков большой мощности на закритические параметры применение латунных труб в ПНД приводит к попаданию в питательную воду оксидов меди и последующему их отложению в проточной части турбины. В связи с этим ПНД крупных блоков выполняются с трубами из нержавеющей стали (как правило, диаметром 16×1 мм). Трубный пучок таких подогревателей изготавливается из П-образных труб, а трубная доска вваривается в корпус.

На рис. 6.5 показана конструкция ПНД, использующего греющий пар высокого потенциала (перегретый) и оснащенного охладителем пара и охладителем дренажа. Трубы трубного пучка выполнены из нержавеющей стали. Охладитель пара изготовлен в виде отдельного пучка труб, смонтированного в отдельном кожухе, и размещается в боковой части подогревателя.

Греющий пар подводится в нижнюю часть охладителя пара, омывает трубы и через окна в верхней части кожуха поступает в зону конденсации КП. В нижней части подогревателя в специальном поддоне размещается охладитель дренажа. Поверхность нагрева ОД представляет собой пучок U-образных труб, закрепленных в трубной доске и заключенных в кожух. Конденсат греющего пара проходит в межтрубное пространство через окно в кожухе и отводится через отверстие в поддоне в корпус подогревателя. Уровень конденсата в подогревателе поддерживается на отметке верхней образующей кожуха ОД.

Применение трубных досок в подогревателях высокого давления не получило распространения, так как толщина трубной доски в них по условиям прочности должна достигать значительных размеров (до 0,5 м). Поэтому все ПВД изготовляются коллекторного типа с поверхностью нагрева в виде спиральных змеевиков из стальных труб.

Подогреватель высокого давления с коллекторной системой показан на рис. 6.6. В корпусе подогревателя расположено шесть пучков спиральных змеевиков, к которым подсоединены по три коллектора для подвода и отвода воды. В нижней части корпуса коллекторы объединены в подводящий и отводящий патрубки. Подогреватель имеет отдельно выделенные ОП и ОД. Змеевики ОП и ОД помещены в кожухи. Греющий пар поступает по центральному коллектору к кожухам ОП, которые соединены между собой и создают направленное движение потока пара, обтекающего трубки.

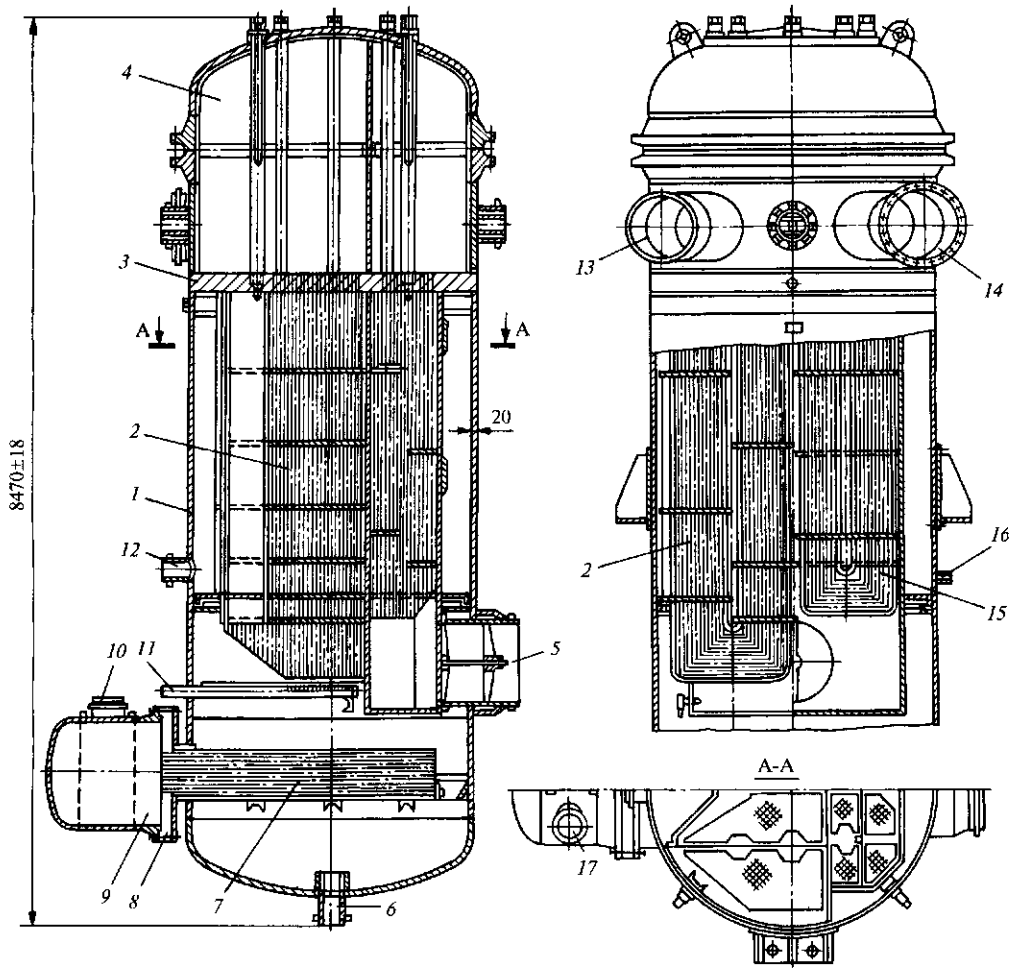
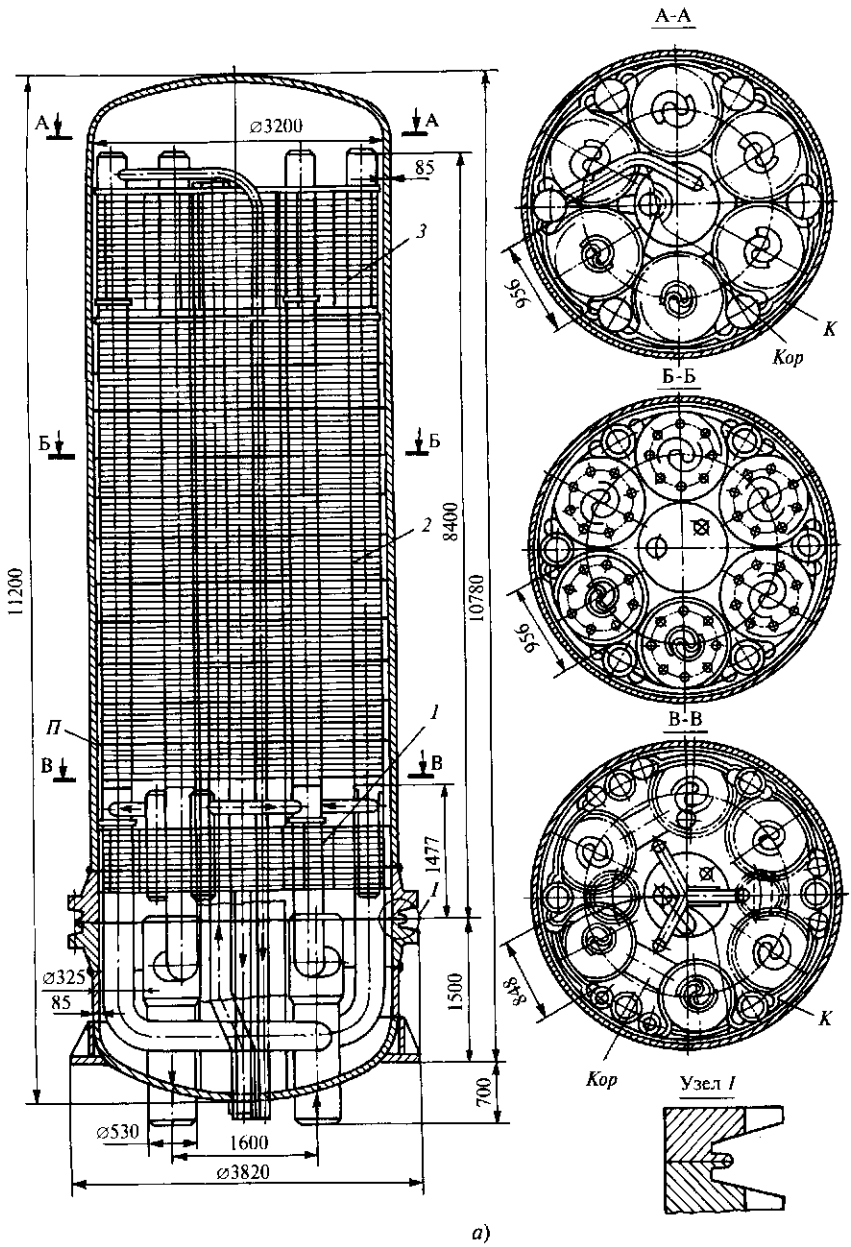


Рис. 6.5. Подогреватель низкого давления с охладителем пара и охладителем дренажа:

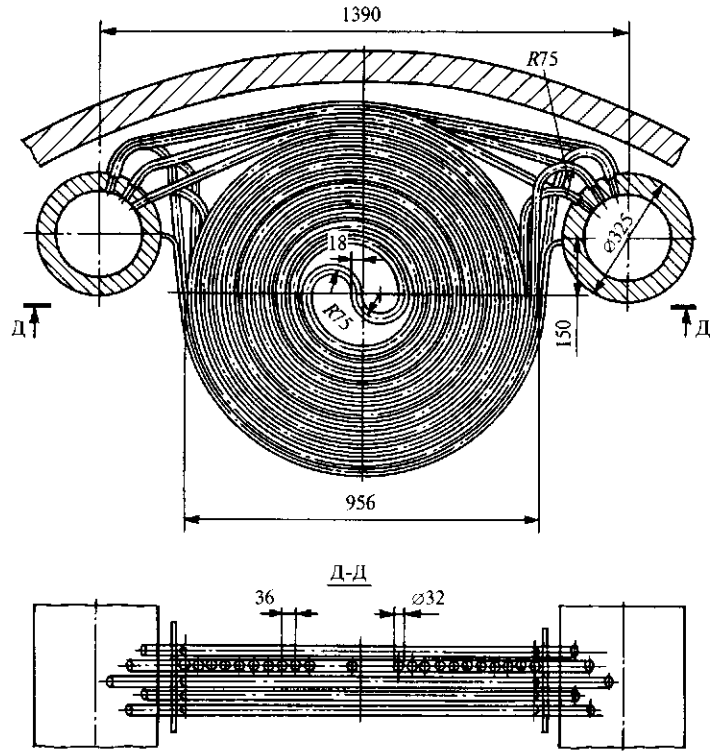
1 — корпус; *2* — трубный пучок собственно подогревателя (СП); *3* — трубная доска; *4* — водяная камера СП; *5* — подвод пара; *6* — отвод конденсата; *7* — трубный пучок ОД; *8* — трубная доска ОД; *9* — водяная камера ОД; *10* — патрубок подвода конденсата; *11* — патрубок отвода паровоздушной смеси; *12* — подвод дренажа из вышестоящего подогревателя; *13, 14* — подвод и отвод основного конденсата; *15* — трубный пучок ОП; *16* — подвод паровоздушной смеси из вышестоящего подогревателя; *17* — отвод основного конденсата



а)

Рис. 6.6 (начало). Конструкция и расположение греющих элементов подогревателя высокого давления:

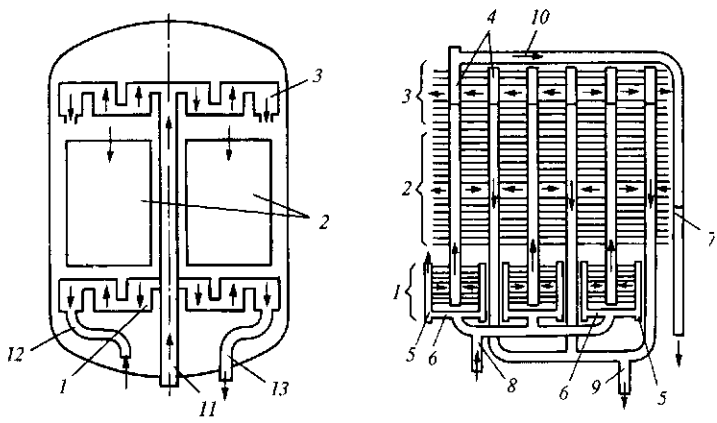
а — корпус подогревателя с греющими элементами и коллекторной системой; *б* — спиральный однорядный змеевик; *1* — охладитель дренажа; *2* — зона конденсации; *3* — охладитель пара; *К* — кожух змеевиков ОП и ОД; *П* — перегородка; *Кор* — перепускной короб



б)

Рис. 6.6 (окончание)

Схемы движения потоков пара и воды представлены на рис. 6.7. Как видно из рисунка, вода подводится по трем коллекторам. От этих коллекторов часть потока воды перепускается в коллекторы ОД. После охладителя дренажа весь поток воды вновь собирается в подводящих коллекторах и направляется в спираль-



а) *б)*

Рис. 6.7. Схемы движения пара, конденсата (*а*) и питательной воды (*б*) в ПВД:

1—3 — поверхность соответственно ОД, подогревателя-конденсатора и ОП; *4* — коллекторы питательной воды; *5, 6* — коллекторы ОД; *7* — ограничительные шайбы; *8, 9* — вход питательной воды и ее выход; *10* — отвод воды из ОП; *11* — подвод пара; *12* — вход конденсата; *13* — отвод конденсата

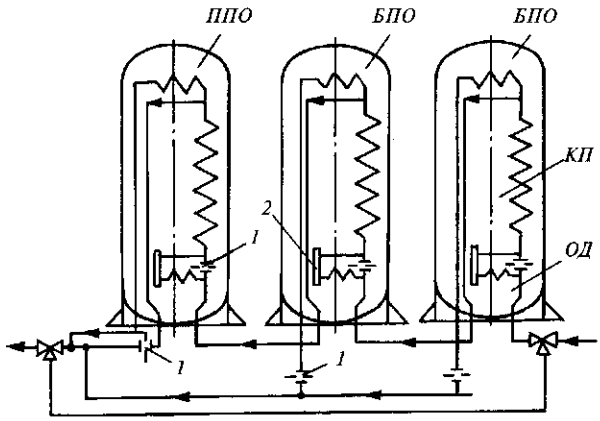


Рис. 6.8. Схема движения воды в ПВД блока мощностью 500 МВт:
1 — подпорные шайбы; *2* — дополнительные коллекторы ОД; *ППО, БПО* — последовательный и параллельный пароохладители

ные трубы КП и ОП. Поток воды, прошедший КП, отводится через коллекторы в следующий подогреватель или питательную магистраль котла. Часть воды, прошедшей ОП, направляется в поток ее после всех подогревателей (по схеме Никольного—Рикара).

Общая схема движения воды в ПВД блока мощностью 500 МВт приведена на рис. 6.8. Все три корпуса ПВД выполнены одинаковых размеров, имеют ОП и ОД. Охладитель пара второго и третьего ПВД подсоединены по параллельной схеме Никольного—Рикара, а ОП первого подогревателя включен последовательно.

Конструкции горизонтальных подогревателей смешивающего типа и гравитационная схема их установки приведены на рис. 6.9. Подогреватели *П-1* и *П-2* размещены один над другим. Это позволяет не использовать дополнительный насос для перекачки конденсата. Разность высот между подогревателями выбирается по максимально возможной разности давлений в них с учетом гидравлического сопротивления трубопроводов слива и некоторого запаса высоты. Подогреватели выполнены в виде горизонтально расположенных сосудов, внутри которых размещены провальные тарелки для создания струйного движения нагреваемого конденсата. Передача теплоты происходит при пересечении струй воды греющим паром. При этом часть греющего пара конденсируется на струях, а часть его отводится из подогревателя вместе с неконденсирующимися газами. Для предотвращения попадания воды в турбину при снижении давления в отборе в корпусах предусмотрен аварийный слив конденсата, а также устройства, исключающие попадание воды из конденсатосборника в корпус подогревателя. Эти меры позволяют не устанавливать обратный клапан на паропроводе подвода греющего пара (диаметром 1100—1200 мм) к *П-1*.

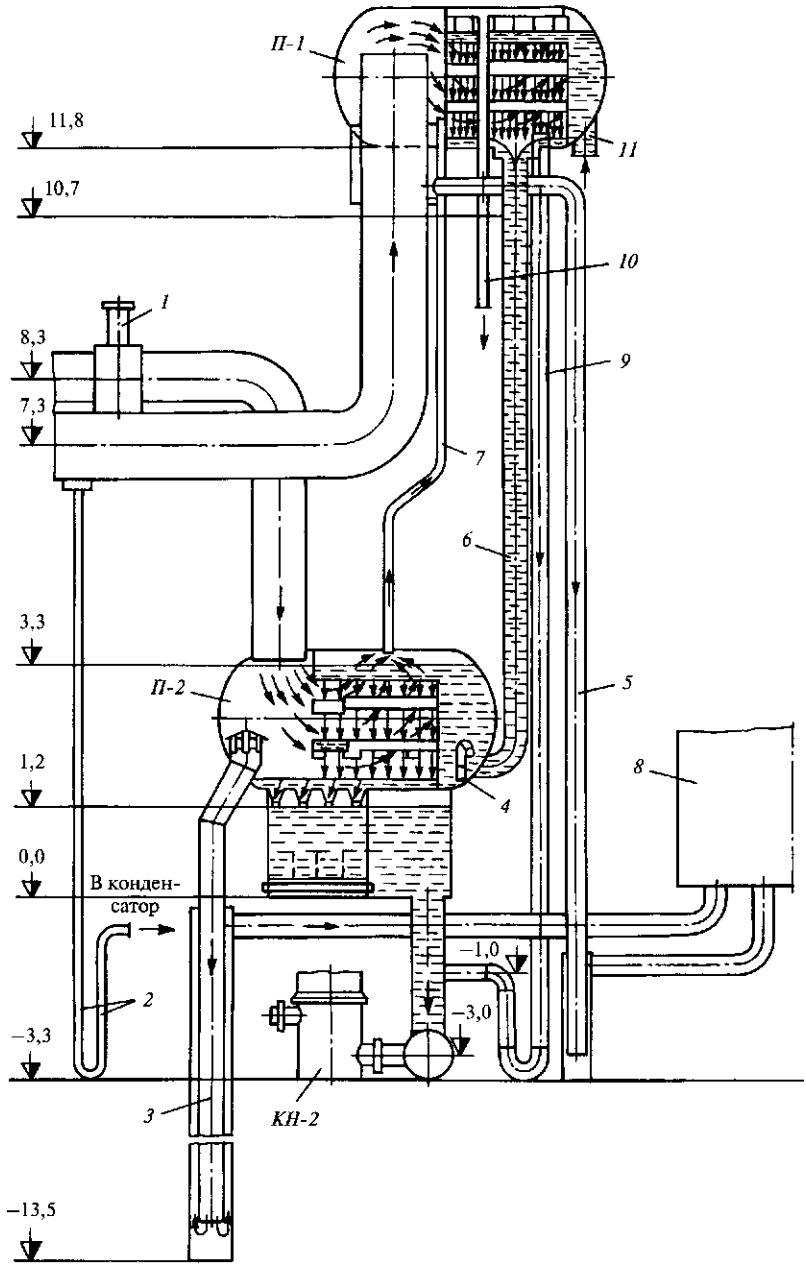


Рис. 6.9. Схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа блока мощностью 300 МВт:

П-1, *П-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 *П-1*; *6* — подвод конденсата к *П-2*; *7*, *10* — отвод паровоздушной смеси; *8* — бак; *9* — слив конденсата в обвод *П-2*; *11* — подвод конденсата

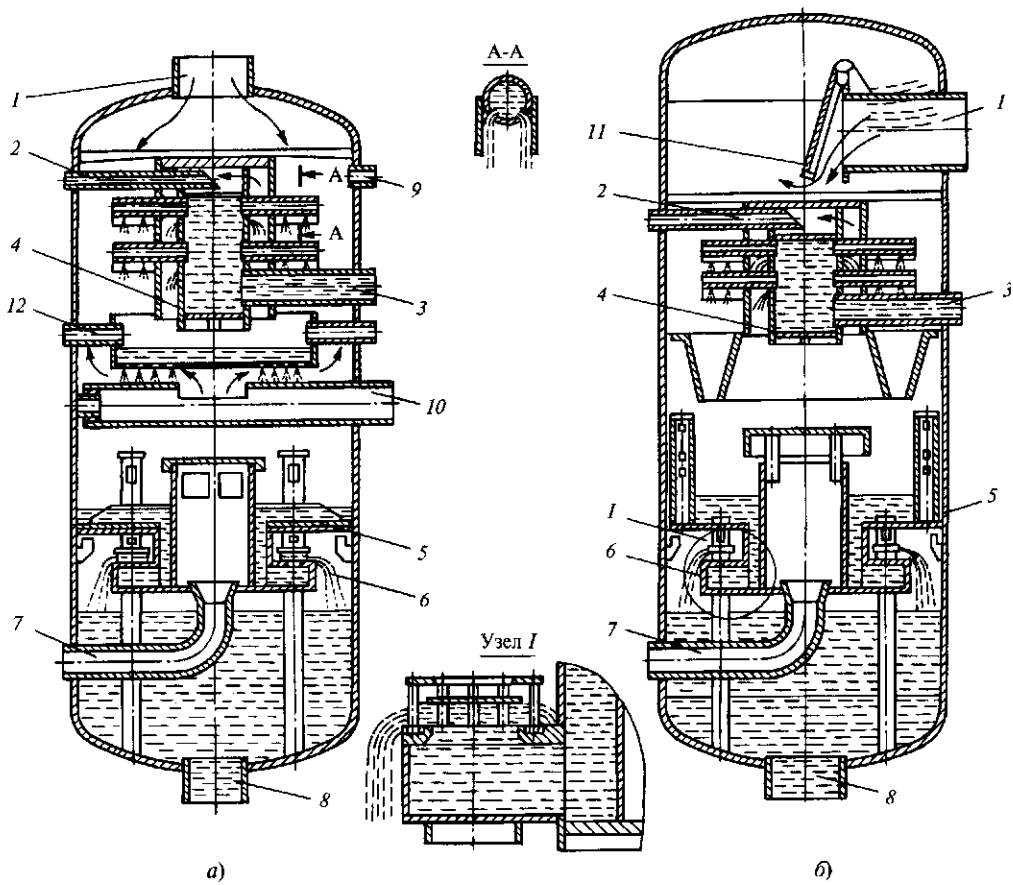


Рис. 6.10. Вертикальные смешивающие подогреватели:

а — П-1; *б* — П-2; *1* — подвод пара из отбора турбины; *2* — отвод паровоздушной смеси; *3* — подвод основного конденсата; *4* — напорный коллектор; *5* — перегородка; *6* — гидрозатвор; *7* — аварийный перелив в конденсатор; *8* — отвод конденсата; *9* — подвод воды из обратного затвора; *10* — подвод пара из уплотнений турбины; *11* — паровой обратный затвор; *12* — слив из уплотнений питательных насосов

Наряду с горизонтальными подогревателями смешивающего типа разработаны конструкции их в вертикальном исполнении (рис. 6.10) с напорным водораспределением. Пар из отборов турбины поступает в верхнюю часть подогревателя, движется вниз и конденсируется на стекающих струях воды. В центре корпуса размещается воздухоохладитель, куда поступают несконденсировавшаяся часть пара и воздух. Паровоздушная смесь охлаждается струями холодного конденсата и отводится из корпуса. Конденсат после нагревательной секции собирается на горизонтальном лотке, под который может подводиться пар из уплотнений турбины (при этом лоток работает как барботажная ступень подогрева). В нижней части корпуса установлены обратные затворы, через которые конденсат поступает в водяное пространство.

Регенеративные подогреватели комплектуются заводом-изготовителем вместе с турбиной и устанавливаются без резерва. Выход из строя одного из ПВД приводит к отключению всей их группы, при выходе из строя одного ПНД остальные остаются в работе.

Эффективность регенеративного подогрева в существенной мере зависит от значений Δt_1, Δt_2 и Δt_3. Величину Δt_1 называют недогревом воды υ в подогревателе до температуры насыщения греющего пара. Для смешивающих подогревателей эта величина равна нулю.

Тепловая нагрузка подогревателя поверхностного типа Q определяется из уравнения теплового баланса

$$Q = D_{\text{п}}(h_{\text{п}} - h'_{\text{п}})\eta_{\text{п}} = D_{\text{в}}(t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1})c_{\text{в}} \qquad (6.1)$$

и уравнения теплопередачи

$$Q = kF\Delta t_{\text{ср}} = kF(t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1})/\ln(\Delta t_{\text{б}}/\upsilon). \qquad (6.2)$$

Из этих уравнений получим

$$\upsilon = t_s - t_{\text{в}2} = (\Delta t_{\text{б}})\text{e}^{-kF/(D_{\text{в}}c_{\text{в}})},$$

или при $\Delta t_{\text{б}} = t_s - t_{\text{в}1}$

$$\upsilon = (t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1})/(\text{e}^{-kF/(D_{\text{в}}c_{\text{в}})} - 1) = Q/[(\text{e}^{-kF/(D_{\text{в}}c_{\text{в}})} - 1)c_{\text{в}}D_{\text{в}}]. \qquad (6.3)$$

Выражение (6.3) называют экспоненциальной характеристикой подогревателя. Из (6.3) видно, что при понижении нагрузки блока значение υ снижается.

Термические деаэраторные установки. Деаэраторные установки предназначены для удаления из воды агрессивных газов (кислорода, углекислого газа), которые поступают в нее с воздухом через неплотности в конденсаторе и подогревателях, работающих при давлении ниже атмосферного.

Термическая деаэрация — это процесс десорбции газа, при котором происходит переход растворенного газа из жидкости в находящийся с ней в контакте пар. Такой процесс может протекать при соблюдении законов равновесия между жидкой и газовой фазами. Совместное существование этих двух фаз возможно только при условии динамического равновесия между ними, которое устанавливается при длительном их соприкосновении. При динамическом равновесии (при определенных давлении и температуре) каждому составу одной из фаз соответствует равновесный состав другой фазы. Доведение воды до состояния кипения не является достаточным условием для полного удаления из нее растворимых газов. Удаление газов при термической деаэрации происходит в результате диффузии и дисперсного выделения их. При этом должны быть созданы условия перехода газов из воды в паровое пространство. Одним из таких условий является увеличение площади поверхности контакта воды с паром, чтобы максимально приблизить частицы потока деаэрируемой воды к поверхности раздела фаз. Это достигается при дроблении потока воды на тонкие струи, капли или пленки, а также при барботаже пара через тонкие слои воды.

Положительно сказывается на процессе деаэрации увеличение средней температуры деаэрируемой воды, так как при этом снижаются вязкость и поверхностное натяжение ее и увеличивается диффузия газов. В то же время эффективное удаление газа из воды также не является достаточным условием для эффективной

деаэрации. Выделившийся из воды газ находится на поверхности жидкости или в непосредственной близости от нее, и при незначительном снижении температуры воды или повышении ее давления он вновь поглощается водой.

Эффективная деаэрация достигается при полном отводе выделившихся газов за счет непрерывной вентиляции и вывода их из деаэратора. Газ из деаэратора удаляется вместе с паром, который называют выпаром. Значение выпара оказывает существенное влияние на эффект деаэрации. Для деаэраторов повышенного давления значение выпара составляет 2—3 кг пара на 1 т деаэрируемой воды. Таким образом, количество пара, подводимого к деаэратору, должно обеспечивать поддержание состояния кипения деаэрируемой воды и оптимальный выпар, а гидравлическая нагрузка деаэратора должна быть такой, чтобы динамическое воздействие потока пара было преобладающим на границе фаз.

Применяемые на ТЭС деаэраторы различают по рабочему давлению, при котором происходит выделение газов из воды: *деаэраторы повышенного давления* (0,6—1,2 МПа) типов ДСП-1600, ДСП-1000 и других с подогревом воды на 1—40 °С; *деаэраторы атмосферные* (с давлением 0,12 МПа) типов ДА-300, ДА-150 и других с подогревом воды на 10—50 °С и *деаэраторы вакуумные* (с давлением 0,0075—0,05 МПа) типов ДВ-2400, ДВ-2000 и других с подогревом воды на 15—25 °С (числа в типоразмерах указывают производительность, т/ч).

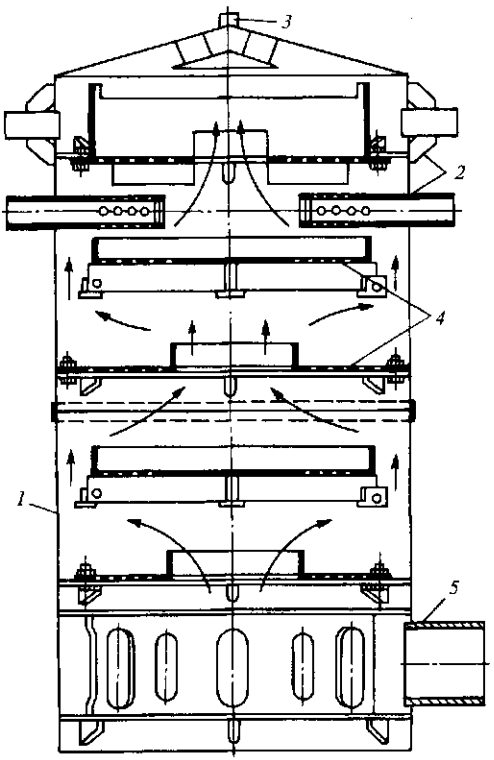


Рис. 6.11. Принципиальная схема конструкции струйного атмосферного деаэратора:

1 — корпус; *2* — подвод воды; *3* — отвод выпара; *4* — тарелки; *5* — подвод греющего пара

Под номинальной производительностью деаэратора понимается расход всех потоков воды, подлежащих деаэрации, и сконденсировавшегося в деаэраторе пара.

Деаэраторы различают также по способу контакта воды с паром: пленочные, струйные, капельные, барботажные. При этом часто используются комбинированные схемы контакта (например, струйно-барботажные деаэраторы).

Большинство деаэраторов выполняется в виде вертикальной цилиндрической колонки, которая размещается над баком-аккумулятором. Бак-аккумулятор предназначен в основном для аккумулирования запаса питательной (подпиточной) воды. Кроме того, в нем заканчивается процесс дегазации воды (выделение дисперсных газов и разложение бикарбонатов).

На рис. 6.11 представлена колонка *струйного атмосферного деаэратора*. Деаэраторы такого типа (в комбинированных вариантах) широко распростра-

нены на отечественных электростанциях. Они просты по конструкции и имеют малое сопротивление при прохождении пара. Деаэрируемая вода подводится в верхнюю часть колонки. Дробление ее на струи осуществляется с помощью дырчатых тарелок, расположенных по высоте колонки на расстоянии 300—400 мм друг от друга. Тарелки имеют отверстия диаметром 5—7 мм, площадь которых составляет около 8 % общей площади тарелки. В колонке устанавливаются тарелки двух типов с проходом пара через центральное отверстие или по периферии. Чередуясь между собой, тарелки обеспечивают многократное пересечение потоком пара струй деаэрируемой воды. Число устанавливаемых тарелок определяется начальным и конечным содержаниями кислорода в деаэрируемой воде (обычно пять и более).

Струйное движение деаэрируемой воды обусловливает обязательную неравномерность интенсивности ее деаэрации, отнесенную к единице длины струи, что является существенным недостатком деаэраторов данного типа. Для его устранения колонки струйного типа выполняют большой высоты (3,5 м и более).

Важной характеристикой всех типов деаэраторов является приведенная плотность орошения (отношение расхода воды к площади поперечного сечения колонки). Для колонок струйного типа эта величина составляет 60—100 т/(м^2 · ч).

В настоящее время деаэрирующие устройства струйного типа с дырчатыми тарелками широко используются в качестве первой ступени обработки воды в деаэраторах струйно-барботажного типа.

В деаэраторных *колонках пленочного типа* (рис. 6.12) деаэрируемая вода разбивается на тонкие пленки, стекая вниз по поверхности насадки. Используются упорядоченная и неупорядоченная насадки. Упорядоченная насадка выполняется из вертикальных, наклонных или зигзагообразных листов, концентрических цилиндров, укладываемых правильными рядами колец или других элементов, обеспечивающих непрерывное направленное движение воды.

Колонки с упорядоченной насадкой позволяют работать с плотностью орошения до 300 т/(м^2 · ч) при подогреве воды на 20—30 °С. Они могут использоваться для дегазации неумягченной воды, а также воды, загрязненной шламом или накипью. В то же время в них практически нельзя обеспечить равномерность распределения потока воды по насадке.

Неупорядоченная насадка выполняется из отдельных элементов определенной формы, которые заполняют объем колонки. Это могут быть шары, кольца, Ω-образные элементы и т.п. Деаэрационная колонка с неупорядоченной насадкой допускает плотность орошения 90—110 т/(м^2 · ч) при подогреве воды на 40 °С, обеспечивает более высокий коэффициент массопередачи и соответственно меньшее остаточное содержание газа в воде. В то же время предельная гидравлическая нагрузка в этих колонках существенно ниже, чем в колонках с упорядоченной насадкой.

В основном пленочные деаэраторы применяются для дегазации подпиточной воды тепловых сетей. Им присущи: большая чувствительность к перегрузкам, которые могут привести к обратному движению воды и к гидроударам; как правило, недостаточная удельная пропускная способность на единицу площади поперечного сечения колонки, что вызывает необходимость использования нескольких парал-

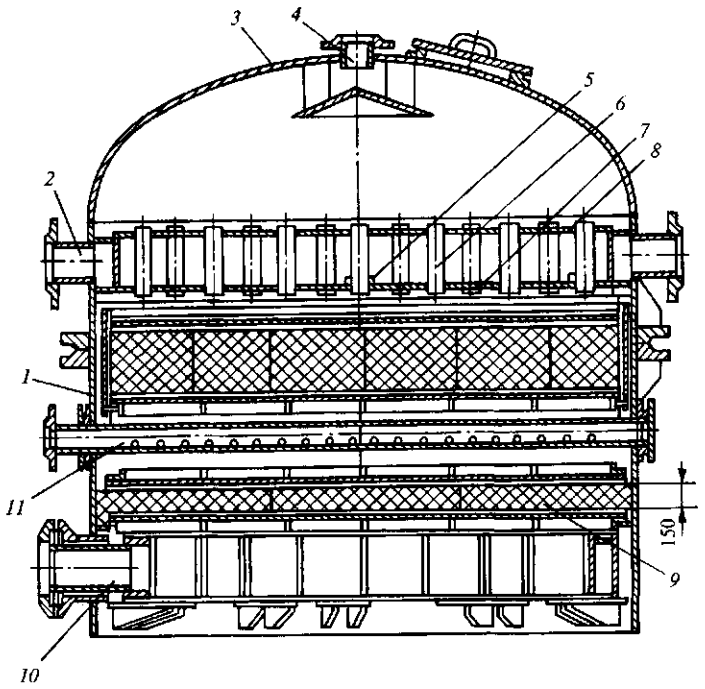


Рис. 6.12. Конструкция деаэрационной колонки пленочного типа с неупорядоченной насадкой: *1* — корпус; *2* — подвод воды; *3* — крышка; *4* — отвод выпара; *5* — отверстия для слива воды; *6* — патрубки для выпара; *7, 8* — нижний и верхний листы водораспределительной камеры; *9* — орошаемая насадка; *10* — подвод пара; *11* — подвод дренажа

лельно работающих колонок; гидравлические и тепловые перекосы за счет смещения слоя насадки, уменьшения ее удельной площади поверхности под действием потоков воды и пара.

Наилучший эффект деаэрации достигается при использовании деаэраторов, сочетающих струйный, пленочный или капельный принцип распределения воды с барботажем. В барботажных устройствах контакт пара с водой происходит при ее дроблении. При этом обеспечивается интенсивная турбулизация и удельная площадь поверхности контакта фаз может достигать 1500 $м^2/м^3$. При проходе пара через слой воды происходит ее перегрев относительно температуры насыщения, соответствующей давлению в паровом пространстве над поверхностью воды. При этом пузырьки пара увлекают за собой слой воды, которая вскипает при движении вверх. Это способствует лучшему выделению из воды растворенных газов. В процессе барботажа интенсивно выделяется не только кислород, но и углекислый газ, который в деаэраторах других типов полностью не удаляется из воды.

Барботажные деаэрирующие устройства компактны и хорошо сочетаются с устройствами струйного типа. Струйный отсек при этом служит лишь для нагрева воды до температуры, близкой к температуре насыщения, и для предварительной грубой ее деаэрации.

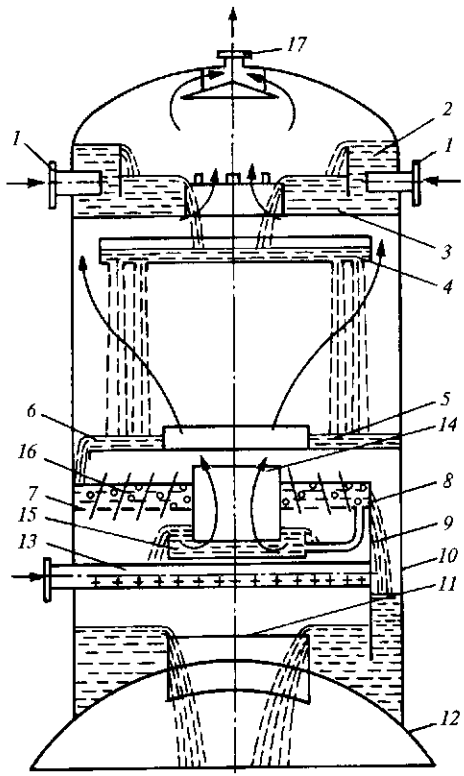


Рис. 6.13. Конструктивная схема деаэрационной колонки струйно-барботажного типа:

1 — подвод воды; *2* — смесительное устройство; *3* — переливное устройство; *4* — дырчатая тарелка; *5* — пароперепускная тарелка; *6* — сливной канал; *7* — барботажная тарелка; *8* — переливной порог; *9*, *15* — гидрозатворы; *10* — корпус; *11* — водослив; *12* — бак-аккумулятор; *13* — подвод пара; *14* — пароперепускная труба; *16* — барботажный слой; *17* — штуцер для отвода выпара

На рис. 6.13 показана конструктивная схема деаэрационной *колонки струйно-барботажного типа*. Предназначенная для деаэрации вода поступает в смесительное устройство *2* и через переливное устройство *3* сливается на дырчатую тарелку *4*. Через отверстия дырчатой тарелки вода перетекает на перепускную тарелку *5*, откуда через сегментное отверстие *6* поступает на барботажную тарелку *7*. На тарелке *7* вода барботируется паром, проходящим через отверстия. Затем, переливаясь через порог *8*, она поступает в гидрозатвор, после которого сливается в бак-аккумулятор *12*. Пар из коллектора *13* подводится под барботажный лист. Степень перфорации барботажного листа принимается такой, чтобы под ним даже при минимальной нагрузке существовала устойчивая паровая подушка, препятствующая проходу воды через отверстия.

При значительном повышении давления в паровой подушке (до 130 мм вод. ст.) при увеличении нагрузки часть пара из нее перепускается по трубе *14* в обвод барботажного листа. Это исключает нежелательное повышение уноса воды из слоя над листом. Постоянному проходу пара через трубу *14* препятствует гидрозатвор *15*, который заполняется водой. Пройдя через слой воды над тарелкой *7*, пар выходит через горловину перепускной тарелки *5*, омывает струи воды и подогревает ее до температуры, близкой к температуре насыщения при давлении в колонке. Здесь же происходит первичная дегазация воды. Через штуцер *17* пар и выделившиеся газы удаляются из колонки. Эффективность работы таких деаэраторов весьма высока. Они широко используются для блоков мощностью 300 МВт. Чтобы применять эти деаэраторы для блоков большей мощности, их конструкция была несколько изменена в целях уменьшения габаритов и расширения диапазона эффективной работы барботажного устройства.

Деаэраторы питательной воды включаются в систему ее регенеративного подогрева. При этом применяются две схемы подсоединения их к отборам турбины (рис. 6.14). При включении деаэратора по схеме, приведенной на рис. 6.14, *а*, греющим паром его является пар из самостоятельного отбора турбины. Деаэратор

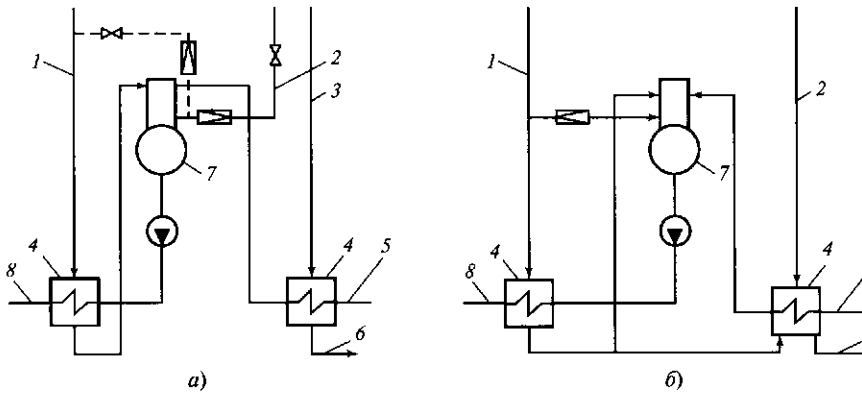


Рис. 6.14. Схемы включения деаэратора:

а — деаэратор является отдельным регенеративным подогревателем; *б* — деаэратор является предвключенной ступенью поверхностного подогревателя; *1—3* — трубопроводы пара от последовательных отборов турбины; *4* — регенеративный подогреватель; *5* — линия основного конденсата; *6* — линия отвода дренажа; *7* — деаэратор; *8* — линия питательной воды

в этом случае работает как регенеративный подогреватель смешивающего типа. Однако в целях поддержания постоянства давления в нем при пониженных нагрузках блока давление в отборе должно быть выше рабочего давления в деаэраторе. Это приводит к недовыработке электроэнергии турбоустановкой. При включении по схеме, изображенной на рис. 6.14, *б*, деаэратор и следующий за ним по ходу воды подогреватель составляют одну ступень подогрева питательной воды. Дросселирование пара на входе в деаэратор в этом случае никак не отражается на тепловой экономичности. Давление в деаэраторе может поддерживаться постоянным в широком диапазоне изменения нагрузки турбины. В процессе расчета тепловой схемы из уравнений теплового и материального балансов определяется расход пара, необходимый для подогрева деаэрируемой воды до температуры насыщения при давлении в деаэраторе. Для струйных деаэраторов в процессе расчетов для отсеков определяется конечная концентрация газов в питательной воде.

Для барботажных деаэраторов (или отсеков) находят необходимую площадь барботажной тарелки. Деаэрированная вода собирается в баке-аккумуляторе, расположенном непосредственно под деаэрационной колонкой. Суммарный запас питательной воды в баке-аккумуляторе для блочных электростанций должен обеспечивать работу котлов в течение не менее 3,5 мин.

Деаэраторы питательной воды выбираются по максимальному расходу этой воды. Работа деаэратора должна обеспечивать минимальное остаточное содержание кислорода (не более 10 мкг/кг) и отсутствие углекислого газа в питательной воде. На блок устанавливают одну или две деаэрационные колонки с рабочим давлением 0,59—1,29 МПа. Для деаэрации подпиточной воды и питательной воды испарителей применяют деаэраторы атмосферного типа (обычно струйные). Деаэраторные колонки комплектуются заводами-изготовителями вместе с охладителями выпара.

В табл. 6.1 приведены основные характеристики струйно-барботажных деаэраторов, выпускаемых для блоков ТЭС, и указано, на каких блоках они применяются.

Таблица 6.1

Основные характеристики струйно-барботажных деаэраторов ТЭС

Характеристика	Типоразмер деаэратора			
	ДП-500	ДП-1000	ДП-2000	ДП-2800
Производительность колонки, т/ч	500	1000	2000	2800
Давление пара, МПа	0,6	0,7	0,7	0,7
Диаметр колонки, м	2,0	2,4	3,4	3,4
Высота колонки, м	3,6	4,6	5,07	7,17
Полезная вместимость бака-аккумулятора, м^3	100	100; 120	150; 185	185
Тип блока	К-200-130	К-200-130; К-300-240; Т-250-240	К-1200-240	К-800-240

Питательные и конденсатные насосы. На электростанциях России получила распространение одноподъемная схема включения питательных насосов (рис. 6.15). Питательные насосы устанавливаются непосредственно после деаэратора и развивают полный напор, необходимый для подачи воды в котел.

Напор насоса, включенного в тепловую схему турбоустановки с барабанным котлом, определяется из выражения

$$(p_{н} - p_{вс})/(\rho g) = (p_{б} - p_{д})/(\rho g) + \Delta z + \Delta H_{с}, \qquad (6.4)$$

где $p_{н}$, $p_{вс}$ — давления в нагревающем и всасывающем патрубках насоса, МПа; $p_{б}$, $p_{д}$ — давления в барабане котла и деаэраторе, МПа; Δz — разность между геометрическими отметками уровней воды в барабане котла и деаэраторе, м; $\Delta H_{с}$ — потери напора в сети, м; ρ — плотность потока жидкости, кг/(м^2 · с).

Для турбоустановки с прямоточным котлом напор питательного насоса вычисляется по формуле

$$(p_{н} - p_{вс})/(\rho g) = (p_{пе} - p_{д})/(\rho g) + \Delta z' + \Delta H_{с}, \qquad (6.5)$$

где $p_{пе}$ — давление перегретого пара на выходе из котла, МПа; $\Delta z'$ — разность между геометрическими отметками условного уровня воды в котле и уровня воды в деаэраторе, м.

Максимальный напор насоса превышает расчетный на 15—20 %, а давление, развиваемое насосом при номинальном режиме, больше давления свежего пара перед турбиной на 30—35 %.

При работе насоса бульшая часть подведенной к нему энергии передается воде, повышая ее энтальпию на величину

$$\Delta h_{н} = h_{а.н}/\eta_{iн}, \qquad (6.6)$$

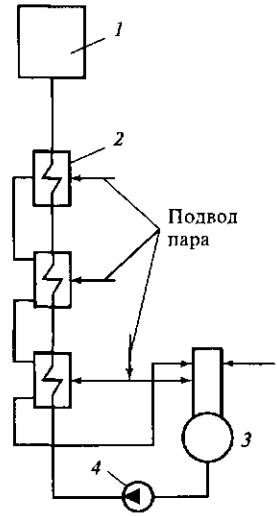


Рис. 6.15. Одноподъемная схема включения питательных насосов:
1 — котел; *2* — подогреватель высокого давления; *3* — деаэратор; *4* — питательный насос

где $h_{а.н} = 10^{-3} v_{ср}(p_н - p_{вс})$ — адиабатическая работа насоса, кДж/кг; $\eta_{iн}$ — внутренний КПД насоса; $v_{ср}$ — средний удельный объем воды, м^3/кг.

При давлении пара перед турбиной до 17 МПа устанавливаются питательные насосы с приводом от асинхронного двигателя с частотой вращения 3000 мин$^{-1}$. При более высоком давлении, чтобы повысить напор насоса, частоту вращения увеличивают до 5000—9000 мин$^{-1}$, что достигается за счет применения электропривода с редуктором или турбопривода.

Использование электропривода существенно упрощает эксплуатацию и удешевляет питательную установку по сравнению с применением турбинного привода. Однако при переменных режимах работы питательной установки эффективность ее снижается за счет неэкономичного регулирования подачи.

При турбинном приводе регулирование подачи насоса производится изменением частоты вращения ротора, что является наиболее экономичным.

Необходимо также иметь в виду, что изготовление двигателей мощностью более 4000 кВт сопряжено с серьезными трудностями, обусловленными в основном пусковыми режимами таких агрегатов. Поэтому для крупных блоков (мощностью 300 МВт и более) применение турбинного привода для питательного насоса можно считать безальтернативным.

Приводная турбина питательного насоса может использовать пар из отбора турбины или часть пара, направляемого на промежуточный перегрев. При этом сброс отработавшего пара может производиться в собственный конденсатор, в основной конденсатор турбоустановки или в один из отборов турбины (рис. 6.16). Использование приводной турбины с противодавлением (рис. 6.16, *б*) не снижает тепловой экономичности турбоустановки. При сбросе отработавшего пара приводной турбины в собственный конденсатор (рис. 6.16, *а*) наибольшая экономичность достигается при подводе пара к турбоприводу с давлением 0,6—1 МПа.

Расход пара на приводную турбину $\alpha_{т.п}$ в долях от расхода пара на турбоустановку можно определить из уравнения

$$\alpha_{т.п} H_а^{т.п} \eta_{oi}^{т.п} \eta_м^{т.п} = \alpha_{п.н} h_{а.н} / \eta_н , \qquad (6.7)$$

где $H_а^{т.п}$ — адиабатический теплоперепад в приводной турбине; $\eta_{oi}^{т.п}$, $\eta_м^{т.п}$ — внутренний относительный и механический КПД приводной турбины; $\alpha_{п.н}$ — расход воды через насос в долях от расхода пара на турбоустановку; $\eta_н$ — КПД насоса.

Из (6.7) следует

$$\alpha_{т.п} = \alpha_{п.н} h_{а.н} / (H_а^{т.п} \eta_{oi}^{т.п} \eta_м^{т.п} \eta_н) . \qquad (6.8)$$

В качестве питательных насосов используются многоступенчатые центробежные насосы, которые устанавливаются на нулевой отметке машинного зала главного корпуса электростанции. Пример конструкции питательного насоса представлен на рис. 6.17.

Проточная часть насоса состоит из шести последовательно установленных ступеней, включающих в себя рабочие колеса, закрепленные на валу, и направляющие аппараты, закрепленные во внутреннем корпусе. Внутренний корпус выполнен с горизонтальным разъемом и установлен в неразъемном наружном корпусе. Восприятие осевых усилий, возникающих на рабочих колесах насоса и действующих

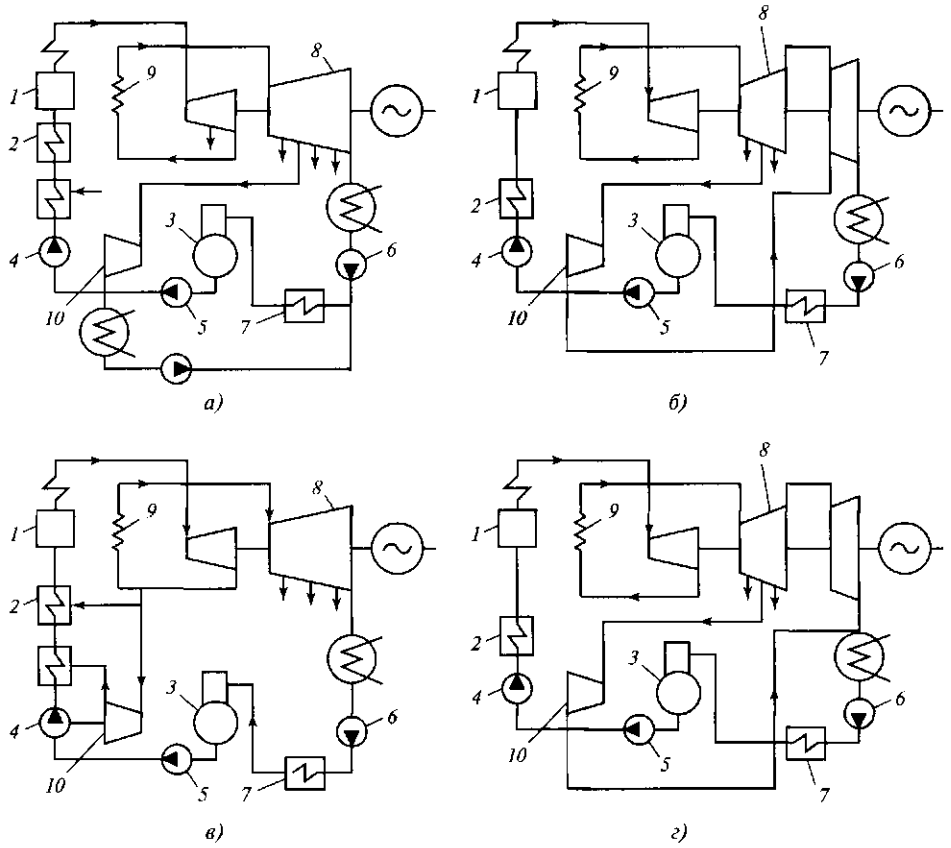


Рис. 6.16. Схемы включения приводных турбин питательных насосов:

а — с собственным конденсатором; *б*, *в* — с противодавлением; *г* — со сбросом отработавшего пара в основной конденсатор; *4—6* — соответственно питательный, бустерный и конденсатный насосы; *7* — подогреватель низкого давления; *8* — турбогенератор; *9* — промежуточный пароперегреватель; *10* — приводная турбина; остальные обозначения те же, что на рис. 6.15

в направлении всасывающего патрубка, производится разгрузочным диском (гидропятой). Вал насоса установлен на подшипниках скольжения. В местах выхода вала наружу имеются щелевые уплотнения, к которым подводится конденсат для охлаждения. Для исключения возможности возникновения кавитации в проточной части насоса на всасе его создается необходимый подпор, превышающий минимальное значение кавитационного запаса $H_{вс}$, м, который определяется по формуле

$$H_{вс} = 10(n\sqrt{Q}c)^{4/3}, \qquad (6.9)$$

где n — частота вращения вала насоса, мин$^{-1}$; Q — подача насоса, м^3/с; c — коэффициент, зависящий от коэффициента быстроходности насоса n_s,

$$n_s = 20{,}5(H_{вс}/H)^{3/4}; \qquad (6.10)$$

здесь H — напор насоса, м.

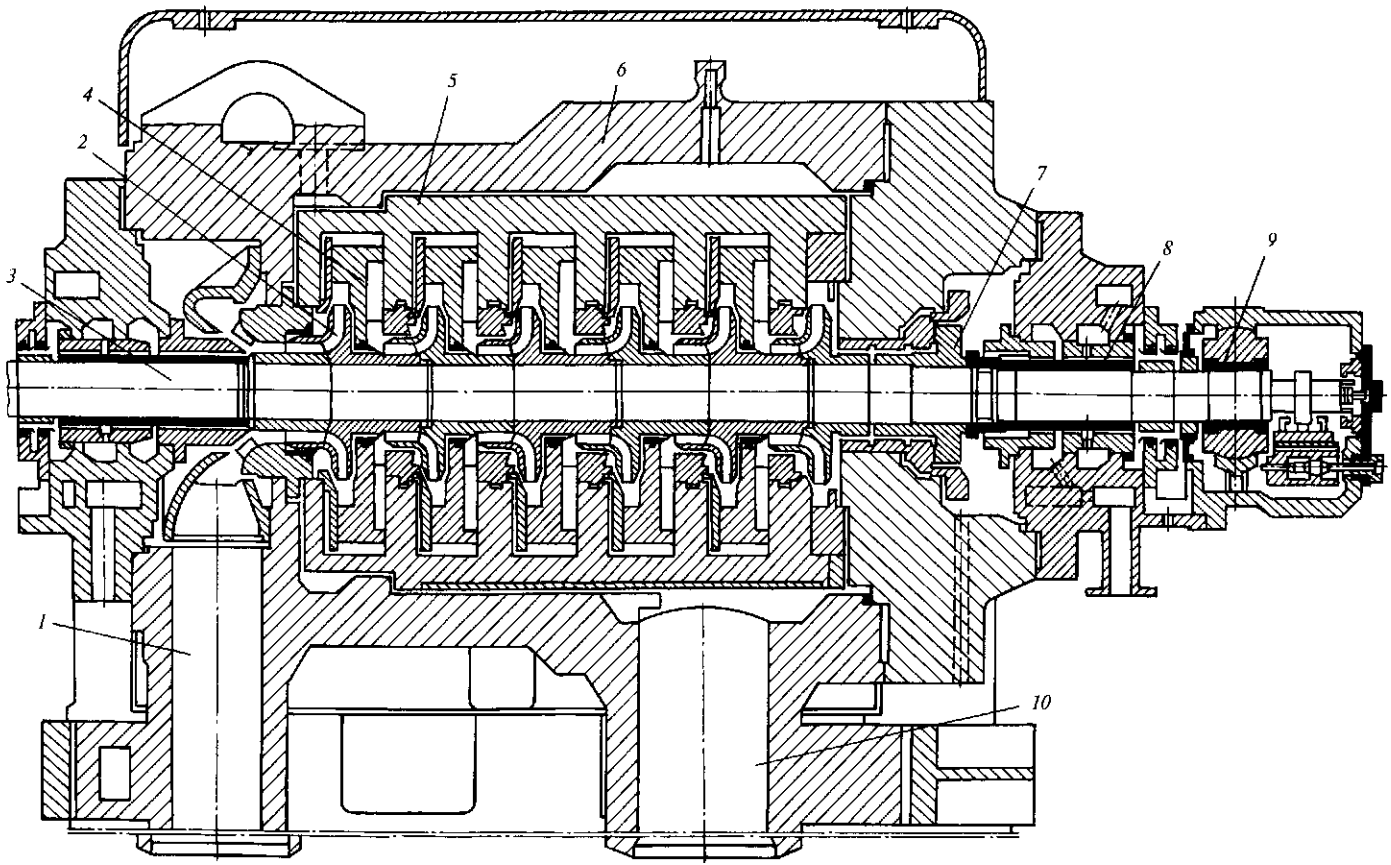


Рис. 6.17. Питательный насос для энергоблока сверхкритического давления:

1 — всасывающий патрубок; *2* — рабочее колесо; *3* — вал; *4* — направляющие аппараты; *5* — внутренний корпус; *6* — наружный корпус; *7* — разгрузочный диск (гидропята); *8* — уплотнение; *9* — подшипник; *10* — напорный патрубок

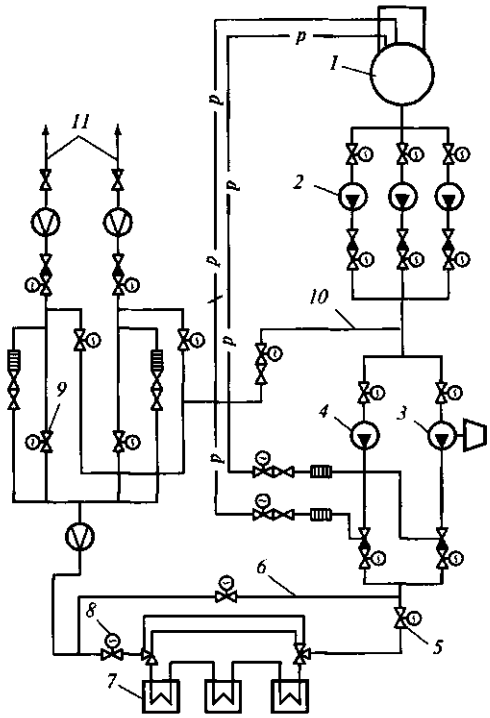


Рис. 6.18. Схема питательных трубопроводов блока КЭС:

1 — деаэратор; *2* — бустерный насос; *3* — питательный насос с турбоприводом; *4* — резервный питательный насос с электроприводом; *5, 8* — задвижки; *6* — линия холодного питания; *7* — ПВД; *9* — главная питательная задвижка; *10* — перепускная линия; *11* — линии подачи воды к котлу; *р* — рециркуляция

Для насосов с электроприводом этот подпор достигается за счет установки на определенной высоте (12 м и более) деаэратора с баком-аккумулятором. Для насосов с турбинным приводом, частота вращения ротора которых существенно выше, необходимый подпор обеспечивают тихоходные бустерные насосы. Эти насосы могут иметь отдельный электрический привод или работать от приводной турбины питательного насоса через редуктор.

Для исключения возможности возникновения помпажа в питательном насосе на напорном его патрубке устанавливаются обратные затворы, а также предусматривается рециркуляция питательной воды в бак-аккумулятор.

Схема питательных трубопроводов блока с закритическими параметрами показана на рис. 6.18. Схема предусматривает установку бустерных насосов, рециркуляцию, а также систему защиты подогревателей высокого давления от повышения уровня воды в них (при разрыве труб). Импульсом для срабатывания системы защиты является повышение уровня воды в паровом пространстве любого из подогревателей. При срабатывании системы защиты питательная вода перепускается, минуя все ПВД.

Производительность всей питательной установки принимается на 5 % больше производительности котлов. На блоках с барабанными котлами возможна установка одного насоса с электроприводом, который обеспечивает подачу 100 % полного расхода воды, или двух насосов с подачей по 50 % полного расхода.

При использовании одного насоса с турбинным приводом, обеспечивающего подачу 100 % полного расхода, дополнительно устанавливается резервный насос с электроприводом с подачей 30—50 % полного расхода. Возможна также установка двух насосов с турбинным приводом с подачей по 50 % без применения дополнительных насосов, но с резервированием подвода пара.

В качестве конденсатных насосов используются также центробежные насосы с устройствами входа, предотвращающими кавитацию (шнеками). Общий расход перекачиваемого конденсата при определении подачи насосов принимается для режимов, в которых он имеет максимальное значение. Конструкция конденсатного насоса представлена на рис. 6.19.

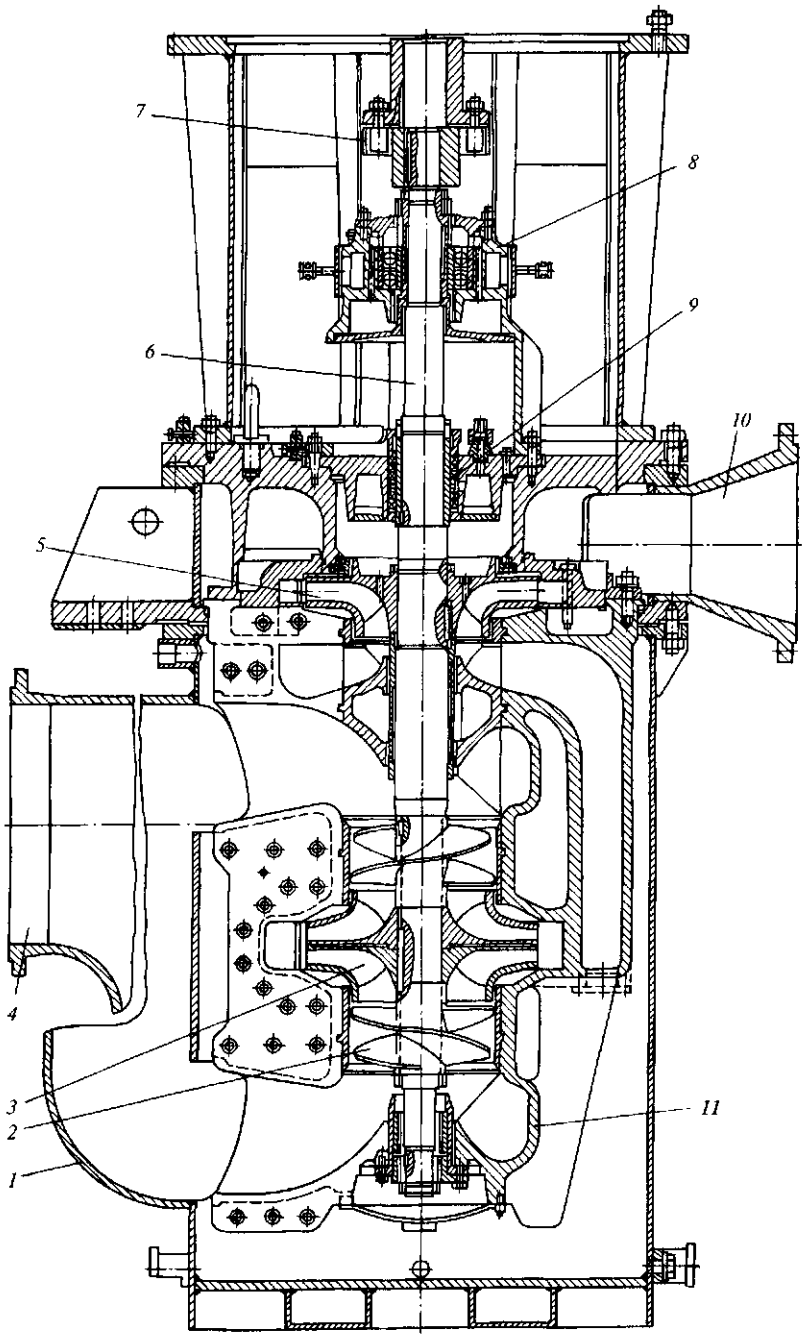


Рис. 6.19. Конденсатный насос вертикального исполнения двухступенчатый:

1 — наружный корпус; *2* — предвключенный шнек; *3* — рабочее колесо первой ступени; *4* — всасывающий патрубок; *5* — рабочее колесо второй ступени; *6* — вал; *7* — полумуфта; *8* — подшипник; *9* — сальник; *10* — напорный патрубок; *11* — внутренний корпус

Напор, развиваемый конденсатными насосами, определяется из выражения

$$H_{к.н} = (p_д - p_к)/(g\rho) + \Delta z + \Delta H_с, \qquad (6.11)$$

где $p_д$, $p_к$ — давления в деаэраторе и в напорном патрубке конденсатного насоса, МПа; Δz — разность геометрических отметок установки деаэратора и конденсатного насоса, м; $\Delta H_с$ — потери напора в сети от конденсатного насоса до деаэратора, м.

Схема включения конденсатных насосов в систему регенерации низкого давления показана на рис. 6.20. Устанавливаются два или три конденсатных насоса на турбину. При использовании двух насосов каждый из них должен обеспечивать полную подачу. При применении трех насосов подача каждого принимается 50 % полной, т.е. при выходе из строя одного насоса два оставшихся должны обеспечивать полную подачу. Наличие конденсатоочистки (БОУ) вызывает необходимость установки второй группы конденсатных насосов после БОУ. Если в схеме регенеративного подогрева имеются подогреватели смешивающего типа, то после них также устанавливаются конденсатные насосы.

Дренажные насосы ПНД должны обеспечивать полную подачу без резерва. Они перекачивают дренаж в линию основного конденсата.

Сетевые подогреватели. На электростанциях с теплофикационными турбинами сетевые подогреватели устанавливаются без резерва, а число их выбирается минимальным. Площадь поверхности нагрева их определяется из расчета тепловой схемы при максимальном отпуске теплоты из отборов турбины для самого холодного

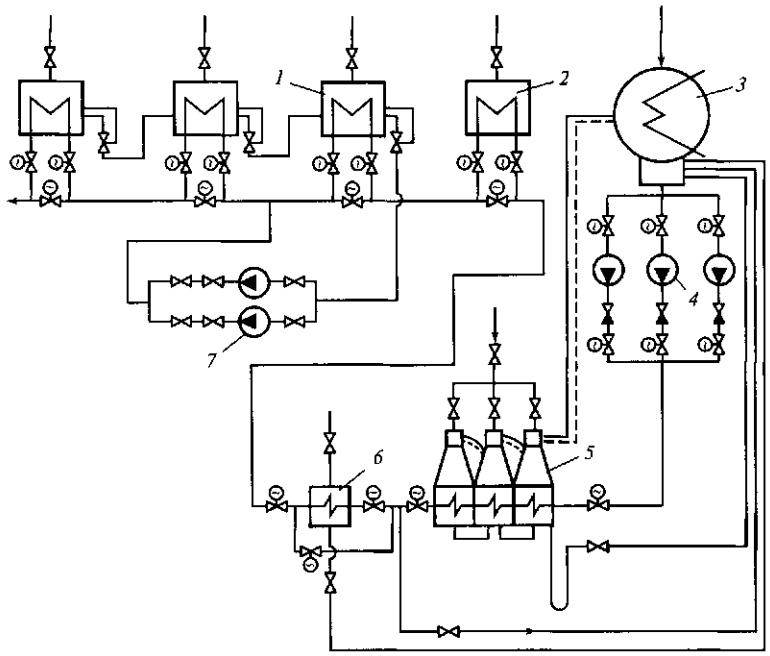


Рис. 6.20. Схема включения ПНД, конденсатных насосов и эжекторной установки в тепловую схему:

1, 2 — ПНД; *3* — конденсатор; *4* — конденсатный насос; *5* — эжекторная установка; *6* — охладитель пара уплотнений; *7* — дренажный насос

месяца года. На конденсационных электростанциях для отопления жилого поселка, зданий и сооружений электростанции сетевые подогреватели устанавливаются на первых двух блоках по два на турбину.

Конструктивно сетевые подогреватели выполняются горизонтальными и вертикальными. На крупных ТЭЦ применяют исключительно горизонтальные сетевые подогреватели, которые хорошо размещаются под камерами теплофикационных отборов турбины.

На рис. 6.21 показан горизонтальный сетевой подогреватель типа ПСГ-5000-3,5-8, устанавливаемый на ТЭЦ с турбинами Т-250-240.

Поверхность трубного пучка подогревателя образована прямыми латунными трубками, концы которых развальцованы в трубных досках. Патрубки подвода и отвода воды подсоединяются к передней камере. В этой же камере устанавливаются перегородки для образования ходов воды. Патрубки подвода и отвода располагаются под углом к вертикальной оси подогревателя для удобства компоновки подводящих и отводящих труб диаметром 1000—1200 мм. Задняя (поворотная) водяная камера также имеет внутренние перегородки для образования ходов воды. Для компенсации температурных удлинений трубок на корпусе подогревателя со стороны поворотной камеры установлен двойной линзовый компенсатор. Крышка задней камеры, как и передней, имеет лазы (обычно два) для осмотра и очистки внутренних поверхностей трубок.

Паропроводы присоединяются к корпусу через специальные диффузоры, внутри которых установлены концентрические рассекатели. Рассредоточение подвода пара по длине в сочетании с входными устройствами позволяет обеспечить равномерное распределение греющего пара по длине поверхности теплообмена.

В первом ряду трубного пучка (по периферии) со стороны входа пара устанавливаются отбойники из стальных трубок для уменьшения эрозии поверхностей нагрева. По длине подогревателя в его паровом пространстве размещаются промежуточные перегородки, являющиеся дополнительными опорами для трубок. Перегородки устанавливаются на определенном расстоянии друг от друга, чтобы исключить опасные с точки зрения повреждения труб формы колебаний при их вибрации.

Трубный пучок в корпусе подогревателя располагается эксцентрично, что позволяет создать внутри подогревателя в зоне, прилегающей к месту ввода пара, симметричный клиновой раздающий коллектор, охватывающий пучок. Это обеспечивает улучшение распределения парового потока по наружному контуру трубного пучка и одновременно облегчает доступ пара в глубину пучка через имеющиеся в нем специальные проходы, связанные с коллектором.

Паровоздушная смесь отводится из подогревателя через воздухоохладитель (специально выделенный трубный пучок). Конденсат греющего пара с поверхности труб сливается в нижнюю часть корпуса, а оттуда — в конденсатосборник. Конденсатосборник соединен с подогревателем трубами, в которых установлены специально спрофилированные сопла (воронки), имеющие высокий коэффициент расхода при стекании конденсата в конденсатосборник и низкий коэффициент расхода при его движении в обратную сторону. Этим ограничивается поступление в корпус подогревателя и в отбор турбины вторичного пара, образующегося в конденсатосборнике от вскипания находящегося в нем конденсата при сбросах нагрузки турбины.

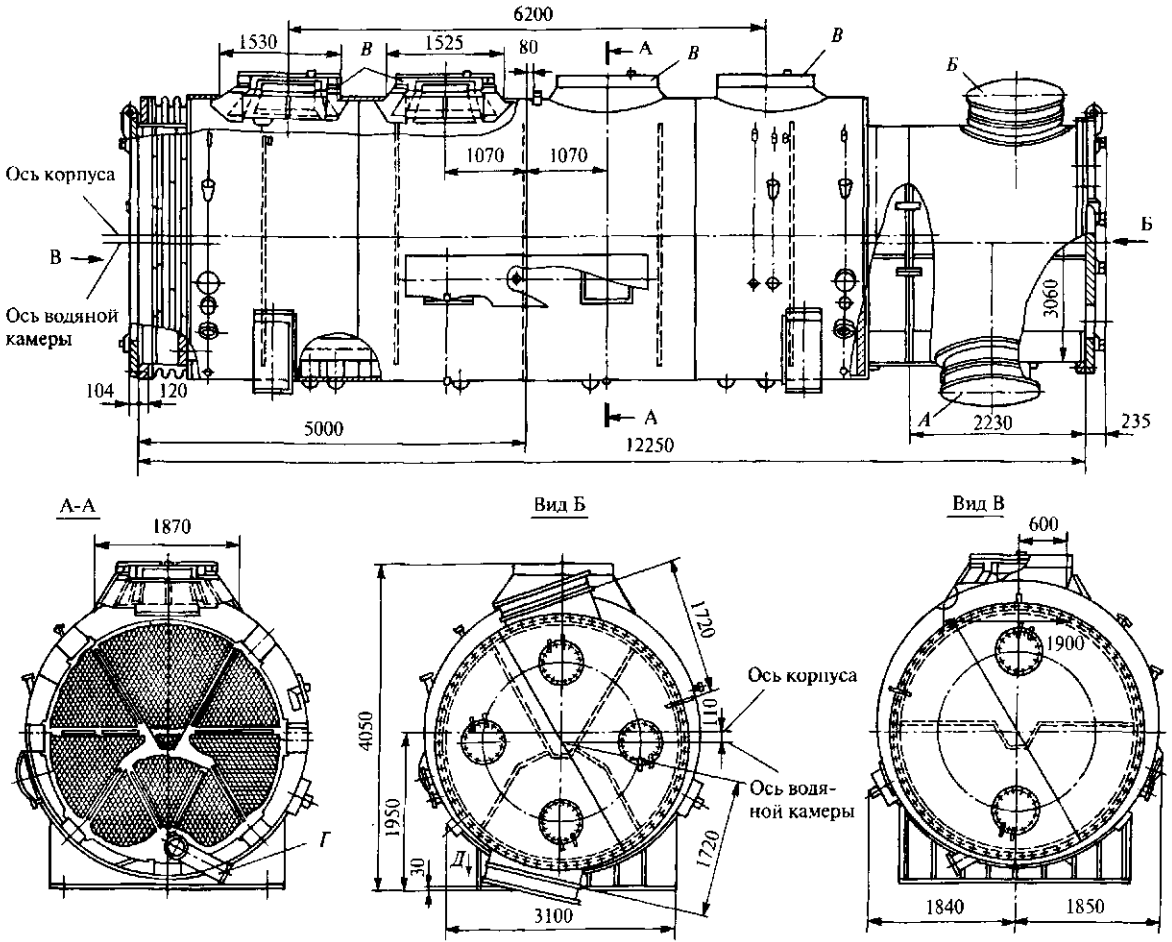


Рис. 6.21. Горизонтальный сетевой подогреватель:

А, Б — подвод и отвод сетевой воды; *В, Г* — подвод пара и отвод паровоздушной смеси; *Д* — отвод конденсата

Вертикальные сетевые подогреватели с площадью поверхности нагрева 90—500 м^2 выполняются двух- или четырехходовыми с прямыми трубками из латуни диаметром 19 мм. Основными узлами этих аппаратов (рис. 6.22) являются: корпус, трубная система, верхняя и нижняя (плавающая) водяные камеры.

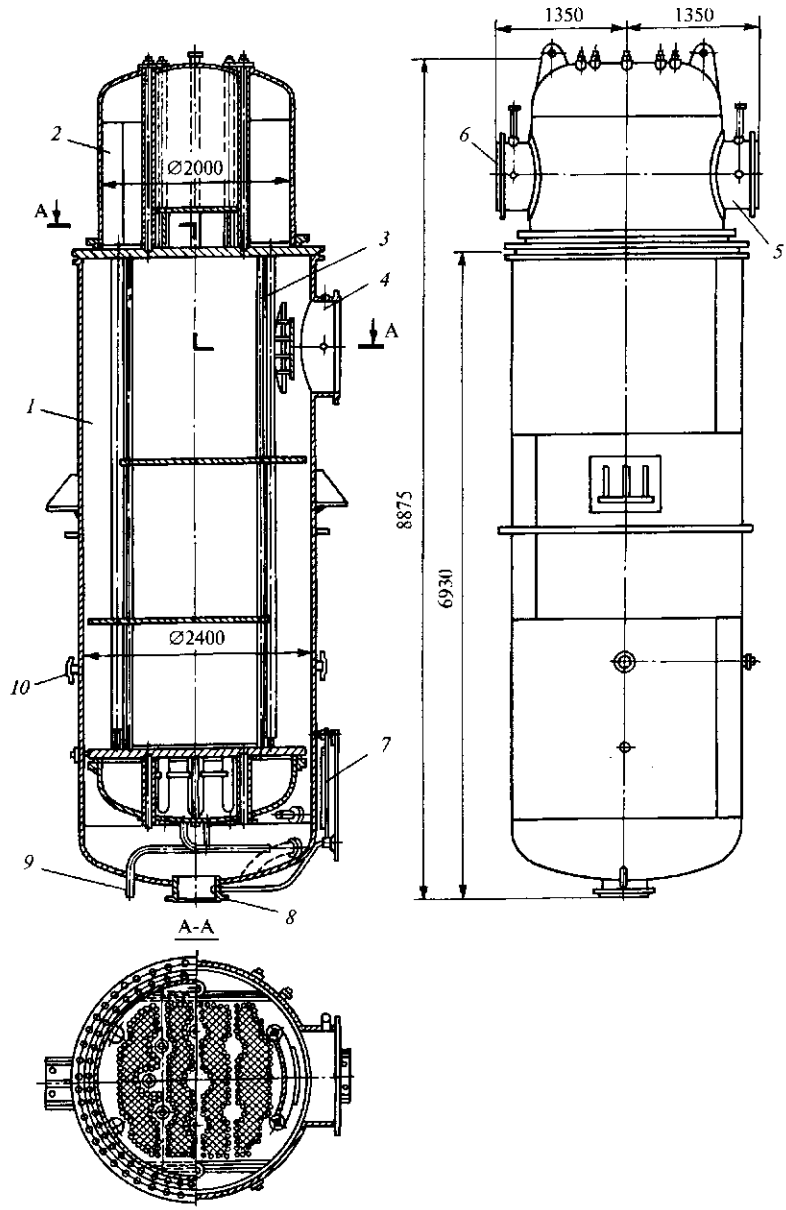


Рис. 6.22. Вертикальный сетевой подогреватель:
1 — корпус; *2* — водяная камера; *3* — греющая секция; *4* — патрубок для повода пара; *5*, *6* — патрубки для подвода сетевой воды и отвода ее; *7* — указатель уровня; *8* — штуцер для отвода конденсата; *9* — труба для опорожнения греющей секции; *10* — патрубок для отвода паровоздушной смеси

Верхняя водяная камера крепится к фланцу верхней части обечайки корпуса. Она имеет патрубки для подвода и отвода сетевой воды и систему перегородок для создания необходимого числа ходов воды.

Верхняя трубная доска размещается между фланцами корпуса и водяной камеры. Нижние концы трубок поверхности нагрева закрепляются в нижней трубной доске, к которой присоединяется нижняя (плавающая) водяная камера. В нижней камере, как и в верхней, предусмотрены перегородки для создания необходимого числа ходов, а также выводы для опорожнения и отвода паровоздушной смеси. Сетевая вода поступает в приемный отсек верхней водяной камеры. Для создания четырех ходов в верхней камере устанавливаются две взаимно перпендикулярные перегородки. Из приемного отсека вода попадает в трубки и нижнюю (плавающую) камеру. Для образования четырех ходов в нижней камере имеется одна расположенная по поперечному сечению перегородка. Из нижней камеры вода вновь поступает в трубки. Отвод сетевой воды производится из патрубка верхней водяной камеры. Греющий пар омывает трубки снаружи. При этом для организации направленного потока трубная система имеет наружные перегородки. Образующийся на поверхности трубок конденсат пара стекает в нижнюю часть корпуса подогревателя. На линии отвода конденсата из подогревателя устанавливается регулирующий клапан, получающий импульс от датчика, фиксирующего положение уровня конденсата в корпусе подогревателя. Отвод воздуха при заполнении подогревателя производится через кран-воздушник, расположенный в области верхней водяной камеры. Отсос паровоздушной смеси ведется через патрубок, соединенный с паровым пространством подогревателя. Каждый типоразмер подогревателя типа ПСВ имеет свое обозначение (например, ПСВ-500-3-23), в котором первая цифра указывает площадь поверхности нагрева, м^2; вторая — максимальное рабочее давление греющего пара в корпусе, кг/см^2; третья — максимальное рабочее давление сетевой воды в трубной системе, кг/см^2.

Испарители и паропреобразователи. В настоящее время на тепловых электростанциях применяются испарители в основном поверхностного типа. Вторичный пар в этих испарителях генерируется из химически очищенной деаэрированной воды. Этот пар либо отпускается внешним потребителям на ТЭЦ (при этом конденсат греющего пара, отбираемого из турбины, сохраняется в цикле электростанции, а испаритель выполняет функцию паропреобразователя), либо конденсируется в конденсаторе испарителя и в виде дистиллята используется для восполнения потерь рабочего тела в цикле.

Испарители такого типа имеют вертикальное исполнение и оснащаются паропромывочными устройствами и сепаратором.

На рис. 6.23 показана типовая конструкция испарителя поверхностного типа, который маркируется буквой И с указанием площади поверхности теплообмена (греющей секции), например И-350 или И-1000. Основными узлами конструкции являются корпус, греющая секция, паропромывочные устройства, водораспределительные устройства и жалюзийный сепаратор.

Работа испарителя протекает следующим образом: первичный пар поступает в греющую секцию и, проходя в межтрубном пространстве, конденсируется на наружной поверхности труб. Конденсат пара стекает по трубам на нижнюю трубную доску греющей секции и отводится из нее.

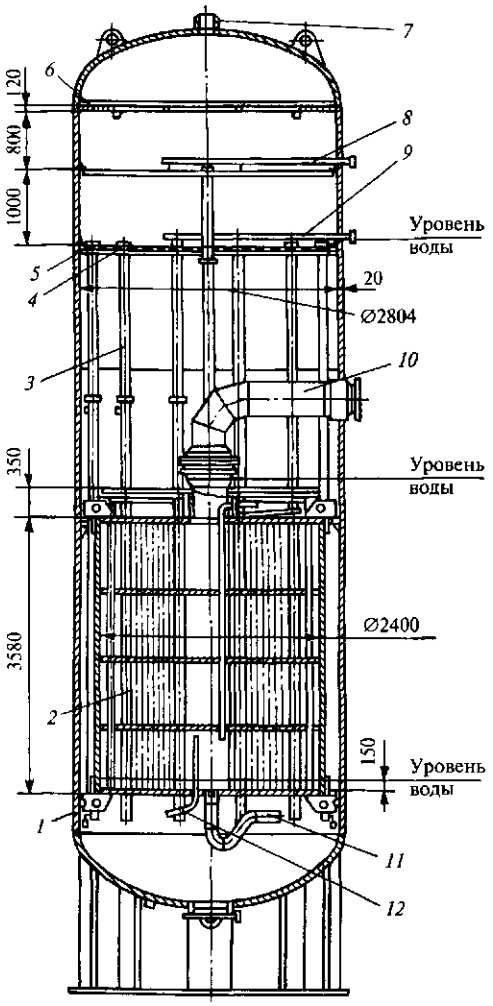


Рис. 6.23. Вертикальный испаритель с паропромывочными дырчатыми листами:

1 — корпус; *2* — греющая секция; *3* — опускная труба; *4* — паропромывочный дырчатый лист; *5* — перелив; *6* — жалюзийный сепаратор; *7* — штуцер для отвода вторичного пара; *8* — подвод конденсата; *9* — отвод питательной воды; *10* — подвод греющего пара; *11* — труба для отвода конденсата; *12* — трубка для отвода неконденсирующихся газов

Питательная (химически очищенная) вода поступает через регулирующий клапан в водораспределительное устройство над паропромывочным дырчатым листом, откуда по опускным трубам сливается в нижнюю часть корпуса и заполняет корпус и трубки греющей секции. За счет теплоты конденсации первичного пара происходит испарение части воды в трубках, при этом образуется пароводяная смесь. Таким образом, в трубках греющей секции создается подъемное движение воды, а в кольцевом зазоре между корпусом и греющей секцией — опускное, т.е. осуществляется естественная циркуляция жидкой фазы. Образовавшийся (вторичный) пар, пройдя через слой воды над греющей секцией, поступает в паровое пространство испарителя, проходит через слой промывочной воды над одним или двумя паропромывочными листами, жалюзийный сепаратор и отводится из испарителя.

Для обеспечения устойчивой естественной циркуляции и уменьшения выбросов капельной влаги в паровое пространство уровень воды в корпусе поддерживается выше верхней трубной доски греющей секции на 150—200 мм. Контроль за уровнем воды в корпусе и его регулирование осуществляются с помощью системы автоматики. Кроме того, испаритель оборудован устройствами контроля за уровнями воды над паропромывочными дырчатыми листами, а также устройствами контроля и регулирования уровня конденсата греющего пара в греющей секции. Для повышения эффективности теплообмена в греющей секции из нижней части межтрубного пространства предусмотрен перепуск неконденсирующихся газов в паровое пространство. При этом эффективный отвод газов достигается при уровне конденсата греющего пара на 50—100 мм ниже газоотвода.

В корпусе испарителя имеются лазы для осмотра и мелкого ремонта внутренних устройств. Сам корпус выполняется сварным из листовой стали. Крепление трубок к трубным доскам греющей секции осуществляется приваркой или вальцовкой.

На конденсационных электростанциях испарители устанавливаются на каждом блоке без резерва. Каждый испаритель комплектуется собственным конденсатором, в качестве которого принимается ПНД поверхностного типа. На ТЭЦ испарители могут включаться в сетевую установку или могут использоваться многоступенчатые испарители. Паропреобразователи устанавливаются индивидуально для каждой турбины, или сооружается одна или несколько многоступенчатых установок для всей станции. В составе многоступенчатых установок предусматривают по одному резервному корпусу.

6.2. Оборудование котельных установок и элементы газовоздушного тракта

Пылеприготовление. На электростанциях России используется твердое топливо с разными характеристиками (влажность 5—60 %; зольность 5—70 %; размолоспособность 0,8—2,5 и тонкость пыли 6—60 %). По этой причине приходится применять различные системы пылеприготовления (в отличие от зарубежных стран, где используется более однородное топливо). Так, применяются индивидуальные замкнутые системы с прямым вдуванием топлива и промежуточным бункером, разомкнутые системы с газовой сушкой и центральным пылезаводом. Для размола топлива используют четыре типа мельниц: шаровые барабанные (ШБМ), молотковые (ММ), мельницы-вентиляторы (М-В) и среднеходные валковые (СМ). Размол бурых углей осуществляется в основном в молотковых мельницах производительностью до 100 т/ч с принудительной вентиляцией (под наддувом). Наддув в мельничной системе создается вентилятором горячего дутья или дутьевым вентилятором котла. Для каждого котла устанавливается не менее трех мельниц. При этом производительность каждой молотковой мельницы выбирают такой, чтобы при остановке одной оставшиеся в работе обеспечивали не менее 90 % производительности котла. В табл. 6.2 приведены основные характеристики молотковых мельниц.

Таблица 6.2

Основные характеристики молотковых мельниц

Характеристика	Тип мельниц				
	ММТ-1300/2030/750	ММТ-1500/1910/750	ММТ-1500/2510/750	ММТ-2000/2590/750	ММТ-2600/2550/590
Диаметр ротора, мм	1300	1500	1500	2000	2600
Длина ротора (по наружным граням бил), мм	2030	1910	2510	2590	2550
Частота вращения вала, мин$^{-1}$	750	750	750	750	590
Число рядов бил по длине ротора, шт.	17	16	21	20	16
Число бил в рядах, шт.	4	6	6	6	8
Мощность электродвигателя, кВт	250	320	400	800	1250
Производительность по бурому углю ($W^{\text{р}} = 33$ %, $k_{\text{до}} = 1{,}7$; $R_{200} = 55$ %), т/ч	16	22,4	28	45	80*

*При размоле назаровского угля.

Существенным недостатком этого типа мельниц является непродолжительный срок службы бил. Так, при размоле экибастузского угля он составляет 1000—1200 ч, а при размоле подмосковного угля — 300—500 ч. В ряде случаев при размоле высокоабразивных топлив из-за износа бил ограничивают производительность мельниц до 80 % номинальной.

Для топлив с повышенной влажностью более эффективным оказывается применение системы пылеприготовления с мельницами-вентиляторами. Основная особенность этих мельниц заключается в том, что они производят одновременно размол и транспортировку сушильного агента (топочных газов). Эксплуатация их также связана с достаточно быстрым износом рабочих лопаток и брони улитки при размоле топлива. Основные характеристики мельниц-вентиляторов приведены в табл. 6.3.

В среднеходных валковых мельницах при измельчении угля использован принцип раздавливания. За рубежом эти мельницы получили достаточно широкое распространение для размола бурых углей. В нашей стране они пока имеют ограниченное применение.

Для размола антрацита и каменных углей, требующих тонкого измельчения из-за слабой реакционной способности, применяются шаровые барабанные мельницы. Система пылеприготовления при этом предусматривает установку промежуточного бункера пыли. Наличие бункера пыли позволяет максимально загружать мельницу независимо от нагрузки котла. Это тем более важно, так как потребляемая мощность шаровой барабанной мельницы практически не зависит от расхода топлива (энергия расходуется на подъем мелющих шаров). Основные характеристики ШБМ приведены в табл. 6.4.

Выбор мельниц ведется по наибольшей их производительности. Для котла устанавливают две или три ШБМ общей производительностью, обеспечивающей 110 % номинальной его нагрузки.

Для крупных электростанций с турбинами большой мощности находит применение система пылеприготовления с центральным пылезаводом (ЦПЗ) и разомкнутой

Таблица 6.3

Основные характеристики мельниц-вентиляторов

Характеристика	Тип мельниц-вентиляторов			
	М-В-1600/600/1000	М-В-2120/600/750	М-В-2700/650/600	М-В-3300/800/500
Диаметр ротора, мм	1600	2120	2700	3300
Рабочая ширина лопаток, мм	600	600	650	800
Мощность электродвигателя, кВт	320	400	630	800
Число лопаток, шт.	12	12	12	12
Частота вращения ротора, $мин^{-1}$	1000	750	600	500
Производительность, т/ч	18	25	35	50

Таблица 6.4

Основные характеристики шаровых барабанных мельниц

Характеристика	Тип ШБМ			
	Ш-16	Ш-25	Ш-50	Ш-70
Диаметр барабана, мм	2870	3200	3700	4000
Длина барабана, мм	4700	5700	8500	10 000
Производительность по углю с $k_{ло} = 0{,}95$ при $R_{90} = 7$ %, т/ч	16	25	50	70
Масса загружаемых шаров, т	35	54	100	143
Мощность электродвигателя, кВт	500	800	1600	2460
Частота вращения барабана, мин$^{-1}$	19,21	17,28	17,6	17,1
Объем воздуха для транспортировки пыли, м^3/ч	40 200	62 000	116 300	15 800

сушкой топлива. Сушка топлива на ЦПЗ осуществляется в паровых трубчатых сушилках паром из отборов турбины. Использование отборного пара для подсушки топлива повышает КПД турбоустановки, а применение подсушенной пыли и удаление из нее водяных паров увеличивают эффективность ее горения и КПД котла. При использовании ЦПЗ упрощается компоновка котла и главного корпуса электростанции, но требуются существенные затраты на его сооружение.

Тягодутьевые машины. Газовоздушный тракт тепловой электростанции, работающей на твердом топливе, предусматривает обязательную установку дымососов и вентиляторов для транспортировки воздуха и продуктов сгорания. При сжигании газового или жидкого топлива возможны использование газоплотных котлов и отказ от дымососа.

К тягодутьевым машинам ТЭС предъявляются высокие требования по надежности и экономичности в сочетании с малошумностью и умеренными габаритами. В качестве дымососов и вентиляторов используются радиальные и осевые машины. Основными характеристиками машин являются: подача Q (массовая, кг/с, или объемная, м^3/с); напор H, м; КПД η и потребляемая мощность $W = QH/\eta$, кВт. В табл. 6.5 приведены значения объемов воздуха перед вентилятором и газа перед дымососом в расчете на 1 МДж тепловой мощности котла для различных типов топлива.

Таблица 6.5

Объемы воздуха перед вентилятором и газа перед дымососом в расчете на 1 МДж тепловой мощности котла

Топливо	Тип топки	Удельный объем воздуха $V_{х.в}/Q_к$, м^3/МДж	Температура газов перед дымососом, °С	Удельный объем дымовых газов $V_г/Q_к$, м^3/МДж
Тощий уголь	Пылеугольная	0,384	125	0,647
Каменные угли	»	0,359	125	0,636
Бурые угли:				
с $W^р = 1{,}2$ %	С молотковыми мельницами	0,39	130	0,70
с $W^р = 3{,}1$ %	То же	0,425	145	0,836
Мазут	Камерная	0,366	120	0,595
Природный газ	»	0,366	120	0,614

По приведенным в табл. 6.5 удельным показателям объема определяются необходимые расчетные значения подачи вентилятора и дымососа.

Для каждого котла устанавливают не менее двух дымососов и двух вентиляторов. Суммарная подача параллельно размещенных дымососов и вентиляторов должна обеспечивать полную нагрузку котла с запасом 10 %. Напор машин также выбирается с запасом 10—20 % полного напора при номинальной нагрузке котла.

Регулирование подачи тягодутьевых машин осуществляется изменением аэродинамических характеристик машины (поворотными лопатками осевых машин), аэродинамическим воздействием на поток воздуха (газа) вне рабочего колеса (дроссельными шиберами, направляющими аппаратами), изменением частоты вращения рабочего колеса (при применении двухскоростных двигателей, гидромуфт или турбинного привода). Смешанное регулирование обеспечивается комбинацией аэродинамических и скоростных регулирующих устройств (например, двухскоростного двигателя и направляющего аппарата). Наилучший эффект регулирования достигается при использовании в качестве привода машины паровой турбины. Такой привод получил применение на крупных блоках для привода воздуходувок.

Одним из важных вопросов эксплуатации тягодутьевых машин является надежность их работы. Котел должен непрерывно работать без снижения экономичности в течение 4000 ч. Вспомогательное оборудование должно обеспечивать бульшую надежность. Для дутьевых вентиляторов, работающих на чистом воздухе, вопрос обеспечения надежности не представляет трудностей. Дымососы относятся к наименее надежным элементам газовоздушного тракта. Это обусловлено тем, что работа их протекает при повышенных температуре и агрессивности продуктов сгорания, а также при наличии в дымовых газах золовых частиц (при работе котла на твердом топливе). Все это приводит к интенсивному износу лопаточного аппарата, ухудшению аэродинамических характеристик машин и разбалансировке ротора. При неблагоприятных условиях эксплуатации, когда очистка газов от золы недостаточно эффективна, моторесурс рабочих колес составляет 700—1500 ч работы.

В табл. 6.6 приведены основные характеристики газовоздушных трактов крупных блоков и типы применяемых машин.

Таблица 6.6

Характеристики газовоздушных трактов крупных блоков и типы применяемых тягодутьевых машин

Мощность блока, МВт	Уголь	Тракт дутьевого вентилятора				Тракт дымососа			
		Q, тыс. м^3/ч	H, м	Тип машины	Число устанавливаемых машин	Q, тыс. м^3/ч	H, м	Тип машины	Число устанавливаемых машин
300	Экибастузский	1200	34	ВДН-25×2	2	1920	38	ДОД-31,5	2
500	Назаровский	2000	38,5	ВДОД-31,5	2	2800	38	ДОД-41	2
800	Канско-ачинский	2620	50	ВДОД-41-500-1	2	4000	50	ДОД-43	3

Примечание. ВДН — вентилятор дутьевой с лопатками, загнутыми назад; ВДОД — вентилятор дутьевой осевой двухступенчатый; ДОД — дымосос осевой двухступенчатый.

Глава 7
ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА НА ТЭС

7.1. Категории, сортамент, материал и сварка трубопроводов

Трубопроводы в соответствии с Правилами Госгортехнадзора России подразделяются на четыре категории (табл. 7.1).

Трубопроводы перегретого пара категории I изготовляются из бесшовных высококачественных стальных труб по особым техническим условиям. Трубопроводы остальных категорий можно изготовлять из стандартных бесшовных и сварных труб. При выборе трубопроводов пользуются понятиями рабочего, условного и пробного давлений.

Рабочее давление $p_{раб}$, МПа, — максимальное давление, при котором допускается работа трубопровода и его деталей при рабочей температуре среды.

Понятие *условного давления* p_y в основном связано с арматурой и фасонными элементами трубопроводов (фланцами, тройниками, корпусами арматуры и др.), при конструировании которых целесообразно максимально унифицировать детали, чтобы они могли быть использованы для различных изделий и для различных условий работы. Условное давление характеризует ступени прочности различных видов трубопроводных изделий и служит основой для их стандартизации, выбора материала и конструкции изделий в зависимости от параметров среды.

Российский стандарт предусматривает разделение трубопроводных сталей на девять групп, каждая из которых имеет свою градацию температурных ступеней в соответствии с механическими свойствами при различных температурах.

Для арматуры при первой наиболее низкой температурной ступени (≤ 200 °С) рабочее давление равно условному. При более высоких температурах рабочее дав-

Таблица 7.1

Категории и группы трубопроводов

Категория трубопроводов	Группа	Рабочие параметры среды	
		Температура, °С	Давление, МПа (кгс/см^2)
I	1	Более 560	Не ограничено
	2	520—560	»
	3	450—520	»
	4	Менее 450	Более 8,0 (80)
II	1	350—450	Менее 8,0 (80)
	2	Менее 350	4,0 (40)—8,0 (80)
III	1	250—350	Менее 4,0 (40)
	2	Менее 250	1,6 (16)—4,0 (40)
IV	1	115—250	0,07 (0,7)—1,6 (16)

ление ниже условного. Государственный общероссийский стандарт устанавливает следующий ряд значений условного давления $p_у$, 10^{-5} Па: 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1600 и 2500.

Пробным называется давление $p_{пр}$, МПа, при котором производится гидравлическое испытание арматуры на прочность на заводе-изготовителе. Пробное давление принимается в зависимости от условного давления. Паропроводы категории I для среды с температурой ниже 450 °С и давлением менее 4 МПа и питательные трубопроводы для среды с давлением не более 18,5 МПа изготовляются из стали 20. Для питательных трубопроводов, рассчитанных на давление более 18,5 МПа, применяется кремнемарганцовистая сталь марки 16 ГС.

Паропроводы для среды с температурой ниже 560 °С и давлением менее 14 МПа можно изготовлять из теплоустойчивой низколегированной перлитной стали марки 12Х1МФ, а для паропроводов при более высоком давлении среды (менее 25,5 МПа) используют сталь марки 15Х1М1Ф.

Стали аустенитного класса для паропроводов ТЭС, рассчитанных на наиболее высокие начальные параметры, в России в настоящее время не применяются из-за отсутствия достаточно надежной технологии их стыковой сварки. В то же время считается, что паропроводы из стали аустенитного класса марок 12Х18Н12Т, 09Х14Н19В2БР и других марок могут быть пригодны для пара с рабочей температурой до 600 °С (и даже 650 °С).

При предварительном выборе проходного сечения труб используется приближенное округленное значение внутреннего диаметра трубопровода $d_у$, называемого условным диаметром. Этот диаметр имеет следующие наиболее употребительные стандартные значения, мм: 50; 65; 80; 100; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600 и 2000.

Диаметр называется условным потому, что действительные значения внутреннего диаметра $d_{вт}$ трубы будут различными при разных значениях толщины стенки трубы, определяемой при расчете на прочность — на внутреннее давление.

Номенклатура выпускаемых промышленностью труб в то же время характеризуется (что удобнее для измерений) наружным диаметром трубы $d_{нар}$, наиболее употребительные значения, мм, которого для трубопроводов ТЭС России составляют: 133; 159; 168; 194; 219; 245; 273; 325; 377; 426; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 720 и 820.

Трубные заводы изготовляют трубы длиной не более 12 м, определяемой условиями изготовления и транспортировки.

При строительстве электростанции и монтаже трубопроводов прямые участки и гибы труб соединяют между собой стыковой электросваркой.

Прочность сварного шва при качественном исполнении почти та же, что и прочность целой трубы. Работоспособность сварных соединений в значительной степени зависит от правильного выбора конструкции шва, качества обработки кромок и сборки деталей под сварку. Форма и конструктивные размеры подготовленных под стыковую сварку кромок зависят от способа сварки и толщины стенки труб.

На рис. 7.1 приведены конструктивные типы стыков, применяемые для трубопроводов пара и горячей воды ТЭС при давлении более 3,9 МПа и при толщине стенки более 10—17 мм. В первых двух типах стыков используются остающиеся подкладные цилиндрические кольца, устанавливаемые впотай, чтобы не умень-

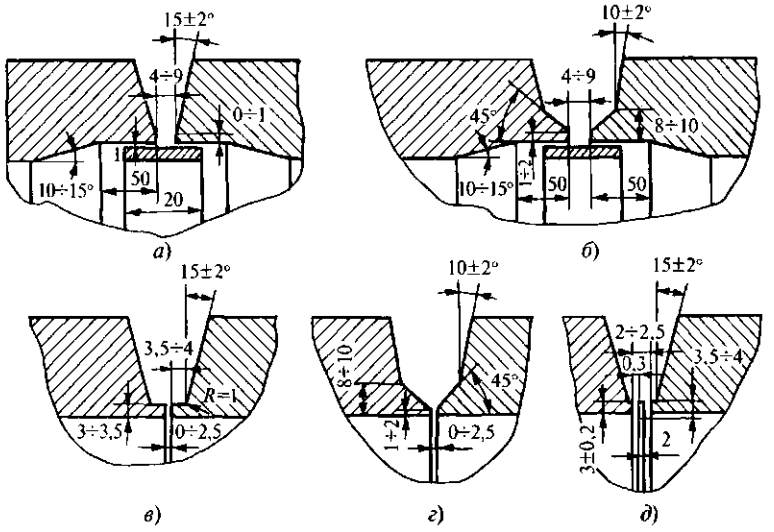


Рис. 7.1. Конструктивные типы стыков труб под сварку для толстостенных трубопроводов ТЭС высокого давления:

а — V-образная разделка кромок, стык с подкладным остающимся кольцом; *б* — двухскосная разделка, стык с подкладным остающимся кольцом; *в* — чашеобразная форма разделки кромок, стык без подкладного кольца; *г* — двухскосная разделка кромок, стык без подкладного кольца; *д* — чашеобразная форма разделки кромок, стык с расплавляемой вставкой — кольцом

шать внутреннее сечение трубы. Подкладные кольца предотвращают образование в процессе сварки грата (застывших капель металла) внутри труб и обеспечивают лучший провар корня шва.

Для установки потайного кольца в местах стыковки элементов трубопровода делаются цилиндрические проточки, длина которых должна быть не менее 50 мм, а глубина — не более 10 % толщины стенки трубы (не более 4 мм). Переход от проточенного участка к необработанной поверхности трубы выполняется плавным, без рисок, с углом скоса 10—15°, что необходимо для устранения концентрации напряжений в местах изменения толщины стенки трубы. В остальных типах стыков (рис. 7.1, *в*—*д*) подкладные кольца отсутствуют. Для выполнения качественного корня шва здесь применяется автоматическая или ручная аргонодуговая сварка с применением присадочной проволоки диаметром 1,6—2 мм. Сварка производится вольфрамовым электродом при постоянном токе. При аргонодуговой сварке неплавящимся электродом особенно хорошие результаты достигаются для труб из аустенитной стали, для которых другие способы сварки неприменимы. Этот тип шва изображен на рис. 7.1, *д*.

Для обработки торцов труб под сварку и для правильной их последующей стыковки перед сваркой используются специальные приспособления.

Качество электродуговой сварки стыков существенно зависит от правильного выбора марки электродов и состава их покрытия. Для предотвращения образования трещин в слое шва, обусловленного сварочными напряжениями и структурными превращениями, при сварке теплоустойчивых перлитных сталей применяют предварительный и сопутствующий подогревы свариваемых деталей.

Сварные соединения труб из сталей марок 12Х1МФ и 15Х1М1Ф имеют низкую пластичность (ударную вязкость), иначе говоря, закалочную структуру. Для устранения этого недостатка применяют последующую термообработку сварного стыка с нагревом до 710—740 °С и с последующими выдержкой и охлаждением по определенному графику. Для термообработки сварных стыков используют специальные муфельные печи.

Для контроля качества сварного шва применяется ряд методов. Наиболее распространенным является метод ультразвукового контроля.

7.2. Ползучесть паропроводов

При рабочей температуре выше 450 °С важнейшим показателем служебных свойств металла паропроводов является его ползучесть. Ползучесть паропроводов проявляется в постепенном увеличении диаметра трубы под действием внутреннего давления в виде остаточной деформации, сопровождающейся структурными изменениями металла с ухудшением его механической прочности.

Протекание процесса ползучести характеризуется его скоростью. В зависимости от значения и характера изменения скорости ползучести процесс условно делится на три фазы (рис. 7.2). Первая относительно непродолжительная (τ_1) фаза характеризуется неустановившейся скоростью ползучести. Вторая фаза с наименьшей и практически постоянной скоростью ползучести является наиболее продолжительной (τ_2), ей соответствует нормальный эксплуатационный период работы паропровода. Третья фаза продолжительностью τ_3 характеризуется значительным увеличением скорости ползучести и продолжается сравнительно недолго: происходит прогрессивное разрушение металла, заканчивающееся разрывом паропровода. Чтобы не допустить опасного разрыва паропровода и своевременно заметить наступление третьего периода ползучести, на всех ТЭС ведется регулярный контроль ползучести металла паропроводов, имеющих рабочую температуру среды 450 °С и выше. Для паропроводов допускается скорость ползучести, составляющая не более 10^{-7} мм/(мм · ч), что соответствует остаточной деформации паропровода, равной 1 % за $100 \cdot 10^3$ ч работы. При увеличении скорости ползучести металла до 10^{-6} мм/(мм · ч), а также при достижении паропроводом остаточной деформации, равной 1 %, должно быть проведено его тщательное обследование с анализом механических свойств и структуры металла. За таким паропроводом (или его участком) организуется тщательное наблюдение, а в случае необходимости паропровод полностью заменяется.

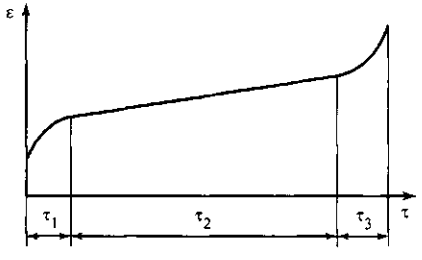


Рис. 7.2. Кривая ползучести стали и ее фазы:

τ_1 —τ_3 — продолжительность соответственно первой—третьей фаз ползучести; ε — деформация ползучести

Для контроля за увеличением остаточной деформации паропровода производят периодические измерения его диаметра в двух взаимно перпендикулярных направлениях по специально приваренным бобышкам с помощью приставной скобы с микрометрическим винтом. Этот метод контроля требует съема с паропровода тепловой изоляции в местах, где установлены бобышки. Измерения проводятся

на холодном неработающем паропроводе обычно в периоды капитальных ремонтов энергоблоков. Учитывая установленную периодичность капитальных ремонтов энергоблоков ТЭС, их можно проводить не чаще 1 раза в два-три года. В МЭИ профессором Д.П. Елизаровым было разработано и внедрено на ряде ТЭС России специальное устройство (рис. 7.3), позволяющее измерять увеличение диаметра паропровода

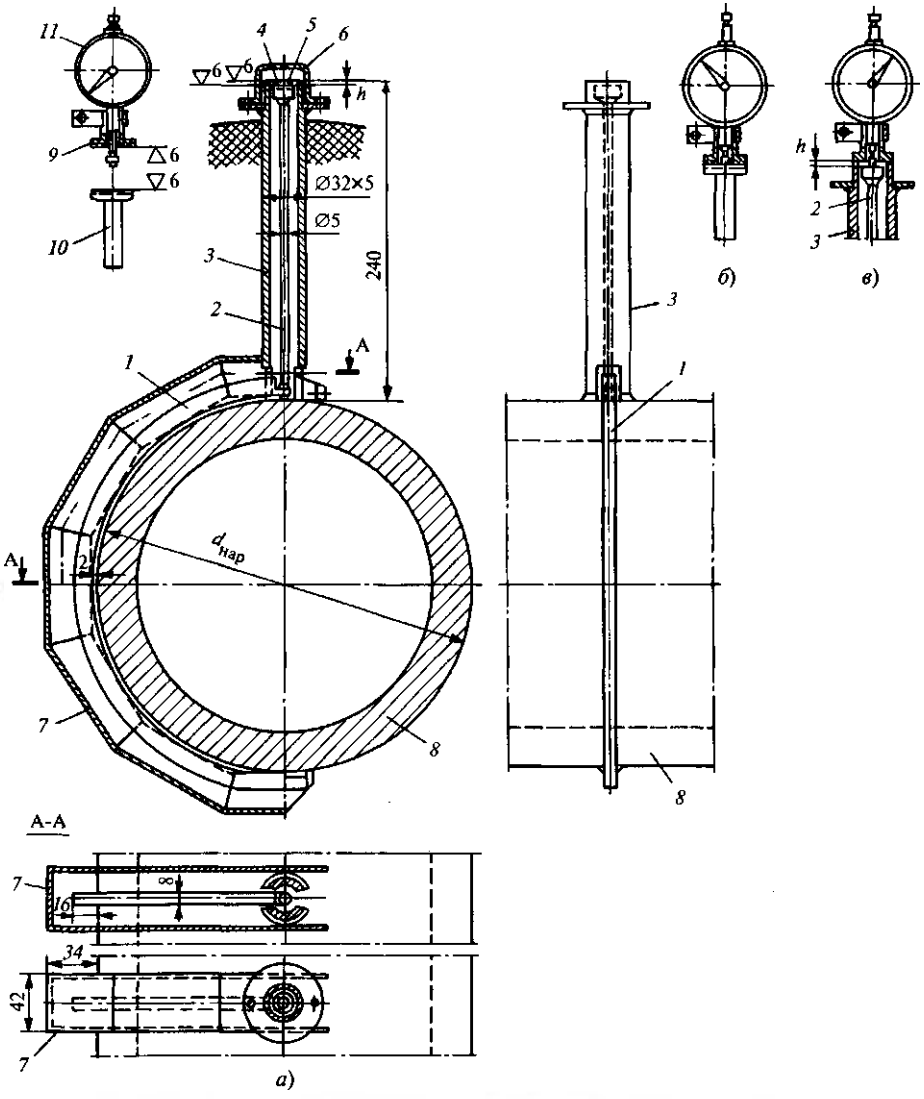


Рис. 7.3. Устройство МЭИ для наблюдения за ползучестью паропроводов электростанций в период их эксплуатации:

а — устройство для измерения ползучести; *б* — установка индикатора на контрольной плитке; *в* — измерение увеличения диаметра паропровода; *1* — скоба; *2* — стержень; *3* — трубка; *4*, *5* — наконечники стержня и трубки; *6* — колпачок; *7* — кожух; *8* — паропровод; *9* — зажимная втулка; *10* — контрольная плитка; *11* — индикатор часового типа

за счет ползучести не только на холодном неработающем, но и на горячем работающем паропроводе без съема с него тепловой изоляции, что позволило организовать регулярный контроль ползучести на нем. Одновременно это устройство на порядок повысило точность измерений.

7.3. Расчеты паропроводов на прочность

Трубопроводы и их детали в условиях эксплуатации подвергаются воздействию целого комплекса различных нагружающих факторов. К таким факторам относятся внутреннее давление, самокомпенсация температурных удлинений, весовая нагрузка, температурные напряжения в стенке, обусловленные изменением температурного режима внутренней или окружающей среды.

Главным нагружающим фактором, по которому рассчитывается толщина стенки трубопровода, является внутреннее давление среды. Под действием внутреннего давления p в стенке трубопровода возникает сложнонапряженное состояние, характеризующееся тремя главными нормальными напряжениями: σ_r — радиальным; σ_t — тангенциальным (окружным) и σ_z — аксиальным (вдоль оси трубы). Значения тангенциального и радиального напряжений в стенке трубы (полого толстостенного цилиндра) могут быть определены по формулам Ляме-Гадолина:

$$\sigma_t = \frac{pr_{вт}^2}{r_{нар}^2 - r_{вт}^2}\left(1 + \frac{r_{нар}^2}{r^2}\right); \quad \sigma_r = \frac{pr_{вт}^2}{r_{нар}^2 - r_{вт}^2}\left(1 - \frac{r_{нар}^2}{r^2}\right), \tag{7.1}$$

где $r_{нар}$ и $r_{вт}$ — наружный и внутренний радиусы поперечного сечения трубы; r — текущий радиус поперечного сечения (для расчетной точки).

Аксиальное напряжение в поперечном сечении трубы постоянно и вычисляется по формуле

$$\sigma_z = \frac{pr_{вт}^2}{r_{нар}^2 - r_{вт}^2}. \tag{7.1а}$$

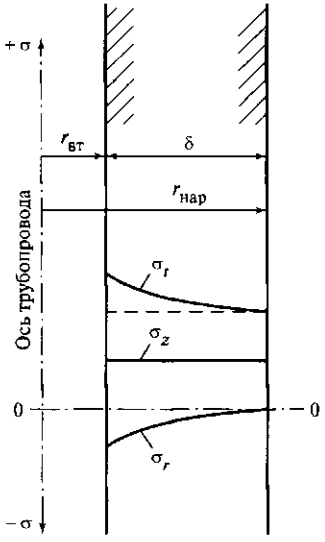


Рис. 7.4. Распределение нормальных напряжений по толщине стенки трубопровода при воздействии внутреннего давления

Распределение этих напряжений по толщине стенки трубы представлено на рис. 7.4. Применяя третью теорию прочности (наибольших касательных напряжений), получаем максимальную разность главных напряжений у внутренней поверхности трубы:

$$(\sigma_t - \sigma_r)_{макс} = \frac{2pr_{нар}^2}{r_{нар}^2 - r_{вт}^2}. \tag{7.2}$$

Эта разность напряжений у внутренней поверхности трубы всегда больше внутреннего давления. Аксиальное напряжение σ_z обычно значительно меньше σ_r

и σ_t и на прочность трубопровода не влияет. Расчет трубопроводов на прочность проводится в России в соответствии с Нормами расчета на прочность. Прочность трубопровода оценивается по несущей способности (по предельной нагрузке). Максимальная толщина стенки трубопровода в соответствии с Нормами должна быть не менее значения, определяемого по формуле

$$\delta = \frac{p d_{\text{нар}}}{2\varphi[\sigma] + p} + C. \tag{7.3}$$

Здесь p — расчетное (рабочее) давление среды, МПа; $d_{\text{нар}}$ — наружный диаметр трубы, мм; φ — коэффициент прочности при ослаблении трубы сварным швом, выполненным вдоль трубы; δ и C — толщина стенки и минусовой допуск на ее изготовление, мм. Номинальное допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, принимается для стали соответствующей марки в зависимости от расчетной температуры с учетом запаса прочности.

Как уже упоминалось, в качестве основной нагрузки при расчетах трубопроводов на прочность принято давление рабочей среды, а дополнительные внешние нагрузки (от самокомпенсации температурных удлинений паропроводов, от собственного веса трубопровода и др.), действующие постоянно, учитываются при дополнительных расчетах, имеющих характер поверочных. Напряжения от температурной неравномерности, возникающие в стенке трубопровода при переходных режимах и отсутствующие при стационарных режимах эксплуатации, Нормами расчета на прочность не учитываются и регламентируются лишь режимными мероприятиями (ограничение скорости прогрева).

Рассмотрим теперь напряжения от самокомпенсации температурных удлинений паропроводов. Паропроводная трасса в простейшем случае является не разветвленной, но пространственной (иногда плоской). Концы ее закрепляются жестко, иначе говоря, не могут иметь ни линейных, ни угловых перемещений. При прогреве паропровод удлиняется. Ввиду закрепления концов при прогреве паропровод деформируется и в нем возникают так называемые компенсационные напряжения. При этом создаются изгибающие и крутящие моменты. Для расчета возникающих напряжений используются различные методы. Одним из наиболее распространенных является метод «упругого» центра. Кратко изложим этот метод.

Потенциальная энергия деформации трубопровода при его температурной самокомпенсации приближенно может быть представлена в виде

$$U = \int_0^L \frac{M_{\text{и}}^2}{2EI}\,\mathrm{d}l + \int_0^L \frac{M_{\text{кр}}^2}{2GI_{\text{р}}}\,\mathrm{d}l. \tag{7.4}$$

Здесь $M_{\text{и}}$ и $M_{\text{кр}}$ — изгибающий и крутящий моменты в произвольной точке трассы; L — длина трубопровода; l — длина участка трубопровода; E — модуль упругости материала трубопровода; $G = E/[2(1 - \nu)]$ — модуль сдвига; ν — коэффициент Пуассона; $I = (\pi/64)(d_{\text{нар}}^4 - d_{\text{вт}}^4)$ — экваториальный момент инерции поперечного сечения трубопровода; $I_{\text{р}} = 2I$ — полярный момент инерции. Вторым членом (7.4) при расчетах можно пренебречь.

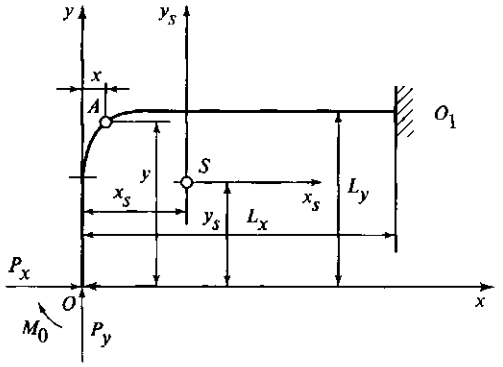


Рис. 7.5. Схема плоского неразветвленного паропровода:
S — упругий центр трассы; O и O_1 — места расположения неподвижных опор; L_x и L_y — расстояния между неподвижными опорами в направлении координатных осей; xOy — исходная система координат; x_sSy_s — система координат, проходящая через упругий центр трассы

Основные формулы для расчета трубопровода на самокомпенсацию его температурных удлинений проще вывести для плоской трассы (рис. 7.5). Изгибающий момент в любом сечении A трубопровода выражается формулой

$$M_и = P_y x - P_x y + M_0, \tag{7.5}$$

где P_x и P_y — составляющие компенсационного усилия.

Дифференцированием находят линейные и угловые перемещения конца трассы у неподвижной опоры O (см. рис. 7.5) по теореме Кастильяно:

$$\Delta x = \frac{\partial U}{\partial P_x} = \frac{1}{EI}\int_0^L M_и \frac{\partial M_и}{\partial P_x}\,dl = \frac{1}{EI}(P_x I_x - P_y I_{xy} - M_0 S_x); \tag{7.6}$$

$$\Delta y = \frac{\partial U}{\partial P_y} = \frac{1}{EI}\int_0^L M_и \frac{\partial M_и}{\partial P_y}\,dl = \frac{1}{EI}(P_y I_y - P_x I_{xy} + M_0 S_y); \tag{7.7}$$

$$\theta_0 = \frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{1}{EI}\int_0^L M_и \frac{\partial M_и}{\partial M_0}\,dl = \frac{1}{EI}(P_y S_y - P_x S_x + M_0 L). \tag{7.8}$$

Здесь $I_x = \int_0^L y^2\,dl$ и $I_y = \int_0^L x^2\,dl$ — линейные моменты инерции геометрической оси трубопровода относительно выбранных координатных осей; $I_{xy} = \int_0^L xy\,dl$ — центробежный момент инерции; $S_x = \int_0^L y\,dl$ и $S_y = \int_0^L x\,dl$ — статические моменты геометрической оси трубопровода; L — длина трубопровода (в дальнейшем приведенная).

Для поперечного сечения трубопровода у неподвижной опоры O угловая деформация $\theta_0 = 0$, и из формулы (7.8) получим

$$M_0 = P_x \frac{S_x}{L} - P_y \frac{S_y}{L}. \tag{7.9}$$

Наибольшую трудоемкость в этом расчете представляет определение моментов инерции и статических моментов геометрической оси трассы. Для этой цели трассу трубопровода разбивают на прямолинейные и дуговые элементы и для каждого из них определяют длины проекций на координатные оси. Затем находят координаты их центров тяжести (ЦТ). У прямолинейных элементов ЦТ расположены в середине их длины. Для дуговых элементов разработаны способы быстрого определения координат центров тяжести. Приведенные длины дуговых элементов трассы находят с учетом понижения их жесткости, используя коэффициент гибкости Кармана. Учитывая наличие в трассе дуговых элементов, уточняют ее общую длину. В дальнейших расчетах ее заменяют на приведенную длину $L_{\text{пр}}$.

Используя выражение (7.9), поскольку для неподвижной опоры $\theta_0 = 0$, исключают далее M_0 из формул (7.6) и (7.7) и получают систему из двух уравнений для определения P_x и P_y. Для дальнейшего упрощения (7.6) и (7.7) оси координат переносят в упругий центр тяжести (УЦТ) рассматриваемой трассы. Статические моменты S_x и S_y трассы относительно новых осей будут равны нулю.

Координаты УЦТ определяют по формулам:

$$x_s = S_y / L_{\text{пр}}; \quad y_s = S_x / L_{\text{пр}}. \tag{7.10}$$

В итоге система уравнений приобретает вид:

$$\begin{cases} P_x I_{xs} - P_y I_{xys} = EI\Delta x; \\ P_y I_{ys} - P_x I_{xys} = EI\Delta y. \end{cases} \tag{7.11}$$

Для переноса координатных осей в УЦТ используют формулы:

$$\begin{cases} I_{xs} = I_x - x_s^2 L_{\text{пр}}; \\ I_{ys} = I_y - y_s^2 L_{\text{пр}}; \\ I_{xys} = I_{xy} - x_s y_s L_{\text{пр}}. \end{cases} \tag{7.12}$$

Входящие в уравнения системы (7.11) расчетные линейные перемещения конца трассы у неподвижной опоры O определяют по формулам:

$$\begin{cases} \Delta x = \Delta x_t \pm \Delta x_0 - \Delta x_{\text{р}}; \\ \Delta y = \Delta y_t \pm \Delta y_0 - \Delta y_{\text{р}}. \end{cases} \tag{7.13}$$

Для вычисления Δx и Δy находят температурные удлинения трассы в направлении координатных осей:

$$\begin{cases} \Delta x_t = \alpha_t (t_{\text{раб}} - t_{\text{м}}) L_x; \\ \Delta y_t = \alpha_t (t_{\text{раб}} - t_{\text{м}}) L_y. \end{cases} \tag{7.14}$$

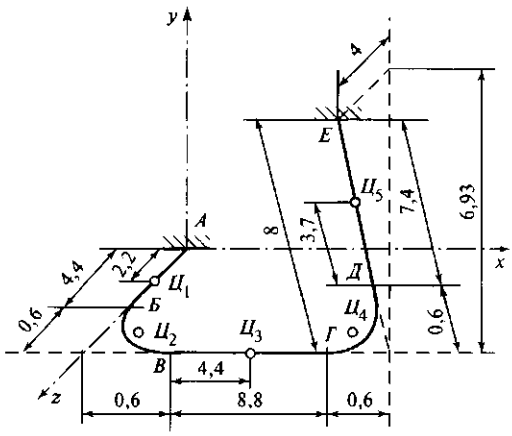


Рис. 7.6. Схема пространственной трассы паропровода:

$Ц_1$—$Ц_5$ — центры тяжести элементов трассы; *А*, *Е* — неподвижные опоры на концах трассы; *Б*, *В*, *Г*, *Д* — границы элементов

Здесь α_t — коэффициент линейного температурного удлинения материала трубопровода; $t_{раб}$ и $t_м$ — рабочая и монтажная температуры трубопровода; L_x и L_y — расстояния между неподвижными опорами трассы вдоль координатных осей.

В формулах (7.13) через Δx_0 и Δy_0 обозначены заданные перемещения конца рассматриваемой трассы в направлении осей координат, а через $\Delta x_р$ и $\Delta y_р$ — перемещения конца трассы при холодной монтажной растяжке.

Для случая пространственной трассы паропровода задача решается путем условного расчленения ее на три плоских участка, представляющих собой проекции трассы на ортогональные плоскости. В качестве иллюстрации на рис. 7.6 приводится несложная пространственная неразветвленная трасса паропровода с прямолинейными и дуговыми элементами, а на рис. 7.7 показаны эпюры

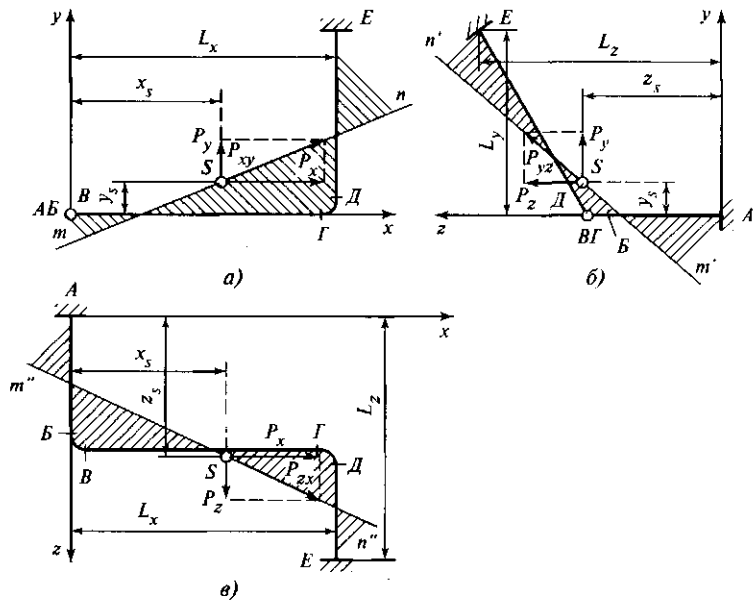


Рис. 7.7. Проекции пространственной трассы паропровода на координатные плоскости:

а — проекция на плоскость *xy*; *б* — проекция на плоскость *yz*; *в* — проекция на плоскость *xz*; P_x, P_y, P_z — составляющие компенсационного усилия трассы; *S* — упругий центр трубопроводной системы; остальные обозначения те же, что на рис. 7.6

изгибающих и крутящих моментов от самокомпенсации этой трассы в трех плоскостях проекций, полученные расчетом по описанному методу «упругого» центра.

При расчетах паропроводов на температурную самокомпенсацию помимо моментов и напряжений определяют перемещения точек трассы, чтобы иметь возможность контроля за состоянием паропровода и отсутствием в нем защемлений, повышающих компенсационные напряжения. В условиях эксплуатации ТЭС такой контроль осуществляется при прогреве паропровода в процессе пуска блока. Для этого на паропроводе используются специальные реперы с указателями и координатниками, устанавливаемые в некоторых доступных для наблюдателя точках трассы. Измеренные с помощью реперов перемещения точек паропровода сопоставляются с расчетными перемещениями. При наличии расхождений обследуется паропровод и устанавливается причина расхождений.

Для уменьшения компенсационных моментов и напряжений в паропроводах применяют холодную монтажную растяжку. На длинных прямолинейных участках сборных магистралей устанавливают П-образные компенсаторы.

Вес трубопровода воспринимается опорами и подвесками различных типов. Они должны одновременно обеспечивать свободу температурных перемещений трассы при прогреве и при остывании паропровода.

В зависимости от назначения опоры подразделяются на неподвижные (или «мертвые»), направляющие (скользящие, роликовые и шариковые), жесткие подвески и пружинные подвески и опоры.

Неподвижные опоры (рис. 7.8, *а*) не допускают ни линейных, ни угловых перемещений закрепленного сечения. Для их установки трассу разбивают на участки, самостоятельные по самокомпенсации температурных удлинений. Помимо весовой нагрузки неподвижные опоры воспринимают усилия и моменты от самокомпенсации. Обычно неподвижные опоры устанавливают на концах трасс, например для паропроводов свежего пара — у выходного коллектора пароперегревателя котла и у стопорного клапана турбины, но иногда применяют неподвижные опоры и в других промежуточных точках трассы, а также на концах ответвлений, например у клапанов пускосбросного устройства (ПСБУ).

Направляющие опоры (рис. 7.8, *б*) обеспечивают перемещения соответствующего сечения трубопровода только в одном линейном направлении — обычно вдоль оси трубы. Для уменьшения трения и продольной реакции при температурном перемещении трубопровода направляющие опоры выполняются роликовыми или шариковыми. Эти опоры обычно устанавливают на прямолинейных горизонтальных участках трубопроводов, смежных с участком, где расположена неподвижная опора. Здесь температурное компенсационное перемещение трубопровода направлено, как правило, вдоль оси трубы, а его вертикальное перемещение практически отсутствует.

Жесткие подвески (рис. 7.9, *а*) применяются в тех местах, где трубопровод имеет нулевое расчетное вертикальное перемещение, но должна обеспечиваться свобода перемещений во всех направлениях горизонтальной плоскости.

Пружинные опоры трубопроводов должны обеспечивать свободу температурных компенсационных перемещений точек трассы во всех направлениях, в том числе и в вертикальном. Они подразделяются на пружинные подвески (рис. 7.9, *б*) и пружинные опоры. В первом случае пружины располагаются выше оси трубопровода, во втором — ниже. Иногда по местным условиям приходится применять

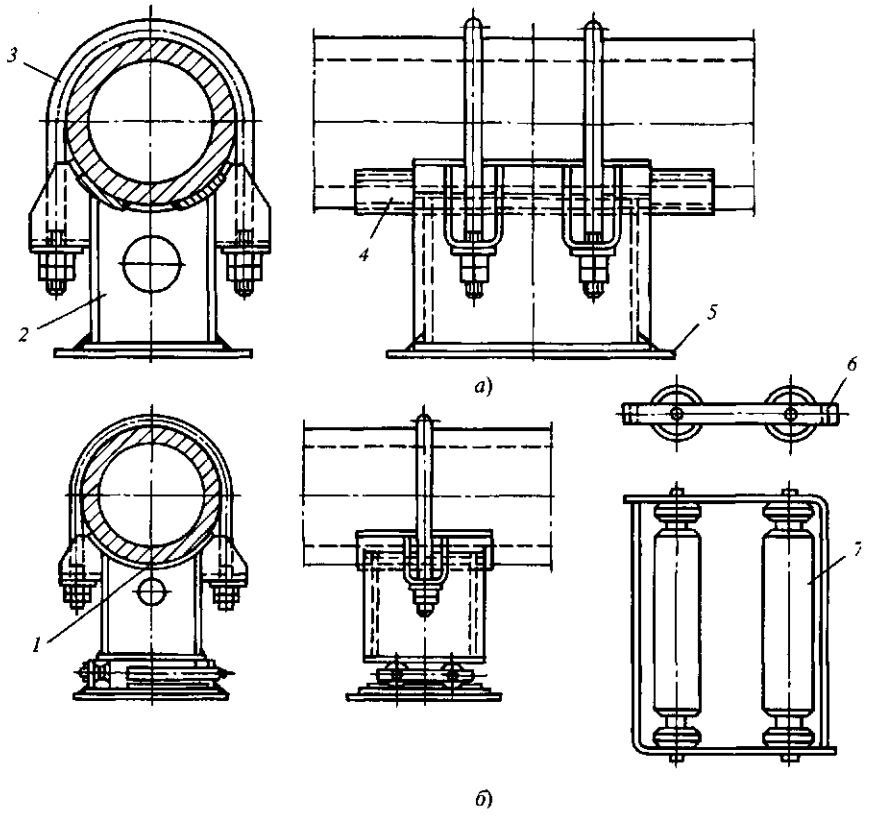


Рис. 7.8. Типовые конструкции опор для трубопроводов:
а — неподвижная («мертвая») опора; *б* — направляющая роликовая опора; *1* — ложе опоры; *2* — корпус опоры; *3* — хомут; *4* — упор; *5* — опорный лист; *6* — обойма; *7* — ролик

конструкции пружинных подвесок, где часть пружин располагают выше оси трубопровода, а часть — ниже. Пружинные подвески должны иметь достаточно длинные тяги для обеспечения свободы горизонтальных перемещений соответствующих точек трассы. Минимальная длина тяги зависит от значения горизонтального перемещения точки крепления трубопровода, а максимальная определяется, как правило, компоновочными возможностями.

Для пружинных подвесок и опор применяют цилиндрические винтовые пружины, работающие на кручение. Основной характеристикой пружины является жесткость C, Н/м:

$$C = \frac{P}{\lambda} = \frac{Gd^4}{8(D-d)^3 n}, \qquad (7.15)$$

где P — нагрузка, Н; λ — прогиб оси пружины, мм; G и E — модули сдвига и упругости пружинной стали; d — диаметр прутка, из которого изготовлена пружина, мм; D — наружный диаметр витка пружины, мм; n — число рабочих витков, шт.

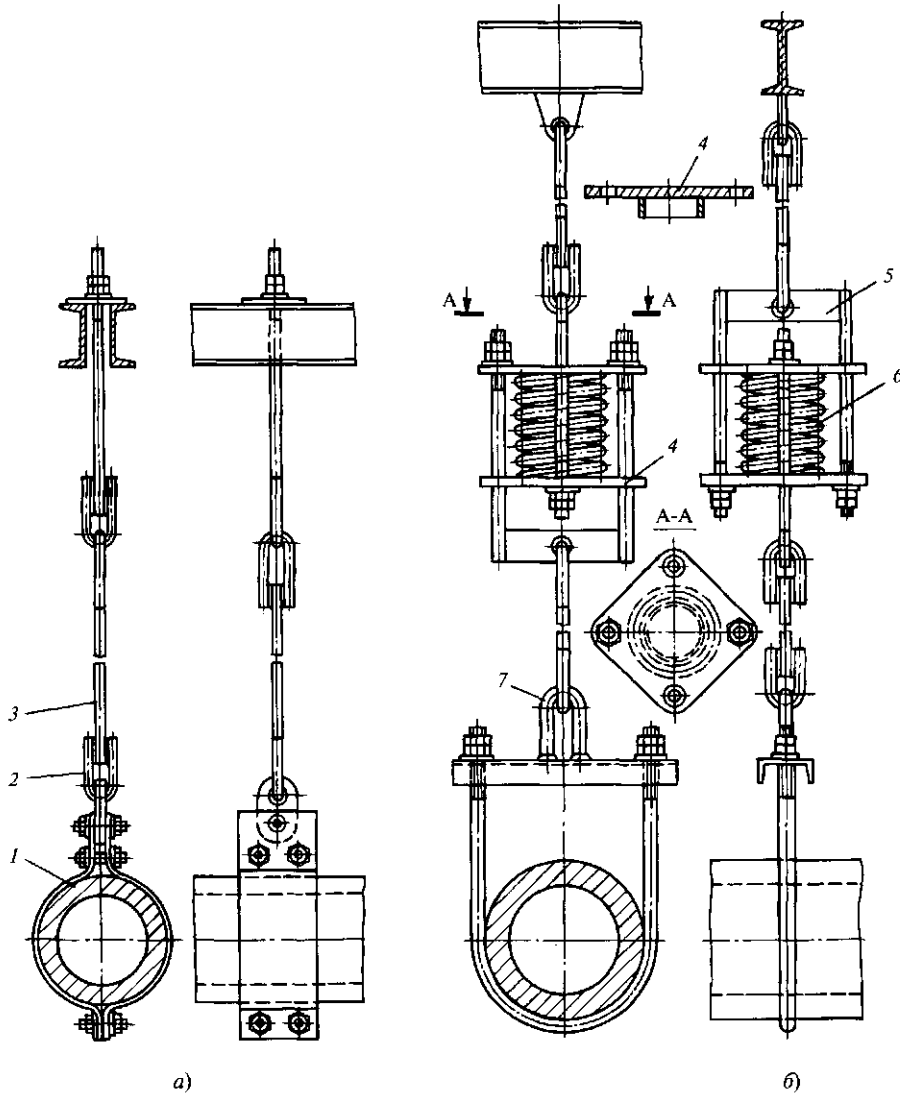


Рис. 7.9. Подвески трубопроводов:

а — жесткая подвеска; *б* — пружинная подвеска с одной цепью пружин и с одной пружиной в цепи; *1* — хомут; *2* — проушина; *3* — тяга; *4* — направляющая тарелка; *5* — траверса; *6* — пружина; *7* — рым

Пружины для опор и подвесок трубопроводов стандартизованы и выбираются по номерам. Нумерации пружин соответствует их допустимая нагрузка $P_{макс}$. Пружины подразделяются на две группы по максимальному прогибу $\lambda_{макс}$ (70 и 140 мм).

Обычно пружины выбирают и регулируют таким образом, чтобы в рабочем состоянии трубопровода их деформация не превышала $0{,}7\lambda_{макс}$, а нагрузка была не более $0{,}7P_{макс}$. Если вертикальное температурное перемещение трубопровода в данной точке трассы превышает $0{,}7\lambda_{макс}$, устанавливают две и более пружин

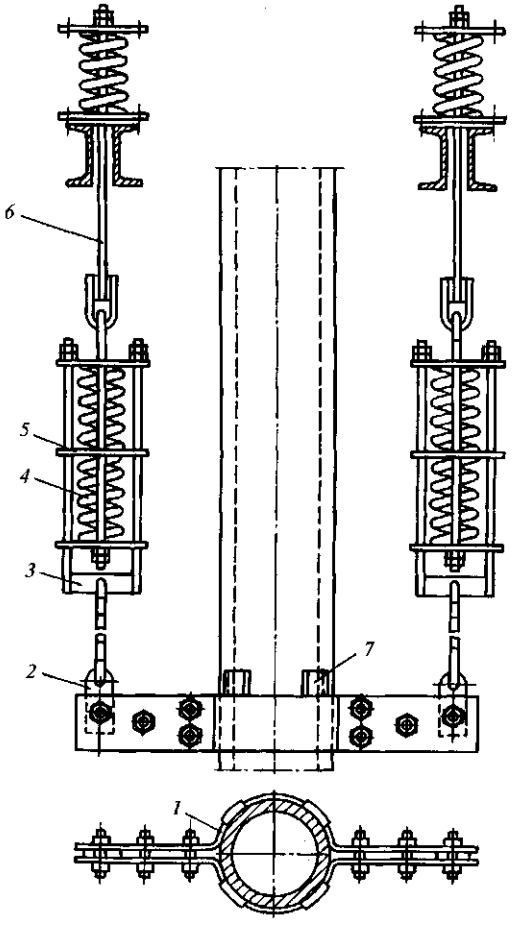


Рис. 7.10. Пружинная подвеска на вертикальном участке трубопровода с двумя цепями пружин и с тремя последовательно установленными пружинами в каждой цепи:
1 — хомут; *2* — ушко; *3* — траверса; *4* — пружина; *5* — направляющая тарелка; *6* — тяга; *7* — упор

в цепи. Если нагрузка на опору более $0{,}7P_{макс}$, используют две и более параллельных цепей пружин. Последовательное расположение пружин в цепи понижает жесткость опоры пропорционально числу пружин. При этом во столько же раз увеличивается допустимое вертикальное перемещение трубопровода в точке опоры. Параллельное расположение пружинных цепей повышает жесткость и грузоподъемность опоры пропорционально числу цепей. На рис. 7.10 представлена пружинная подвеска с двумя цепями пружин и тремя последовательно установленными пружинами в каждой цепи.

В МЭИ была разработана методика упрощенного расчета неразветвленного пространственного трубопровода на весовую нагрузку. В этой методике использован из курса сопротивления материалов метод сил. Трасса, подлежащая расчету, проектируется на горизонтальную плоскость, и указываются места приложения реакций опор. Воздействие условно отброшенных вертикальных участков трассы заменяют сосредоточенными силами, равными весу этих участков. Такое условное преобразование пространственного неразветвленного трубопровода в расчетную схему иллюстрируется на рис. 7.11.

На рис. 7.12 показаны результаты расчета на весовую нагрузку трубопровода свежего пара энергоблока с турбиной Т-250/300-240. Влияние ответвлений и дуговых элементов паропровода в расчете не учитывалось. Из рисунка видно, как изменяется эпюра изгибающих моментов от весовой нагрузки паропровода при переходе из холодного в горячее рабочее состояние. В результате температурных перемещений трассы при ее прогреве уменьшаются реакции промежуточных опор, а реакции неподвижных опор на концах возрастают. Это приводит к росту «весовых» моментов в средней части эпюры и к снижению их на концах. Изгибающий момент от весовой нагрузки на правом конце трассы (в точке *Г*) при этом изменяет свой знак.

Современные трассы паропроводов крупных энергоблоков весьма сложны по конфигурации и имеют много ответвлений с дополнительными «мертвыми» опорами на концах. При температурных перемещениях паропроводов, вызываемых

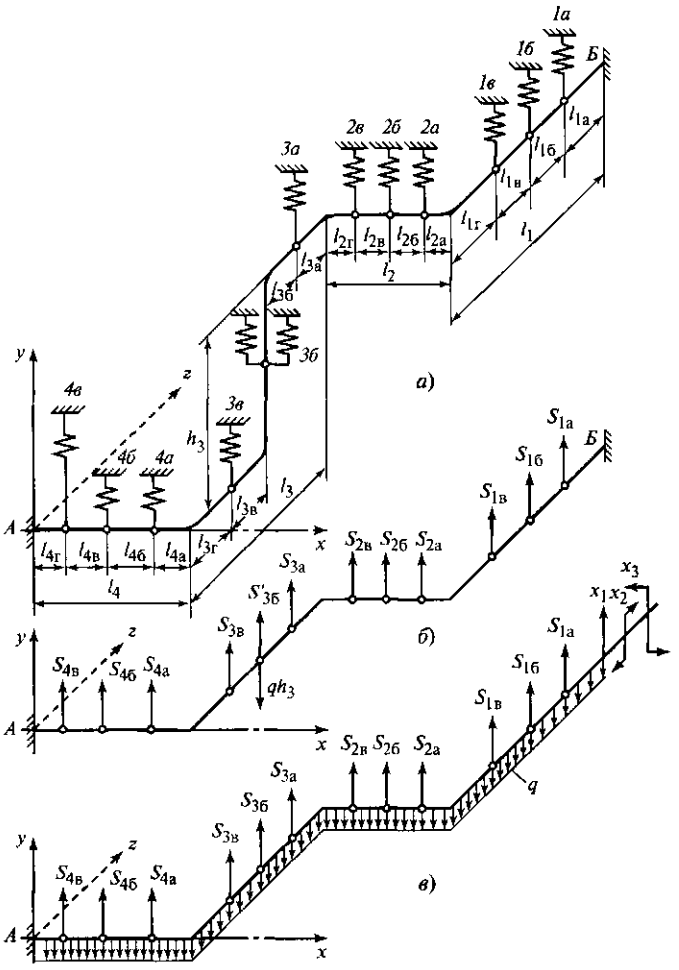


Рис. 7.11. Преобразование реальной схемы пространственного неразветвленного трубопровода в расчетную схему для определения моментов от весовой нагрузки по методу Д.П. Елизарова (методу сил):

а — исходная пространственная трасса трубопровода с пружинными подвесками и дуговыми элементами (гибами); *б* — эквивалентная плоская схема трассы со спрямленными дуговыми элементами и с заменой вертикальных участков сосредоточенными весовыми нагрузками qh_i; *в* — расчетная плоская схема трассы с окончательным обозначением всех реакций (например, $S_{3б} = S'_{3б} - qh_3$ — результирующая расчетная реакция в месте расположения на исходной трассе вертикального участка высотой h_3)

самокомпенсацией их температурных удлинений, реакции опор и подвесок изменяются пропорционально вертикальным температурным перемещениям. Поэтому расчеты трубопроводов на совокупность нагружающих факторов должны выполняться с учетом податливости опор и подвесок.

Подобный расчет с учетом всех этих факторов чрезвычайно трудоемок, и выполнить его без использования ЭВМ невозможно. Поэтому все трубопроводы

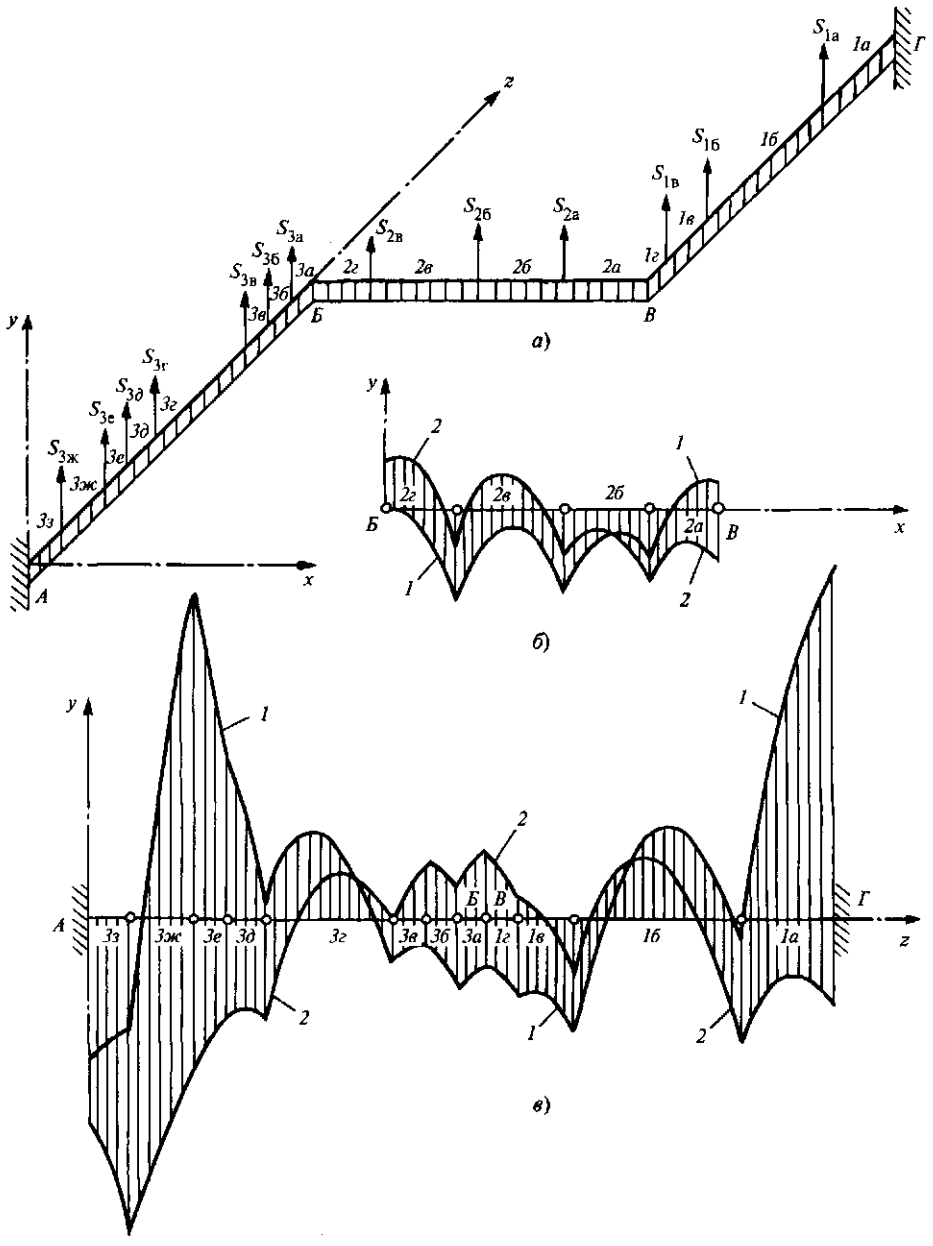


Рис. 7.12. Пример эпюр изгибающих моментов от весовой нагрузки трубопровода свежего пара теплофикационного энергоблока с турбиной Т-250/300-240:

а — расчетная схема трассы; *б* — эпюры изгибающих моментов на втором участке трассы между точками *Б* и *В* в направлении оси *x*; *в* — эпюры изгибающих моментов на участках между точками *А* и *Б* и точками *В* и *Г* в направлении оси *z*; *1а*, *1б*, *1в*, ... — номера элементов трассы; $S_{1а}$, $S_{1б}$, $S_{1в}$, ... — реакции промежуточных подвесок и опор; *1* — холодное состояние трассы; *2* — горячее рабочее состояние трассы

ТЭС проектными и наладочными организациями России в настоящее время рассчитываются с помощью ЭВМ по специальным программам. Эти программы позволяют проводить расчеты трубопроводов на прочность и жесткость с выбором опор и подвесок, с определением перемещений точек трассы и усилий, воздействующих на оборудование и опоры.

7.4. Гидравлический расчет трубопроводов

Внутренний диаметр, м, трубопровода определяется по принятой скорости движения среды исходя из максимально возможного ее расхода при эксплуатации:

$$d_{вт} = \sqrt{4D/(\pi w \rho)}, \qquad (7.16)$$

где D — расход среды, кг/с; w — скорость движения потока среды, м/с; ρ — плотность, кг/м^3.

Скорость перегретого пара принимается в зависимости от его параметров в пределах 30—70 м/с, скорость насыщенного пара — в пределах 20—40 м/с, в паропроводах к РОУ, БРОУ и предохранительным клапанам скорость должна составлять 80—100 м/с. Повысить скорость среды можно, уменьшив диаметр и число параллельных ниток трубопровода, что приводит к снижению капиталовложений. Одновременно увеличиваются гидравлические потери в трубопроводе. Это снижает тепловую экономичность установки и приводит к увеличению расхода топлива, т.е. к повышению эксплуатационных расходов. Чрезмерное повышение скорости среды может вызвать быстрый износ уплотнительных поверхностей арматуры и вибрацию трубопровода.

При небольших перепадах давления, когда отношение удельных объемов среды в конце и начале трассы не превышает 1,2, потеря давления в трубопроводе определяется по формуле

$$\Delta p = \sum\left(\frac{\lambda l}{d_{вт}} + \sum \xi_м\right)\frac{w^2 \rho_{ср}}{2}, \qquad (7.17)$$

где $\rho_{ср}$ — средняя плотность среды, кг/м^3; l — длина участка трубопровода, м; λ — коэффициент трения прямых участков; $\xi_м$ — коэффициент местного сопротивления; для клапанов при полном открытии $\xi_м = 3 \div 5$; для задвижек $\xi_м = 0{,}4 \div 0{,}7$; для обратных затворов типа «захлопка» $\xi_м = 1{,}5 \div 3$; для гибов $\xi_м$ зависит от радиуса гиба и угла поворота и составляет 0,06—0,1; для тройников в зависимости от направления потока $\xi_м = 0{,}14 \div 0{,}6$.

Коэффициент трения прямых участков λ зависит от относительной шероховатости внутренней поверхности трубы и от характера движения потока среды в трубе, определяемого числом Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = w d_{вт}/\nu.$$

При Re > 2300 поток является турбулентным и коэффициент трения рассчитывается по формуле

$$\lambda = [1{,}14 + 2\lg(d_{вт}/\Delta)]^{-2}. \qquad (7.18)$$

Здесь Δ — эквивалентная шероховатость внутренней поверхности стенки трубы, которую для стальных бесшовных труб можно принять равной 0,18—0,22 мм (бульшие значения принимаются для труб со сваркой с подкладными кольцами).

При скорости среды более 130 м/с и при больших перепадах давления в трубопроводе, когда отношение удельных объемов среды в конце и начале трассы превышает 1,2, применяются специальные методы расчета.

7.5. Тепловые потери и тепловая изоляция трубопроводов

Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду и обеспечения безопасности труда обслуживающего персонала все трубопроводы, имеющие температуру среды выше 45 (для расположенных внутри помещений) и 60 °С (для расположенных вне помещений), должны защищаться тепловой изоляцией. Потери теплоты, Вт/м, через изоляцию трубопровода длиной 1 м могут быть определены по формуле

$$q = \frac{\pi(t_1 - t_2)}{\frac{2{,}3}{2\lambda_{из}} \lg \frac{d_{из}}{d_{нар}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{из}}}, \qquad (7.19)$$

где t_1 — температура протекающей среды, °С; t_2 — температура окружающего воздуха, принимаемая для помещений равной 25—30 °С; α_2 — коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху, Вт/(м^2 · К); $d_{нар}$ и $d_{из}$ — наружные диаметры трубы и поверхности теплоизоляции, м; $\lambda_{из}$ — теплопроводность материала изоляции, Вт/(м · К).

В качестве теплоизоляционных материалов для трубопроводов наиболее часто используются минераловатные прошивные в проволочной обертке маты, имеющие плотность 100—200 кг/м^3, $\lambda_{из}$ = 0,046—0,058 Вт/(м · К) и применяемые при температуре ниже 600 °С; совелитовые изделия с плотностью 350—400 кг/м^3 и $\lambda_{из}$ = = 0,089÷0,093 Вт/(м · К) с предельной рабочей температурой 500 °С; асбомагнезиальный шнур с $\lambda_{из}$ = 0,11 Вт/(м · К) и предельной температурой 400 °С.

В формуле (7.19) не учитываются тепловые сопротивления стенки трубы и пограничного слоя между средой и стенкой, имеющие малые значения. Потери теплоты, Вт/м, через изоляцию трубы длиной 1 м связаны уравнением теплоотдачи с температурой наружной поверхности изоляции $t_{из}$, которая не должна превышать 50 °С:

$$q = (t_{из} - t_c)\pi d_{из}\alpha_2, \qquad (7.20)$$

где t_c — температура стенки трубы.

Совместное решение уравнений (7.19) и (7.20) позволяет определить необходимую толщину слоя теплоизоляции.

Для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от поверхности теплоизоляции к окружающему воздуху при свободном турбулентном его движении можно рекомендовать формулу

$$Nu_в = A(Gr_в Pr_в)^n (Pr_в/Pr_с)^{0,25}, \qquad (7.21)$$

где $Nu_в = \alpha_2 l/\lambda_в$ — число Нуссельта; $Gr_в = g\beta_в t_{из} l^3/\nu_в^2$ — число Грасгофа; $Pr = \nu/a$ — число Прандтля; $\lambda_в$ — теплопроводность воздуха, Вт/(м · К); $\beta_в$ — температурный коэффициент объемного расширения воздуха, $К^{-1}$; $g = 9{,}81$ м/с^2 — ускорение свободного падения; ν — кинематическая вязкость воздуха, м^2/с; a — температуропроводность воздуха, м^2/с; индекс «в» относится к параметрам воздуха за пределами движущегося слоя, индекс «с» — к параметрам наружной поверхности слоя изоляции.

Развитое турбулентное движение наступает при $Gr_в Pr_в \geq 6 \cdot 10^{10}$. В качестве определяющего размера l, м, для вертикальных участков паропроводов принимается высота участка, для горизонтальных — наружный диаметр изоляции. Для вертикальных участков $A = 0{,}15$, $n = 0{,}33$, для горизонтальных $A = 0{,}5$, $n = 0{,}25$.

Для уменьшения теплопотерь излучением теплоизоляцию трубопроводов закрывают снаружи листовым алюминием.

7.6. Дренирование паропроводов

Образующийся во время работы и при прогреве паропроводов конденсат необходимо удалять, не допуская его скопления во избежание гидравлических ударов. Особенно тщательно должен быть удален конденсат из главного паропровода, так как вода представляет большую опасность для турбин. Многие аварии на паропроводах и турбинах были вызваны гидравлическими ударами, происходившими вследствие неправильного устройства или недостаточной пропускной способности дренажной системы.

Во время эксплуатационных пусков котлов и турбин дренажная система паропроводов должна обеспечивать открытый слив конденсата.

В начальный период пуска и прогрева паропроводов конденсат образуется весьма интенсивно, причем он загрязнен оксидами железа. Давление в паропроводе в это время невелико, и конденсат сливают через открытые воронки в сбросной циркуляционный водовод, чтобы иметь возможность визуально контролировать его сток и загрязненность. После появления светлого конденсата в воронке открытый слив его прекращают (рис. 7.13) и включают «прямую» продувку через расширитель в дренажные баки, вместе с продувочной водой удаляются конденсат и пар. Этим «пролетным» паром производится окончательный прогрев паропровода.

По мере повышения давления в паропроводе расход «пролетного» пара возрастает. После завершения прогрева и включения паропровода в работу «прямая» продувка прекращается и включается автоматический дренаж. Он производится через шайбы, конденсатоотводчики, петли и другие приспособления, через которые удаляется конденсат с минимальными потерями теплоты и пара. Автоматический или непрерывный дренаж осуществляется из нижних точек паропровода, где возможно скопление конденсата при работе. Продувка и слив предусматриваются

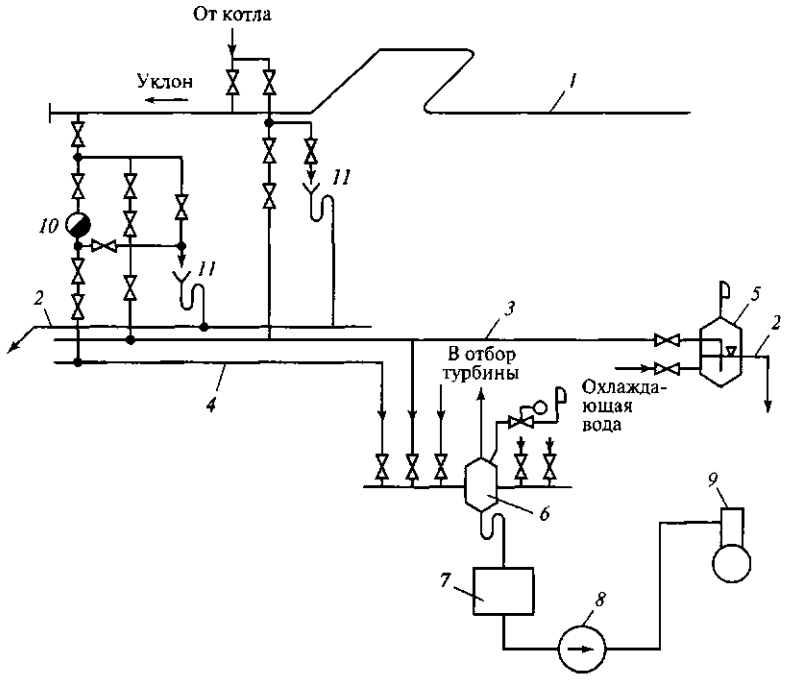


Рис. 7.13. Схема присоединения дренажных линий некоторого участка главного паропровода неблочной структуры:

1 — паровая магистраль; *2* — слив в сбросной циркуляционный водовод; *3* — продувочная магистраль; *4* — дренажная магистраль; *5* — барботер; *6* — расширитель дренажей; *7* — дренажный бак; *8* — дренажный насос; *9* — деаэратор; *10* — конденсатоотводчик; *11* — открытый слив через воронку

из всех точек, где конденсат может задерживаться во время стоянки и прогрева. Отводы паропроводов от магистралей желательно делать сверху или сбоку, чтобы скапливающийся перед запорным органом конденсат не увлекался паром.

Паропроводы на горизонтальных участках надо прокладывать с уклоном 0,002—0,006 в сторону точки отвода дренажа. Место отвода дренажа надо выбирать так, чтобы поток пара увлекал за собой конденсат к точке дренирования. Запорные клапаны на дренажных линиях должны устанавливаться непосредственно у точек отвода конденсата из паропровода во избежание скопления перед ними конденсата. При продувке паропровода они должны быть полностью открыты. После запорных клапанов по ходу дренажа устанавливаются клапаны для регулировки его расхода. Включение линий «прямой» продувки и автоматического дренажа в магистраль следует производить через обратный клапан во избежание заброса воды в паропровод из дренажной линии в случае повышения в ней давления при одновременном сбросе в нее дренажей из других паропроводов.

Методы расчета площадей проходных сечений дренажных трубопроводов изложены в специальной литературе. Площадь сечения общей дренажной магистрали должна быть равна сумме площадей проходных сечений труб, выходящих из отдельных дренажных точек, или больше нее.

Не следует объединять дренажи паропроводов с различными давлениями в одну магистраль, так как вследствие подпора дренажи низкого давления работать не будут.

Для использования теплоты пара и конденсата продувки дренажи подают в расширитель, соединенный по пару с отбором турбины, а по воде с дренажным баком. Пар используется в регенеративной системе, а конденсат перекачивается в деаэратор.

Важным элементом дренажной системы является конденсатоотводчик. Различают конденсатоотводчики непрерывного и периодического действий. Отвод дренажа через конденсатоотводчики обязателен для паропроводов насыщенного пара и для тупиковых участков паропроводов перегретого пара. Максимальная пропускная способность конденсатоотводчика должна приблизительно в 4 раза превышать средний расход конденсата.

7.7. Трубопроводная арматура

Энергетическая трубопроводная арматура по назначению подразделяется на запорную, регулирующую и защитную. Запорная арматура может иметь ручной или электрический привод, может работать с управлением по месту или дистанционно. Регулирующая арматура может управляться с помощью ручного, электрического, гидравлического или пневматического привода по месту, дистанционно или автоматически с импульсом от регуляторов в зависимости от отклонений параметров от нормы. Защитная арматура действует, как правило, автоматически, получив импульс при достижении параметром предельно допустимого значения, с использованием механического, электрического, электромагнитного или гидравлического привода.

Трубопроводная арматура выбирается по условному давлению p_y и условному диаметру d_y. По конструктивному оформлению различают арматуру с фланцевыми крышками и бесфланцевую с самоуплотняющимся соединением корпуса с крышкой. При давлении более 1,3 МПа и температуре выше 300 °С применяется арматура с литыми или коваными корпусами и крышками из углеродистой или легированной теплоустойчивой стали. При высоких и сверхкритических параметрах арматура присоединяется к трубопроводам преимущественно сваркой.

Крупнейшим поставщиком и ведущим предприятием по выпуску трубопроводной арматуры на высокие и сверхвысокие параметры для ТЭС и АЭС является ОАО «Чеховский завод энергетического машиностроения» (ЧЗЭМ).

Запорная арматура служит для герметичного перекрытия трубопроводов воды и пара и представляет собой клапаны и задвижки.

Запорные клапаны выпускаются для трубопроводов с $d_y \leq 150$ мм, поскольку с увеличением проходного сечения прогрессивно увеличивается усилие, действующее на их шпиндель. Эти клапаны применяются в основном на вспомогательных паровых и водяных линиях, где требуется большое число отключений (продувочные линии, дренажные отводы, воздушники и др.). Не разрешается их использование в качестве регулирующих органов, поскольку в условиях эксплуатации они допускают лишь два положения: полностью закрыт либо полностью открыт.

На рис. 7.14 изображен запорный клапан с ручным приводом в виде рукоятки. Такие запорные клапаны на высокое и сверхкритическое давление выпускаются ЧЗЭМ только для трубопроводов с $d_y = 10$ и 20 мм. Запорные клапаны для трубопро-

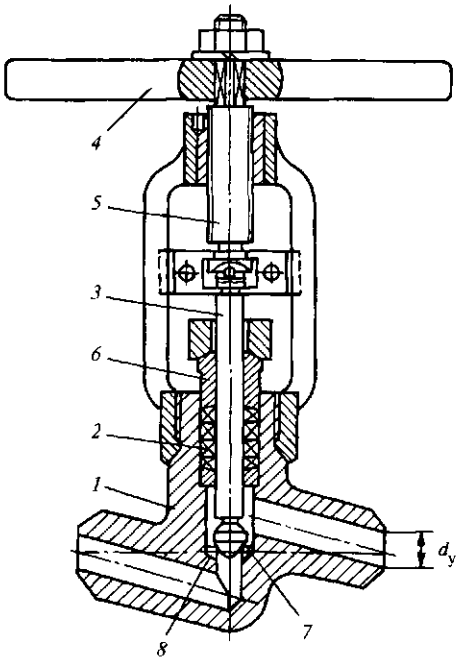


Рис. 7.14. Запорный клапан ЧЗЭМ с рукояткой (d_y = 10 и 20 мм):

1 — корпус; *2* — сальниковая набивка; *3* — шток; *4* — рукоятка; *5* — шпиндель; *6* — сальниковая букса; *7* — золотник; *8* — седло

водов с d_y = 20÷65 мм могут иметь местное ручное управление от маховика, насаженного на шпиндель, а также дистанционное ручное управление или управление от колонкового электропривода, соединяемого с клапаном через шарнирные муфты. Запорный орган клапана состоит из золотника, штока и наплавленного на корпус седла. Уплотнительные поверхности золотника и седла имеют коническую форму. В качестве материала для сальникового уплотнения штока применяют асбестовый шнур для воды или асбографитовые кольца для пара.

На рис. 7.15 представлен запорный клапан со встроенным электроприводом. Для ручного управления здесь имеется маховик, расположенный на валике электропривода.

Запорные клапаны могут устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов с направлением потока среды в любую сторону и при любом положении шпинделя. Исключение представляют лишь клапаны со встроенным электроприводом, которые могут устанавливаться только на горизонтальных участках трубопроводов в положении шпинделем вверх.

Запорные задвижки выпускаются для трубопроводов с d_y = 100÷600 мм. Гидравлическое сопротивление задвижек меньше, чем запорных клапанов, но они менее удобны при ремонте и не обеспечивают такую же герметичность, как запорные клапаны.

Запорный орган задвижки выполняется в виде клинового затвора обычно с двумя самоустанавливающимися дисками (тарелками) и двух седел, вваренных в тело корпуса. Тарелки закрепляются в обойме с помощью держателей.

Задвижки могут устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов с направлением потока среды в любую сторону и при любом положении шпинделя (рис. 7.16). Большинство задвижек имеет байонетное соединение тарелок с обоймой. Тарелки фиксируются в определенном положении относительно обоймы с помощью двух подпружиненных штифтов. Для компенсации неточностей изготовления деталей затвора и установки седел в корпусе между распорным кольцом и одной из тарелок предусматривается компенсирующая прокладка. Для регулирования линейных размеров затвора допускается установка дополнительной регулирующей прокладки.

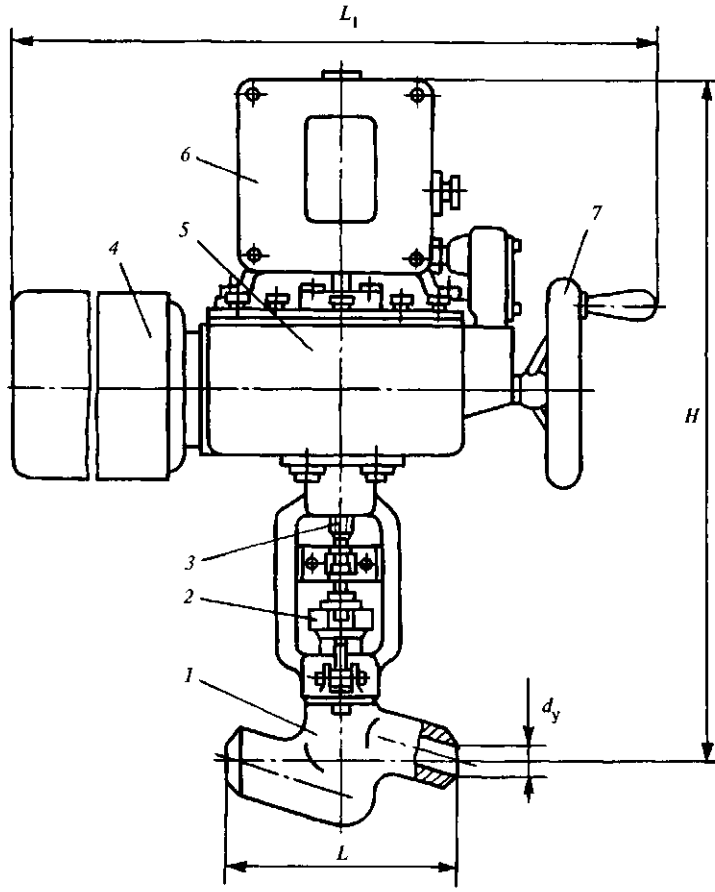


Рис. 7.15. Запорный клапан ЧЗЭМ со встроенным электроприводом (d_y = 20÷65 мм):

1 — корпус; *2* — сальниковая букса; *3* — шток; *4* — электродвигатель привода; *5* — редуктор; *6* — коробка концевых ограничителей; *7* — маховик ручного управления

Первоначальное прижатие тарелок к седлам (уплощение затвора) производится с помощью распорного кольца, устанавливаемого между тарелками и выполняемого в форме клина, окончательное уплотнение обеспечивается за счет перепада давлений рабочей среды.

В некоторых типах задвижек тарелки распираются специальным грибком, имеющим с одной стороны сферическую, а с другой — плоскую поверхность.

Соединение корпуса с крышкой у большинства задвижек на высокие параметры среды — самоуплотняющееся бесфланцевое с сальниковой набивкой. Для его уплотнения применяют шнуровую асбестовую набивку с прослойками из тигельного чешуйчатого графита между смежными кольцами. В некоторых типах задвижек на средние и высокие параметры среды корпус с крышкой соединяются на фланцах с гребенчатой прокладкой из малоуглеродистой мягкой стали.

Регулирующая арматура предназначена для поддержания в трубопроводе, резервуаре или системе заданных параметров среды или ее расхода и включает

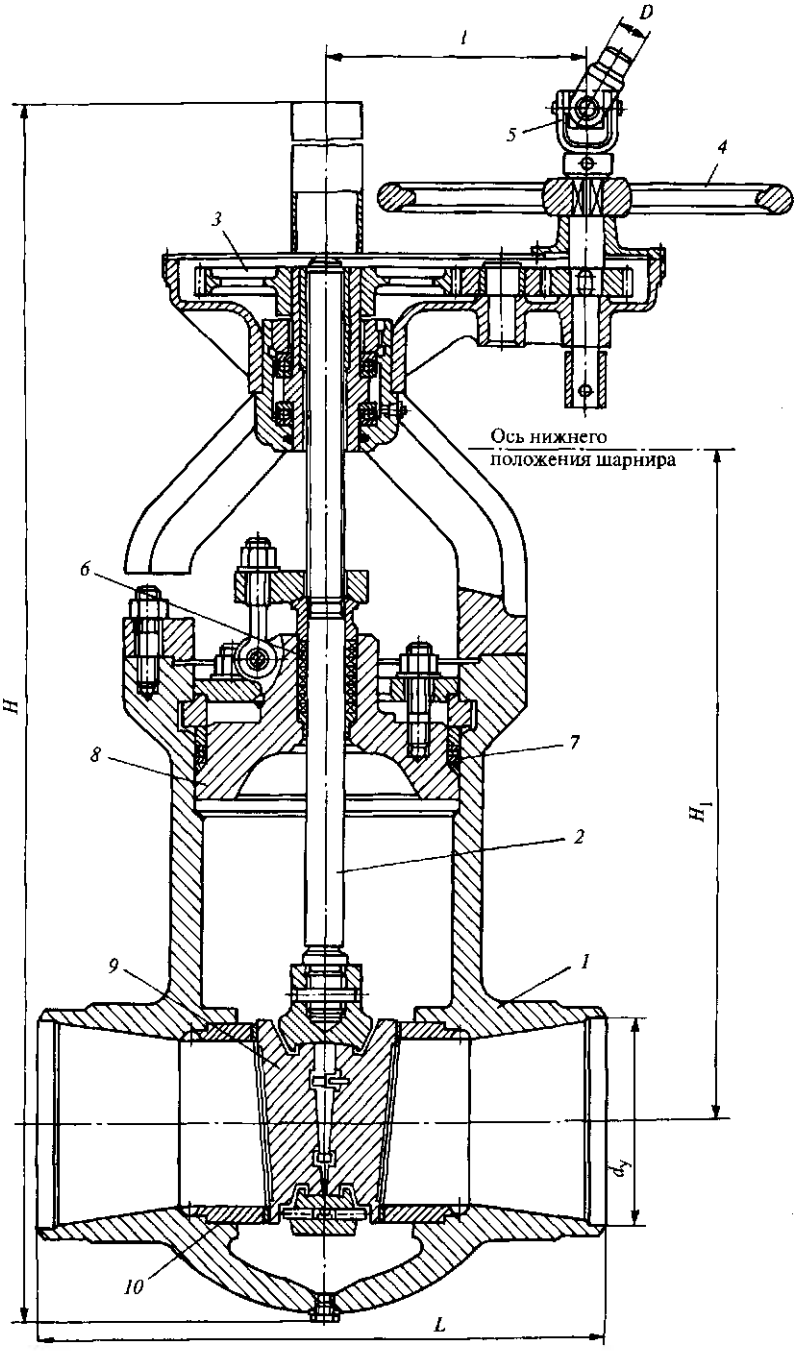


Рис. 7.16. Задвижка запорная ЧЗЭМ (d_y = 100÷300 мм) с приводной головкой и цилиндрической зубчатой передачей при бесфланцевом соединении корпуса с крышкой:

1 — корпус; *2* — шток; *3* — цилиндрическая зубчатая передача; *4* — штурвал; *5* — шарнирная муфта для дистанционного привода; *6* — сальниковая набивка штока; *7* — набивка уплотнения крышки; *8* — бесфланцевая крышка; *9* — клиновой затвор; *10* — седло

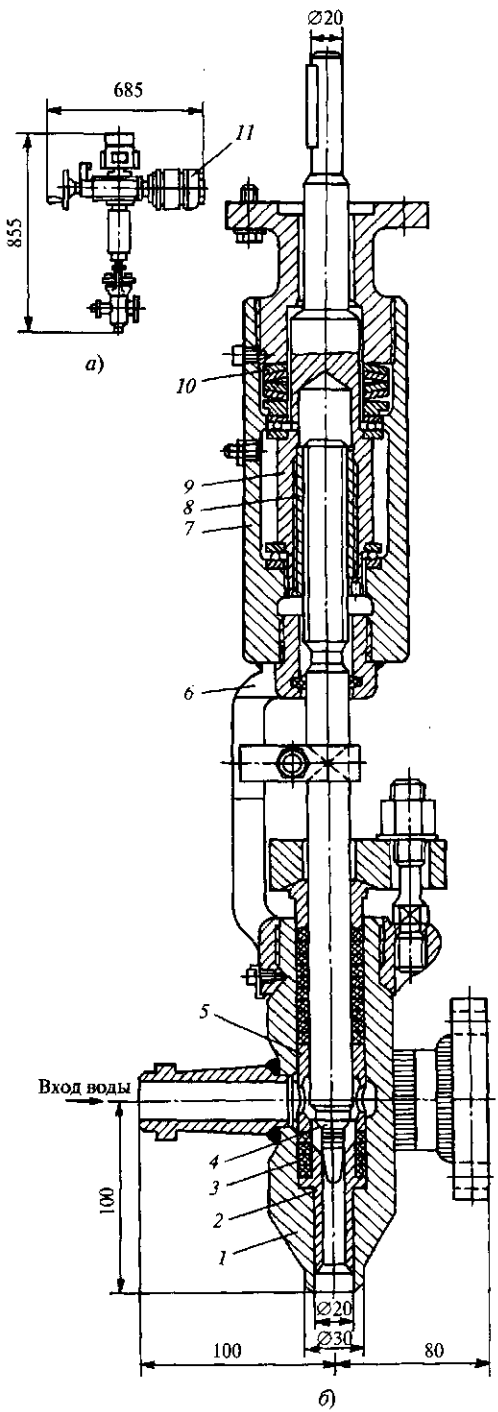


Рис. 7.17. Запорно-регулирующий клапан игольчатого типа для регулирования температуры пара впрыском воды ($d_у$ = 20 мм, $p_{раб}$ = = 38 МПа и $t_{раб}$ = 280 °С):

а — общий вид; *б* — клапан в разрезе; *1* — корпус; *2* — седло; *3* — прокладка; *4* — шток; *5* — втулка промежуточная; *6* — бугель; *7* — тумба бугеля; *8* — втулка резьбовая; *9* — втулка шпинделя; *10* — пружина тарельчатая; *11* — электропривод

в себя регулирующие или дроссельные клапаны, редукционные установки, охладители пара, регуляторы уровня. Регулирующая арматура ТЭС разнообразна по назначению, принципу действия и конструктивному исполнению. Регулирующие клапаны могут иметь возвратно-поступательное или вращательное движение золотника, могут быть одно- или двухседельчатыми (разгруженными по давлению).

Односедельчатые клапаны с поступательным перемещением конического золотника при малом $d_у$ называются игольчатыми. На рис. 7.17 изображен запорно-регулирующий клапан игольчатого типа для регулирования температуры пара впрыском воды. Клапан управляется с помощью встроенного электропривода или вручную — маховиком.

В питательных узлах котлов энергоблоков высоких и сверхкритических параметров применяются регулирующие питательные клапаны шиберного типа (рис. 7.18). Регулирующий орган здесь выполнен в виде двух плоских дисков, один из которых (седло) закреплен неподвижно в корпусе и имеет ряд сопловых отверстий. Другой диск сплошной и, как шибер, может перемещаться по поверхности первого диска, открывая поочередно отверстия. Подбирая расположение и диаметры отверстий, можно получить необходимую расходную характеристику клапана.

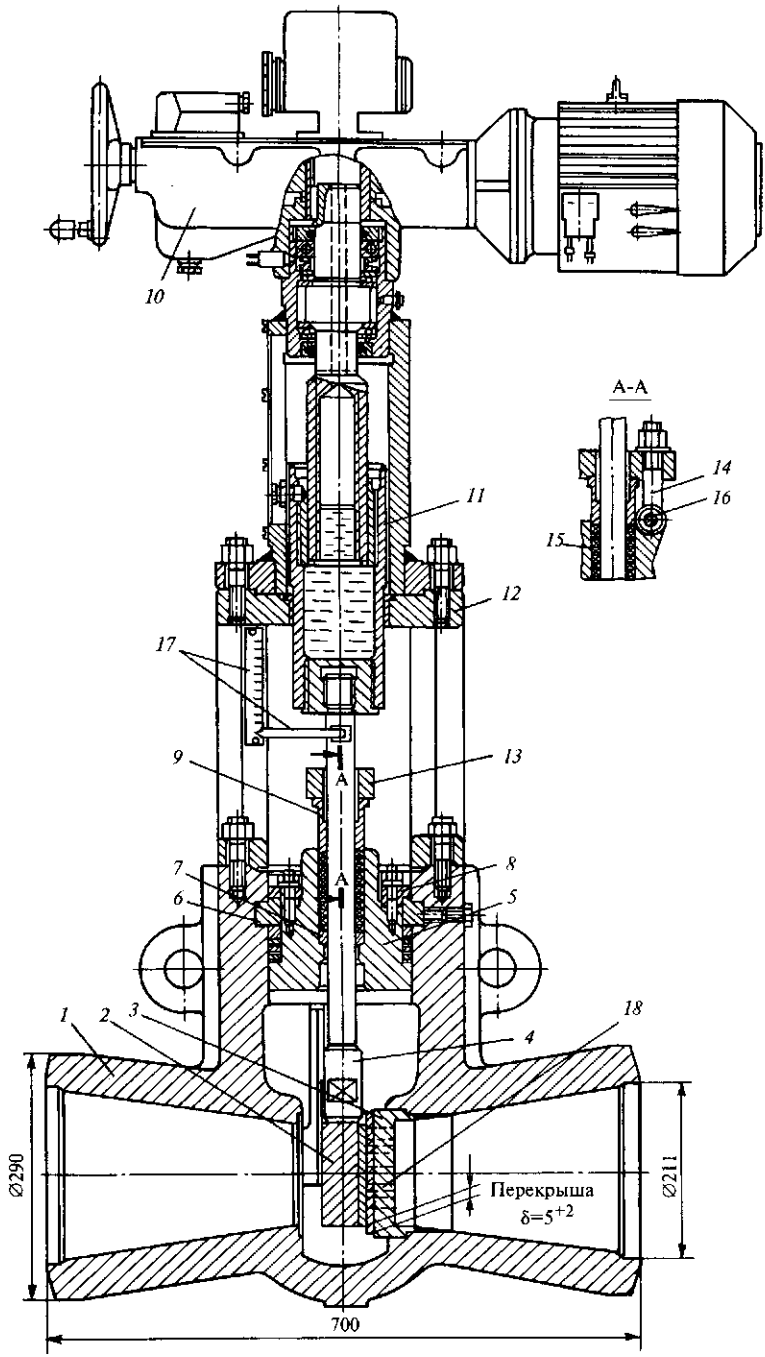


Рис. 7.18. Регулирующий питательный клапан ($d_у$ = 250 мм, $p_{раб}$ = 38 МПа и $t_{раб}$ = 280 °С):

1 — корпус; *2* — шибер; *3* — седло; *4* — шток; *5* — крышка бесфланцевая; *6* — кольцо разъемное; *7* — кольцо сальника; *8* — диск опорный; *9* — сальниковая букса; *10* — электропривод; *11* — механизм прямоходный; *12* — бугель; *13* — планка нажимная; *14* — болт откидной; *15* — набивка; *16* — ось; *17* — указатель открытия; *18* — отверстие в седле

Встроенный электропривод позволяет осуществлять автоматическое или дистанционное управление клапаном.

Для снижения давления и температуры пара применяются *редукционно-охладительные установки*. Такие установки используются на ТЭЦ для резервирования отборов и противодавления турбин, для резервирования котлов среднего давления на установках с пристройками высокого давления и для параллельной работы с ними, для постоянного отпуска теплоты потребителю, в качестве растопочной РОУ для использования пара при растопках котлов.

На рис. 7.19 изображена принципиальная схема РОУ высокого давления. Свежий пар дросселируется в клапане. После шумоглушителя пар направляется в коллектор пароохладителя и далее — к потребителю. Охлаждающая вода поступает на впрыск через запорный, регулирующий и обратный клапаны. Перед регулирующим клапаном впрыска установлена ограничительная шайба, проходное сечение которой рассчитано на максимальный расход охлаждающей воды. Форсунки впрыска имеют механическое распыливание и крепятся к коллектору пароохладителя на фланцах. В качестве охлаждающей среды в большинстве случаев используется питательная вода котлов. В целях предотвращения повышения давления в магистрали редуцированного пара более максимально допустимого его значения РОУ снабжается предохранительным клапаном на выходе из нее или импульсно-предохранительным устройством, состоящим из импульсного клапана *5* и главного предохранительного клапана *6*. Давление пара на выходе из РОУ регулируется дроссельным клапаном, управляемым регулятором давления.

Предохранительная (защитная) арматура служит для защиты трубопровода, резервуара или системы от чрезмерного повышения давления среды или уровня воды, а также для предотвращения обратного потока среды. К предохранительной арматуре относятся предохранительные и обратные клапаны, импульсно-предохранительные клапаны, переливные, пускосбросные и отсечно-перепускные устройства.

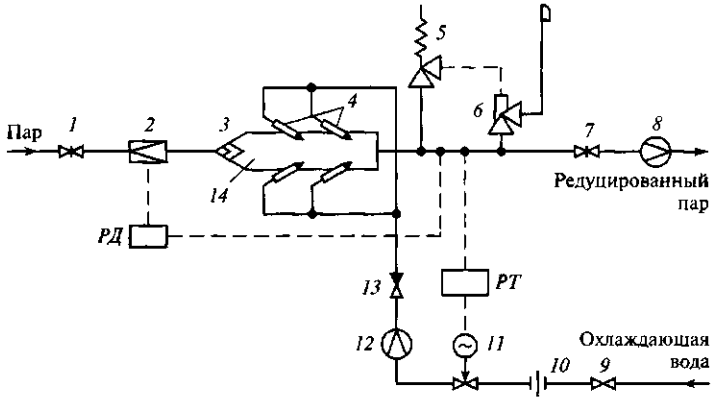


Рис. 7.19. Схема редукционно-охладительной установки:

1 и *7* — запорные задвижки; *2* — клапан дроссельный; *3* — шумоглушитель; *4* — форсунки; *5* — импульсный клапан; *6* — главный предохранительный клапан; *8* и *12* — измерительные диафрагмы; *9* — запорный клапан; *10* — ограничительная дроссельная шайба; *11* — регулирующий клапан впрыска; *13* — обратный клапан; *14* — коллектор пароохладителя; *РТ* — регулятор температуры; *РД* — регулятор давления

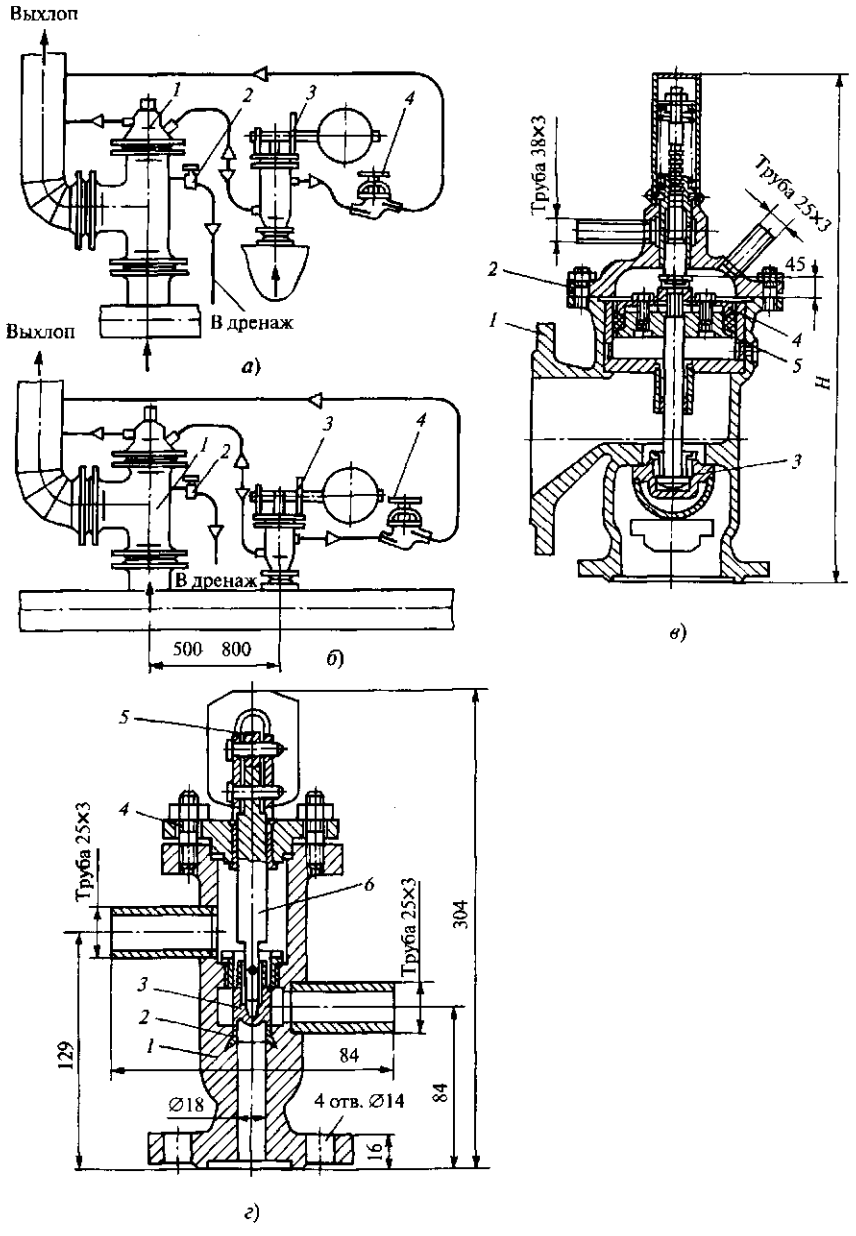


Рис. 7.20. Импульсно-предохранительное устройство:

а — установка импульсно-предохранительного устройства на линии греющего пара деаэратора; *б* — установка импульсно-предохранительного устройства для РОУ: *1* — главный предохранительный клапан; *2* — игольчатый клапан (d_y = 10 мм, p_y = 6,4 МПа) на дренажной линии; *3* — импульсный клапан (d_y = 20 мм, p_y = 4 МПа); *4* — игольчатый клапан (d_y = 20 мм, p_y = 6,4 МПа); *в* — главный предохранительный клапан: *1* — корпус; *2* — крышка; *3* — тарелка; *4* — поршневое устройство; *5* — дренажное отверстие; *г* — импульсный клапан: *1* — корпус; *2* — седло; *3* — тарелка; *4* — крышка; *5* — грузовой рычаг; *6* — шток

Основным видом предохранительной арматуры являются *предохранительные клапаны*. В условиях эксплуатации ТЭС возможны нарушения режимов работы установок и аппаратов, сопровождающиеся быстрым повышением давления среды. Предохранительные клапаны служат для быстрого снижения давления в устройстве (в системе) до нормы. Они автоматически открываются, выпускают среду (пар) в атмосферу и закрываются также автоматически при снижении давления среды в системе до нормы. Суммарная площадь проходного сечения устанавливаемых на аппарате (трубопроводе, системе) предохранительных клапанов рассчитывается на полный расход среды (паропроизводительность) при номинальном режиме работы.

Различают два типа предохранительных клапанов: а) прямого действия (обычно рычажно-грузовые или пружинные) и б) импульсные.

В рычажном клапане затвор прижимается к седлу под действием груза, закрепленного на свободном конце рычага. Этому наиболее простому устройству свойственны недостатки: трудность обеспечения высокой герметичности в затворе клапана; возможность прикипания клапана к седлу; малая пропускная способность. При большом номинальном расходе пара и высоких его параметрах применяются *импульсно-предохранительные устройства* (рис. 7.20), включающие в себя импульсные и главные предохранительные клапаны. Импульсный угловой полноподъемный рычажно-грузовой клапан срабатывает под прямым воздействием давления пара. Главный предохранительный клапан сервомоторного типа срабатывает под действием давления пара, поступающего от импульсного клапана в полость сервомотора под поршнем.

Распространенным типом предохранительной арматуры являются *обратные клапаны* — самодействующие предохранительные устройства, пропускающие среду только в одном направлении и автоматически закрывающиеся при обратном ее движении. Обратные клапаны и затворы устанавливаются на входе питательной воды в котлы, за ПВД, на нагнетательных патрубках насосов, на паропроводах отборов пара из турбин, на дренажных линиях. Они выполняются с поступательно перемещающимися тарелками или в виде захлопки. Первый тип клапана более распространен (рис. 7.21). Такие клапаны устанавливаются на горизонтальных участках паропроводов крышками вверх. Направление потока — снизу вверх под тарелку. Уплотнительные поверхности седел и тарелок при $d_y \le 65$ мм — конусные, а при большем d_y — плоские. Концентричность посадки тарелки на седло достигается направляющей втулкой, запрессованной в крышку или корпус клапана.

На рис. 7.22 изображен обратный затвор в виде захлопки. Такие затворы могут устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов. Обратный затвор-захлопка обладает меньшим гидравлическим сопротивлением, чем клапан с поступательно перемещающейся тарелкой, однако для него требуется корпус специальной конструкции. Обратные затворы этого типа устанавливаются на нагнетательных патрубках питательных насосов для предотвращения обратного потока воды.

Эти затворы предохраняют также питательные насосы от «запаривания» при пусках, для чего из корпуса затвора делается специальный отвод, к которому присоединяется линия рециркуляции в деаэратор, что обеспечивает минимальный расход воды через пускаемый насос при закрытой задвижке на линии нагнетания.

В обратных клапанах с большим проходным сечением ($d_y \ge 100$ мм) часто применяют принудительную посадку тарелки на седло с помощью пружины. Обрат-

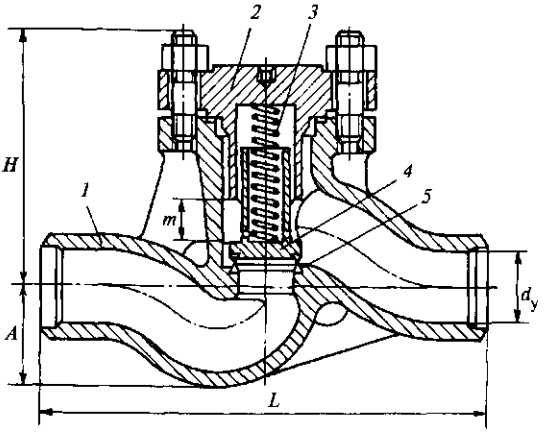


Рис. 7.21. Горизонтальный обратный клапан с поступательно перемещающейся тарелкой (d_y = 150 и 175 мм):

1 — корпус; *2* — крышка; *3* — пружина; *4* — тарелка; *5* — седло

ные клапаны на паропроводах отборов турбин имеют принудительную посадку с автоматическим закрытием от системы защиты турбины (типа КОС — клапаны обратные соленоидные).

Одним из важных видов предохранительной арматуры в блочных установках являются *быстродействующие редукционно-охладительные установки*. Разновидностью БРОУ являются *пускосбросные устройства*, входящие в состав пусковых схем блочных энергетических установок. Их основное назначение — защита поверхностей нагрева котлов от пережога при внезапном прекращении поступления пара в турбину. Они обеспечивают сброс свежего пара из главного паропровода в обвод турбины в конденсатор, не допуская повышения давления на выходе из котла. При этом одновременно охлаждаются поверхности нагрева котла пропускаемыми через них водой и паром.

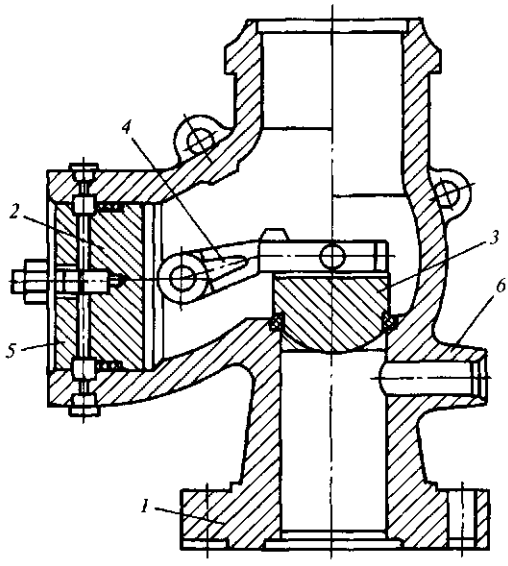


Рис. 7.22. Обратный затвор-захлопка ЧЗЭМ для питательных насосов:

1 — корпус; *2* — крышка «плавающая»; *3* — тарелка; *4* — рычаг; *5* — крышка; *6* — штуцер разгрузочной линии

Для энергоблоков с единичной мощностью 500 МВт и выше, которые оборудуются питательными насосами только с паротурбинным приводом и не имеют пускорезервных питательных электронасосов, дополнительно предусматривается пускосбросное устройство собственных нужд (ПСБУ СН), которое в случае

непредвиденного отключения главной турбины обеспечивает питание приводных турбин питательных насосов редуцированным свежим паром вместо пара из отбора турбины. Другое назначение ПСБУ — сброс пара из главного паропровода в конденсатор в обвод турбины при пусковых режимах прогрева главного паропровода на этапе пуска энергоблока в период набора «толчковых» параметров перед турбиной.

На рис. 7.23 изображена схема ПСБУ. Пар высоких параметров, редуцированный частично в дроссельном клапане, проходит через дросселирующие решетки, вмонтированные в общий корпус с впрыскивающим пароохладителем. Здесь давле-

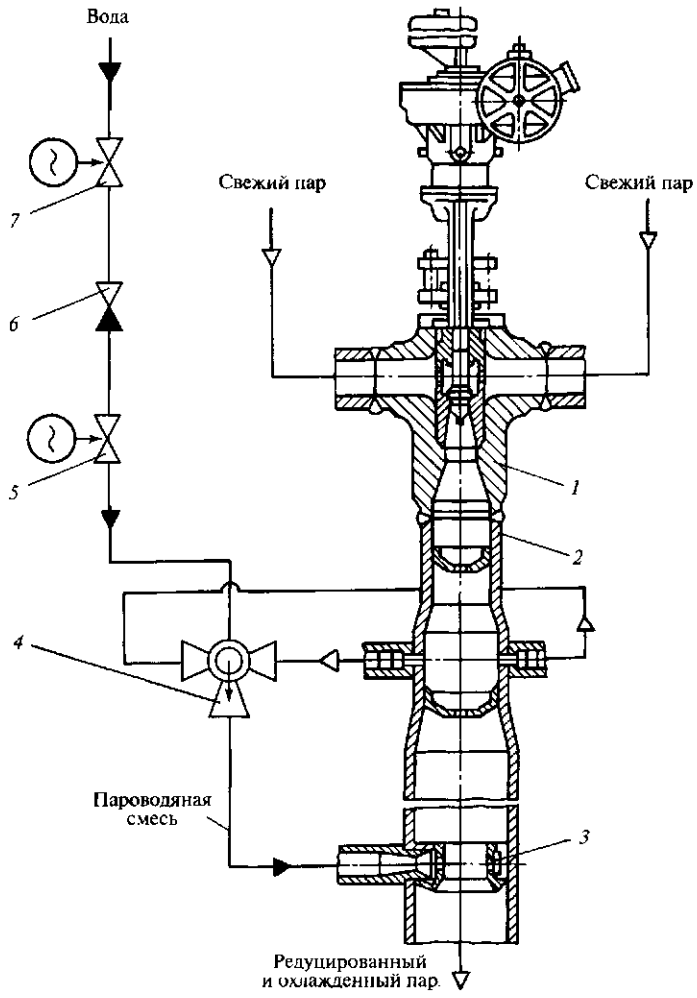


Рис. 7.23. Схема пускосбросного устройства (БРОУ):

1 — клапан запорно-дроссельный; *2* — дросселирующее устройство; *3* — охладитель пара; *4* — пароводяная форсунка; *5* — регулирующий клапан впрыска; *6* — обратный клапан; *7* — запорный клапан

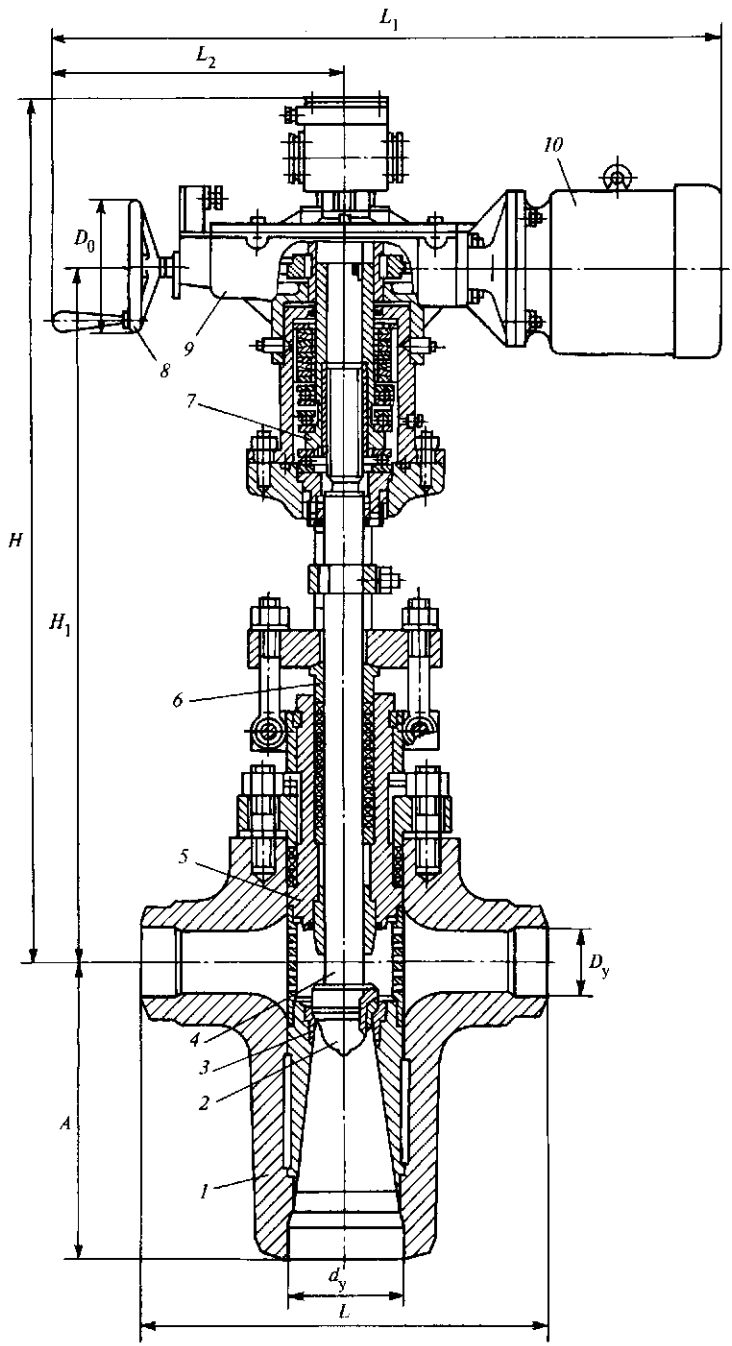


Рис. 7.24. Клапан запорно-дроссельный со встроенным электроприводом для пускосбросного устройства:

1 — корпус; *2* — золотник; *3* — седло; *4* — шток; *5* — крышка; *6* — сальниковая букса; *7* — втулка шпинделя; *8* — штурвал; *9* — редуктор; *10* — электродвигатель

ние и температура пара снижаются до требуемых значений. В качестве охлаждающей среды используется вода или пароводяная смесь, подаваемая через механические распылители или форсунки. Количество охлаждающей воды регулируется установленным на трубопроводе регулирующим клапаном, управляемым с помощью встроенного электропривода.

Клапан запорно-дроссельный для ПСБУ (рис. 7.24) во время пуска и при работе энергоблока может быть полностью закрыт, частично или полностью открыт. Клапан устанавливается на горизонтальном участке сбросного паропровода. Он имеет два входа среды через боковые патрубки и выход через нижний патрубок. Дросселирующий орган его может герметично закрывать проходное сечение. Клапан устанавливается в положении штоком вверх и управляется дистанционно или автоматически с помощью встроенного электропривода. Возможно также ручное местное управление с помощью маховика, насаженного на валик редуктора. Дросселирующий орган состоит из профилированного золотника и вваренного в корпус седла с наплавленными дополнительными поверхностями. Время открытия клапана составляет 11 и 23 с (две модификации). Концентрическая посадка штока на седло достигается втулкой. Пропускная способностью клапана рассчитывается на 30 %-ный расход пара через турбину при полной нагрузке блока.

В качестве дополнительных неуправляемых дросселирующих органов ПСБУ служат дросселирующие устройства в виде нескольких рядов дросселирующих решеток (рис. 7.25), вваренных внутрь сварно-штампованного корпуса. Из промежуточной полости перед подпорной решеткой отбирается пар к пароводяным форсункам. Дросселирующее устройство устанавливается на вертикальном участке сбросного трубопровода ниже запорно-дроссельного клапана с направлением потока со стороны патрубка меньшего диаметра.

На рис. 7.26 изображен охладитель пара ПСБУ. Охлаждение достигается за счет смешения сбрасываемого пара с пароводяной смесью, поступающей от форсунок к внутреннему соплу-распылителю. Одновременно в охладителе пара происходит окончательное дросселирование потока пара в дросселирующих решетках, вварен-

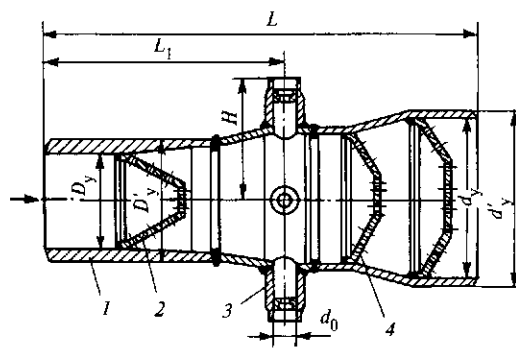


Рис. 7.25. Дросселирующее устройство ПСБУ (БРОУ):

1 — корпус; *2* — дросселирующая решетка; *3* — отвод пара к пароводяным форсункам; *4* — подпорная решетка

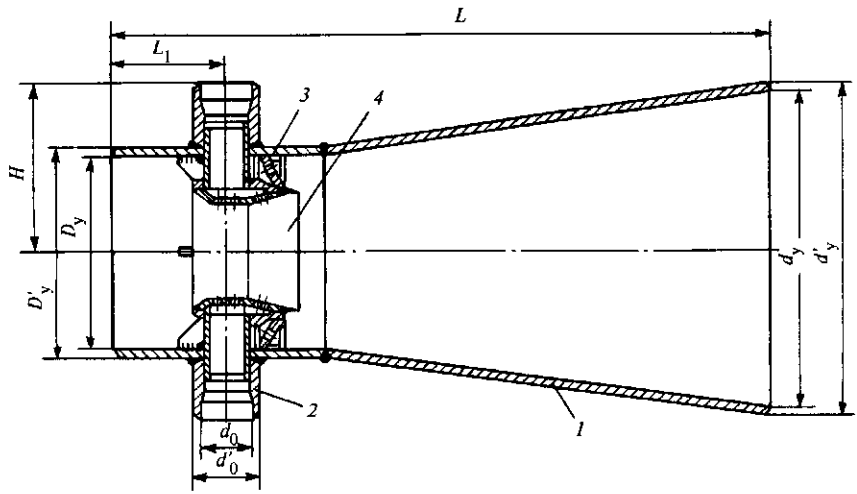


Рис. 7.26. Охладитель пара пускосбросного устройства (БРОУ):

1 — корпус; *2* — подвод охлаждающей пароводяной смеси от форсунок; *3* — дросселирующая решетка; *4* — сопло-распылитель охладителя пара

ных внутрь корпуса охладителя. Охладитель пара устанавливается на вертикальном участке сбросного паропровода ПСБУ непосредственно за дросселирующими решетками. Распыление охлаждающей воды в его форсунках осуществляется паром, поступающим от дросселирующего устройства.

Глава 8
ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КЭС

8.1. Характерные тепловые схемы паровых турбоустановок

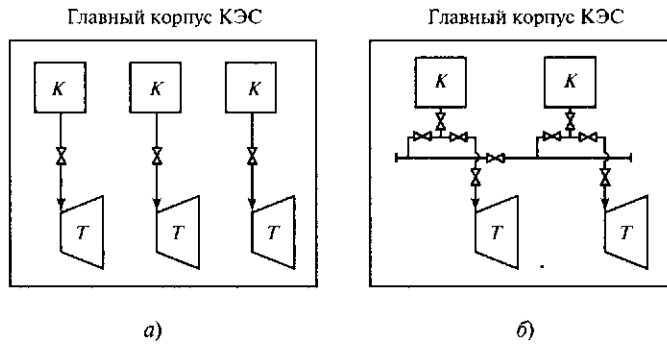
В главном корпусе КЭС располагаются группа паровых котлов, паровые турбины, генераторы и часть вспомогательного оборудования. Применяются две основные схемы технологической связи котлов и турбин (рис. 8.1): блочная (блочная компоновка) и с поперечными связями.

В блочной схеме (рис. 8.1, *а*) один паровой котел объединяется с одной турбиной с образованием достаточно автономного энергоблока. На некоторых КЭС принята схема дубль-блока, в которой в состав энергоблока входят два котла и одна турбина.

В схеме с поперечными связями (рис. 8.1, *б*) все котлы соединены с одним общестанционным паропроводом, который принято называть коллектором свежего пара. Все турбины получают пар из этого коллектора. Полная схема трубопроводов свежего пара содержит дополнительные переключающие линии для обеспечения эксплуатационной надежности тепловой схемы.

Для блочной схемы требуется меньше трубопроводов и запорно-регулирующей арматуры. Но при выводе в ремонт котла или турбины приходится отключать энергоблок в целом. На КЭС с поперечными связями при отключении одного из котлов в работе могут оставаться все турбины. При этом можно сохранить прежнюю электрическую мощность за счет повышения паровой нагрузки работающих котлов. Поэтому выбор типа тепловой схемы станции зависит от требований заказчика проекта.

Энергоблок — это комплекс взаимосвязанного технологического оборудования, на вход которого поступают первичные энергетические ресурсы (топливо, воздух, вода), а на выходе получают один или два вида производимой энергии (электрическую и тепловую).



а) *б*)

Рис. 8.1. Схемы технологической связи котлов и турбин в главном корпусе КЭС:
а — блочная; *б* — с поперечными связями; *К* — котел; *Т* — турбина

В состав котельной установки входят котел, тягодутьевые машины, устройства очистки поверхностей нагрева, оборудование топливоподачи и топливоприготовления в пределах установки, оборудование шлако- и золоудаления, золоулавливающее, устройства для предварительного подогрева воздуха, а также трубопроводы, арматура, устройства контроля и защиты, дымовая труба. Котельная установка с барабанным котлом содержит оборудование для непрерывной и периодической продувок.

В состав паровой турбоустановки входят турбина, конденсационная установка, система регенеративного подогрева, трубопроводы пара и воды запорная, регулирующая и предохранительная арматура.

В состав энергоблока с прямоточным котлом включается обессоливающая установка для очистки основного конденсата от растворенных примесей.

Качество свежего пара, поступающего в турбину, контролируется по давлению, температуре, содержанию Na, электропроводимости и значению pH. Турбины должны длительно работать при температуре пара в выхлопном патрубке до 70 °С и влажности до 9 %. Предельная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, как правило, составляет 33 °С.

Технологическое взаимодействие основного оборудования энергоблока характеризует функциональная блок-схема, приведенная на рис. 8.2. В энергоблоке реализуется замкнутый технологический цикл передачи и преобразования тепловой энергии, носителем которой служат вода и пар. Отработавший в турбине пар конденсируется в конденсаторе. Из конденсатора основной конденсат подается к котлу через систему регенеративного подогрева.

В технической документации ТЭС комплекс теплоэнергетического оборудования принято представлять в графическом виде в форме тепловой схемы. Схема называется тепловой, потому что изображается только теплоэнергетическое оборудование и не показываются электротехническое оборудование, устройства гидравлической и электронной систем авторегулирования и др. Создаются три вида тепловых схем: принципиальная, функционально-групповые (оперативные) и полная (развернутая).

В свою очередь, каждый вид тепловой схемы может моделировать или энергоблок, или теплоэнергетическое оборудование электростанции в целом. На принципиальной схеме допускается не показывать все однотипные аппараты и агрегаты.

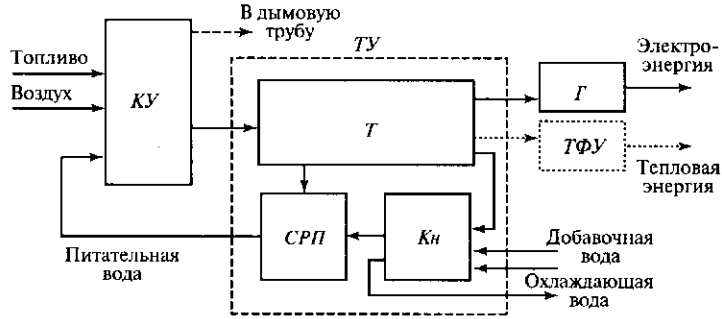


Рис. 8.2. Функциональный блок-схема энергоблока КЭС:

КУ — котельная установка; *ТУ* — турбинная установка; *Кн* — конденсатор турбины; *СРП* — система регенеративного подогрева; *Г* — генератор; *ТФУ* — теплофикационная установка

Например, если группа ПВД состоит из двух параллельных ниток по три аппарата в каждой (всего шесть аппаратов), то на принципиальной схеме показывается только одна нитка с тремя аппаратами. Две линии тракта промежуточного перегрева на схеме изображаются одной линией. На функционально-групповой тепловой схеме отображаются аппараты одного функционального назначения и линии связи между ними с арматурой. Например, выполняются отдельная тепловая схема системы регенеративного подогрева, отдельная схема системы, обеспечивающей функционирование концевых уплотнений цилиндров турбины, и др. На полной тепловой схеме отображаются все теплообменные аппараты, трубопроводы, тепломеханическое оборудование, запорно-регулирующая и предохранительная арматура, а также вспомогательные устройства (гидрозатворы, дренажные воронки, воздушники и др.).

Термин «тепловая схема» применяется не только к графической модели энергоблока (к документу, чертежу), но и к реальному техническому комплексу оборудования. Поэтому тепловая схема включает в себя определенный состав оборудования и имеет определенную структуру трубопроводных связей аппаратов ТЭС.

Турбоустановка с турбиной К-800-23,5-5 ЛМЗ. На рис. 8.3 приведена принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-800-23,5-5 ЛМЗ. Паровая турбина состоит из *ЦВД*, *ЦСД* и трех *ЦНД*. Внутри основного корпуса *ЦВД* имеется отдельный внутренний цилиндр. Выходящий из внутреннего цилиндра пар поворачивается на 180° и поступает в группу ступеней основного цилиндра. Из выхлопа *ЦВД* пар направляется в котел *ПК* и средний *ПВД П-6*. Вторичный (промежуточный) перегрев пара (до 545 °С) происходит в промежуточном пароперегревателе котла. После промежуточного перегрева пар с температурой 540 °С поступает к стопорным клапанам *ЦСД*, затем направляется к ступеням *ЦСД*. После *ЦСД* пар по перепускным (ресиверным) трубам попадает в три *ЦНД*. Конструкция каждого *ЦНЦ* двухпоточная.

Первый и второй регенеративные отборы выполнены в *ЦВД* после 9-й и 12-й ступеней. После 15-й ступени турбины имеется третий регенеративный отбор на нижний подогреватель высокого давления *П-5* и на две приводные турбины питательных насосов *ТПН*. Температура пара в этом отборе выше, чем в предыдущем. Линия четвертого регенеративного отбора (после 17-й и 26-й ступеней) соединена с деаэратором *Д*. На этой линии установлены обратный клапан типа КОСМ и дроссельный клапан, управляемый электронным регулятором, для поддержания в деаэраторе давления 0,69 МПа (при сниженных нагрузках возможна работа деаэратора на скользящем давлении). При необходимости к этому отбору подключается пиковый сетевой подогреватель *ПСП*.

Подогреватель низкого давления *П-4* типа ПН-1900-32-7-Інж соединен с пятым отбором (за 19-й и 28-й ступенями). К шестому отбору подключены ПНД *П-3* типа ПН-1900-32-7-ІІнж и основной сетевой подогреватель *ОСП* (за 21-й и 30-й ступенями). К седьмому отбору присоединен смешивающий ПНД *П-2*. Этот отбор выполняется из трех двухпоточных *ЦНД* (за 32, 37, 42, 47, 52, 57-й ступенями). Смешивающий подогреватель *П-1* работает при давлении меньше атмосферного и подключен к восьмому отбору турбины, который выполняется за 34, 39, 44, 49, 54, 59-й ступенями).

В номинальном режиме на турбоприводы воздуходувок котла из четвертого отбора поступает 19,44 кг/с пара. При работе калориферов котла к ним подается пар из шестого отбора в количестве 27,78 кг/с с оглавлением 0,25 МПа, но при этом уменьшается количество отборного пара на сетевой подогреватель.

Теплофикационная установка (ТФУ) состоит из основного и пикового подогревателей и обеспечивает подогрев сетевой воды до 150 °С при мощности турбины, близкой к номинальной. Тепловая мощность ТФУ составляет 162,8 МВт (140 Гкал/ч). Основной сетевой подогреватель получает пар с давлением 0,25 МПа из отборов за 21-й и 27-й ступенями *ЦНД*. Допустимый расход пара 33,33 кг/с (120 т/ч). Если необходимо нагреть сетевую воду выше 100 °С, то включается пиковый сетевой подогреватель с допустимым расходом пара около 30,56 кг/с из отборов за 17-й и 26-й ступенями турбины. Конденсат из сетевых подогревателей отдает часть своей теплоты в охладителе дренажа *ОДСП* и затем поступает в конденсатор.

Потеря давления в тракте промежуточного перегрева составляет 12,7 % давления перед стопорными клапанами *ЦСД*.

На трубопроводах регенеративных отборов, за исключением отборов на *П-1* и *П-2*, установлены обратные клапаны типа КОС. Время закрытия всех сервомоторов КОС не превышает 1 с от момента подачи сигнала на соленоидный клапан. Обратные клапаны седьмого и восьмого отборов встроены в подогреватели *П-2* и *П-1*.

На линиях отборов пара к приводной турбине, деаэратору и коллектору собственных нужд установлены обратные клапаны типа КОСМ, управление которыми осуществляется системами регулирования и защиты турбины.

Конденсационная установка состоит из конденсаторов *Кн-1* и *Кн-2*, расположенных вдоль оси турбины. С помощью перегородки в конденсаторе образованы два корпуса, не связанных друг с другом по пару. В каждый корпус направляется пар из трех выхлопов *ЦНД*. Охлаждающая вода проходит через корпуса последовательно. Теплообменная поверхность площадью 41,2 тыс. м^2 образована 39 232 трубками длиной 12 м. В нижней части «горячего» корпуса конденсатора имеется конденсатосборник, в котором авторегулятором поддерживается уровень конденсата 300 ± 100 мм от низа корпуса. В номинальном режиме в первый корпус поступает пар в количестве 204,17 кг/с, а во второй — в количестве 195,8 кг/с.

Неконденсирующиеся газы и присосы воздуха с небольшим количеством захваченного пара отсасываются из конденсатора двумя водоструйными эжекторами ЭВ7-1000 с расходом около 60 кг/ч. В схеме предусмотрен третий резервный эжектор. На каждый эжектор насосом подается около 277 кг/с циркуляционной воды из линии перед конденсатором.

В подогревателе замкнутого контура газоохладителей генератора *ОГК* полезно используется теплота конденсата, циркулирующего в этом контуре.

В охладителе пара концевых уплотнений (*СП-1*) поддерживается абсолютное давление, равное 0,093—0,095 МПа. Охладитель включен в тракт основного конденсата на участке между *ОГК* и *П-1*.

Подогреватели низкого давления *П-1* и *П-2* вертикальные, смешивающие типов ПНСВ-2000-1 и ПНСВ-2000-2. Применение смешивающего подогревателя *П-1* на вакуумном (0,02 МПа) регенеративном отборе снижает значительное влияние присосов воздуха на значение недогрева поверхностного *П-1*. Нагрев в *П-1* и *П-2* происходит при дроблении воды на струи. Конденсат от уплотнений питательного

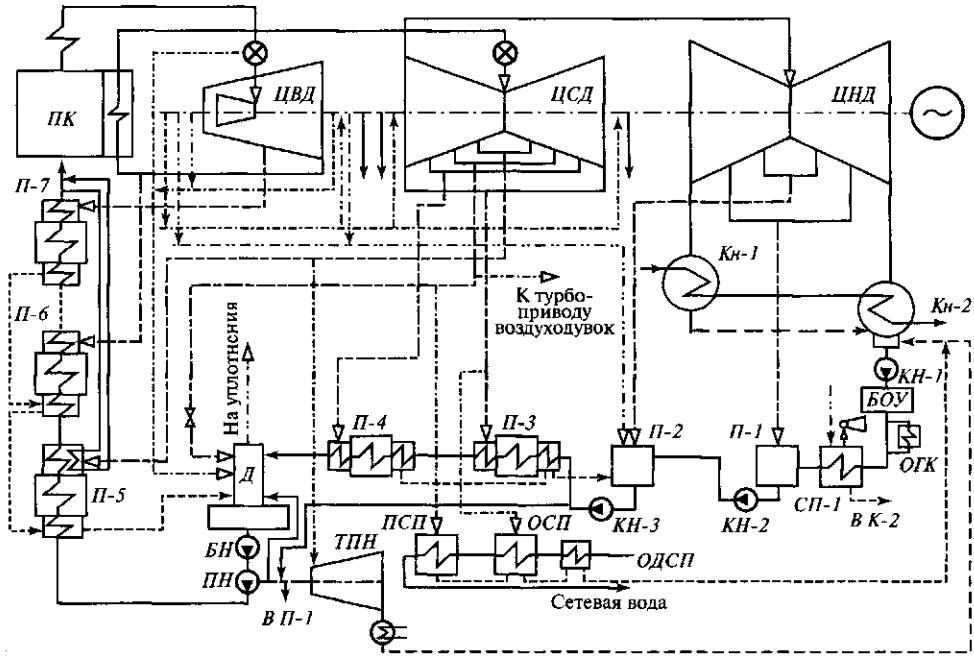


Рис. 8.3. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-800-23,5-5 ЛМЗ

ПН и бустерного *БН* насосов отводится в *П-1* (после реконструкции), что снижает возможность проникновения кислорода из потока, идущего от уплотнений, в основной конденсат.

В исходной проектной тепловой схеме между *П-1* и *П-2* располагался охладитель пара (сальниковый подогреватель), отводимого из промежуточных камер концевых уплотнений *ЦВД* (проектное рабочее давление в охладителе 0,024 МПа). Опыт эксплуатации показал, что его исключение из тепловой схемы повышает энергетическую эффективность турбоустановки и снижает эксплуатационные затраты на ремонт. Поэтому в схеме, представленной на рис. 8.3, этот сальниковый подогреватель не показан, а пар от промежуточных камер концевых уплотнений подается в *П-2*.

Давление на выходе из конденсатного насоса первой ступени *КН-1* не должно превышать предельно допустимое давление в *БОУ* (0,86 МПа) и должно быть достаточным, чтобы обеспечить бескавитационную работу конденсатного насоса второй ступени *КН-2*. Путем реконструкции *КН-2* (снято второе по ходу воды рабочее колесо) снижен его избыточный напор, что позволило уменьшить мощность, потребляемую *КН-2*, на 400 кВт.

В ходе эксплуатации выполнено снижение на 1 м отметки установки *П-2* по сравнению с проектом. Это позволило сделать трубопровод подачи греющего пара в *П-2* без U-образной петли и организовать возможность эффективного слива конденсата греющего пара из *П-3* в *П-2* при пуске и наборе нагрузки энергоблока. Трубные пучки *П-3* и *П-4* выполнены из нержавеющей стали.

Конденсат греющего пара ПВД каскадно отводится в деаэратор. В деаэратор также направляются протечки от штоков регулирующих клапанов турбины. При работе энергоблока на сниженных нагрузках возможно изменение «задания» регулятору, чтобы деаэратор работал с давлением, меньшим, чем при номинальной нагрузке. Конструкция колонки деаэратора и организация теплового процесса способствуют удалению кислорода и диоксида углерода из потока основного конденсата, поступающего из ПНД. Максимальный нагрев основного конденсата в деаэраторе составляет 62—66 °С. Из деаэратора отводится пар в коллектор концевых уплотнений турбины.

Группа ПВД состоит из двух подгрупп, включенных параллельно по питательной воде и греющему пару. Спроектированы ПВД на пропуск питательной воды в количестве 105 % максимального расхода пара на турбину. В каждом ПВД есть охладитель пара и охладитель конденсата. Кроме того, в нижнем ПВД *П-5* типа ПВ-1600-380-17 установлен дополнительный охладитель пара, через трубки которого проходит питательная вода, отводимая из ПВД *П-7* (схема Виолен). За группой ПВД установлен обратный клапан. Имеются трубопроводы перепуска воды в обвод ПВД. По сигналу аварийной защиты впускной и обратный клапаны закрываются не более чем за 5 с. При отключении одной нитки ПВД максимально допустимая мощность турбины составляет 785 МВт, а при отключении двух ниток — 750 МВт.

Концевые уплотнения *ЦВД* и *ЦСД* работают по схеме самоуплотнения. Выводимая из предпоследних отсеков паровоздушная смесь попадает в общий коллектор, в котором авторегулятор «до себя» поддерживает абсолютное давление 0,118—0,127 МПа. Из концевых каминных камер уплотнений всех цилиндров паровоздушная смесь отсасывается вакуумным насосом через вакуумный охладитель (сальниковый подогреватель *СП-1*). Давление в коллекторе уплотнений *ЦНД* поддерживается авторегулятором равным 0,107—0,117 МПа. На рис. 8.3 протечки пара через штоки стопорных и регулирующих клапанов условно сведены в одну линию, что учитывается при расчете принципиальной тепловой схемы. На рис. 8.4 приведена модернизированная схема потоков пара концевых уплотнений турбины К-800-23,5 (при нагрузках более 40 %). После достижения нагрузки около 40 % расход и давление пара из камер концевых уплотнений *ЦСД* являются достаточными для перехода

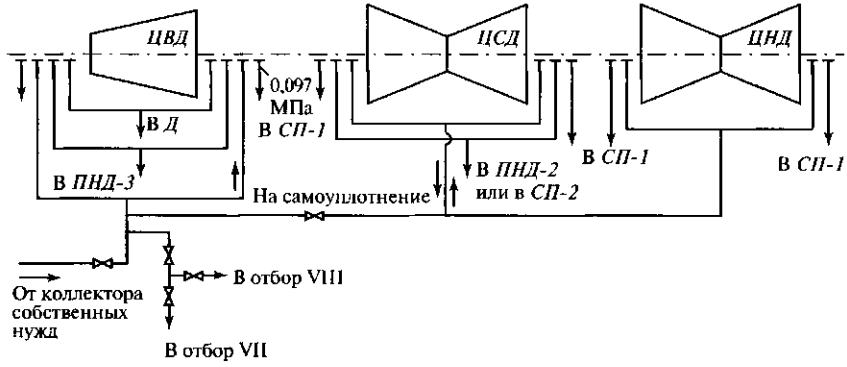


Рис. 8.4. Модернизированная схема потоков пара концевых уплотнений турбины К-800-23,5

Таблица 8.1

Параметры пара в проточной части турбины

Параметр	ПВД-8	ПВД-7	Турбопривод	ПВД-6	Д	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1
Давление в камере отбора, МПа	6,05	3,78	1,64	1,64	1,08	0,588	0,284	0,114	0,02
Температура в камере отбора, °С	343	286	442	442	385	311	231	147	60
Количество отбираемого пара, кг/с	48,61	58,61	35,28	29,72	1,39 + 4,22	25,28	24,33	32,86	24,33

Примечание. Кроме пара регенеративного отбора в деаэратор поступает пар из уплотнений в количестве 4,22 кг/с.

схемы на режим самоуплотнения. При этом отключается подача пара от коллектора собственных нужд станции.

При номинальных параметрах пара минимальная нагрузка энергоблока равна 240 МВт. После простоя в течение 6—8 ч продолжительность пуска и нагружения составляет соответственно 2 ч 30 мин и 2 ч 10 мин.

При N = 800 МВт, D_0 = 680,56 кг/с, $t_{п.в}$ = 274 °С, $p_к$ = 0,0034 МПа, наличии котла П-67 параметры пара в проточной части турбины будут иметь значения, приведенные в табл. 8.1. Расход пара через последние ступени ЦНД в конденсатор будет составлять 393,33 кг/с.

На рис. 8.5 показан график процесса расширения пара в турбине К-800-23,5-5 (по данным технического условия). Влажность пара на выходе из последней ступени турбины равна 8 %.

По данным испытаний действующих турбоустановок, параметры пара в тепловой схеме несколько отличаются от их значений, указанных в табл. 8.1. В табл. 8.2 приведены основные усредненные параметры пара в тепловой схеме по результатам испытаний нескольких турбоустановок на Пермской ГРЭС и Сургутской ГРЭС-2.

Энергетическая эффективность энергоблока с турбиной К-800-23,5-5 характеризуется зависимостью удельного расхода условного топлива от нагрузки (нетто), которая представлена на рис. 8.6. Скачок при нагрузке 774,5 МВт обусловлен переключением тягодутьевых машин с первой скорости на вторую, и наоборот.

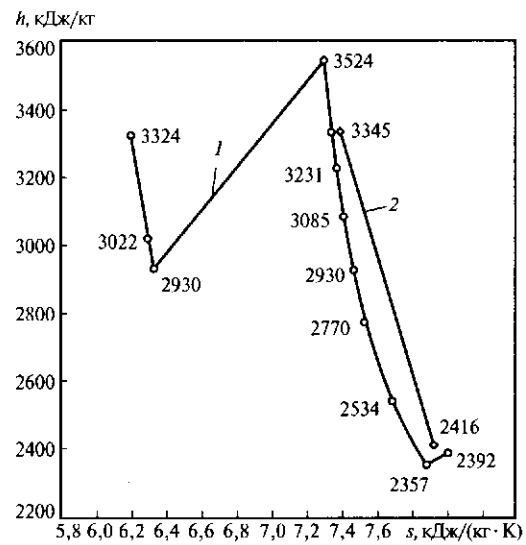


Рис. 8.5. Процессы расширения пара в турбине К-800-23,5-5 (кривая *1*) и в приводной турбине (кривая *2*) в *h*, *s*-диаграмме

Таблица 8.2

Параметры пара в проточной части турбины по результатам испытаний на Пермской ГРЭС и Сургутской ГРЭС-2

Параметр	ПВД			Д	ПНД и сальниковые подогреватели					
	П-8	П-7	П-6	П-5	П-4	П-3	П-2	СП-2	П-1	СП-1
Абсолютное давление в камере отбора, МПа	5,90 / 5,93	3,80 / 3,76	1,62 / 1,62	1,059 / 1,07	0,59 / 0,58	0,293 / 0,28	0,122 / 0,112	—	0,019 / 0,018	—
Абсолютное давление пара на входе в аппарат, МПа	5,7 / 5,52	3,6 / 3,5	1,6 / 1,51	0,69 / 0,69	0,57 / 0,53	0,28 / 0,26	0,095 / 0,101	—	0,013 / 0,016	—
Температура пара на входе, °С	— / 337	— / 281	— / 437	— / 378	302,1 / 301	219,3 / 220	155,6 / 158	—	58,5 / 58	—
Температура воды, °С:										
на выходе	267,0 / 266,1	239,1 / 236,9	196 / 194,2	164,8 / —	156,2 / 155,5	130,1 / 127	99,5 / 99,4	55,7 / —	53,8 / 56	23,8 / —
на входе	239,1 / 236,9	196,1 / 194,2	170,3 / —	156,2 / —	130,1 / —	99,6 / —	55,7 / 57,3	53,8 / —	23,8 / 29,8	21, 2 / —
Недогрев воды в подогревателе, °С	5,5 / 4,5	7,5 / 7	8 / 6	—	2 / —	2 / —	–1,5 / —	—	–1,8 / —	—

Примечание. В числителе указаны значения, полученные при испытаниях на нагрузке 800 МВт, в знаменателе — расчетные значения по данным завода-изготовителя.

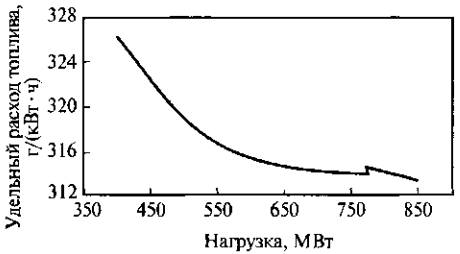


Рис. 8.6. Зависимость удельного расхода условного топлива от нагрузки (нетто) энергоблока мощностью 800 МВт при работе на газе

Турбоустановка с турбиной К-500-23,5-4 ЛМЗ. Принципиальная тепловая схема энергоблока с турбиной К-500-23,5-4 ЛМЗ (рис. 8.7) подобна схеме турбоустановки с турбиной К-800-23,5, кроме узла включения группы ПВД. Нижний ПВД подсоединен по схеме Никольного—Рикара. В схеме имеются восемь регенеративных отборов. В дополнение к регенеративным отборам допускаются отборы пара на теплофикационную установку, состоящую из двух бойлеров *Б-1* и *Б-2*. Теплофикационная нагрузка равна 16,7 МВт. Подогреватель *ПНД-3* имеет встроенный охладитель дренажа (на схеме не показан). Давление в деаэраторе составляет 0,68 МПа. Температура питательной воды равна 277 °С.

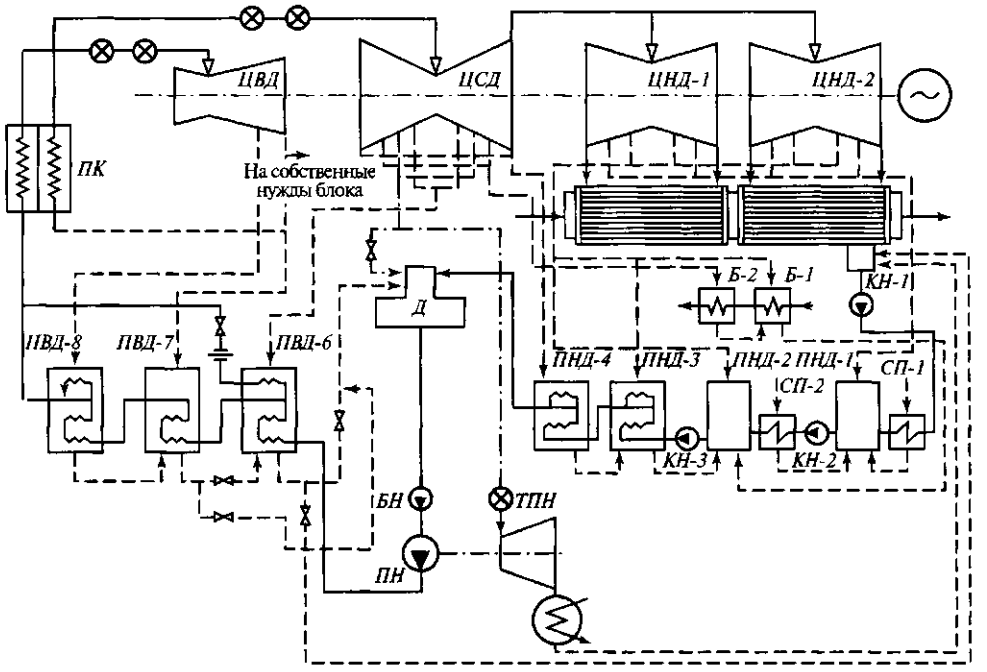


Рис. 8.7. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-500-23,5-4

Паровая турбина состоит из следующих цилиндров: *ЦВД*, *ЦСД* и двух *ЦНД*. Давление пара на выходе из *ЦВД* при номинальной нагрузке составляет 4,248 МПа, а температура его — 299 °С. Четыре выхлопных патрубка *ЦНД* соединены с конденсатором.

Лопатки последней ступени *ЦНД* имеют длину 960 мм. Площадь поперечного сечения одного потока пара, выходящего из последней ступени, равна 7,48 м^2.

Конденсатор турбины состоит из двух корпусов. Охлаждающая вода проходит внутри трубок последовательно через каждый корпус конденсатора. Пар поступает в две секции конденсатора. При температуре охлаждающей воды 12 °С давление в первой секции равно 3,16 кПа, а во второй — 3,96 кПа. Давление во второй по ходу охлаждающей воды секции выше, чем в первой, так как в ее трубы попадает охлаждающая вода с более высокой температурой после нагрева в первой секции. Из первой секции конденсат направляется самотеком в конденсатосборник второй секции за счет небольшой разницы в высотах их расположения. Как и для турбоустановки с турбиной К-800-23,5, давление на выходе из конденсатного насоса первой ступени *КН-1* не должно превышать предельно допустимое давление в БОУ (0,86 МПа) и должно быть достаточным, чтобы обеспечить бескавитационную работу конденсатного насоса второй ступени *КН-2*.

Для восполнения утечек пара и конденсата в конденсатор подается подпиточная вода в количестве 33 т/ч.

Из первой камеры концевых уплотнений *ЦСД* пар направляется на концевые уплотнения *ЦВД*.

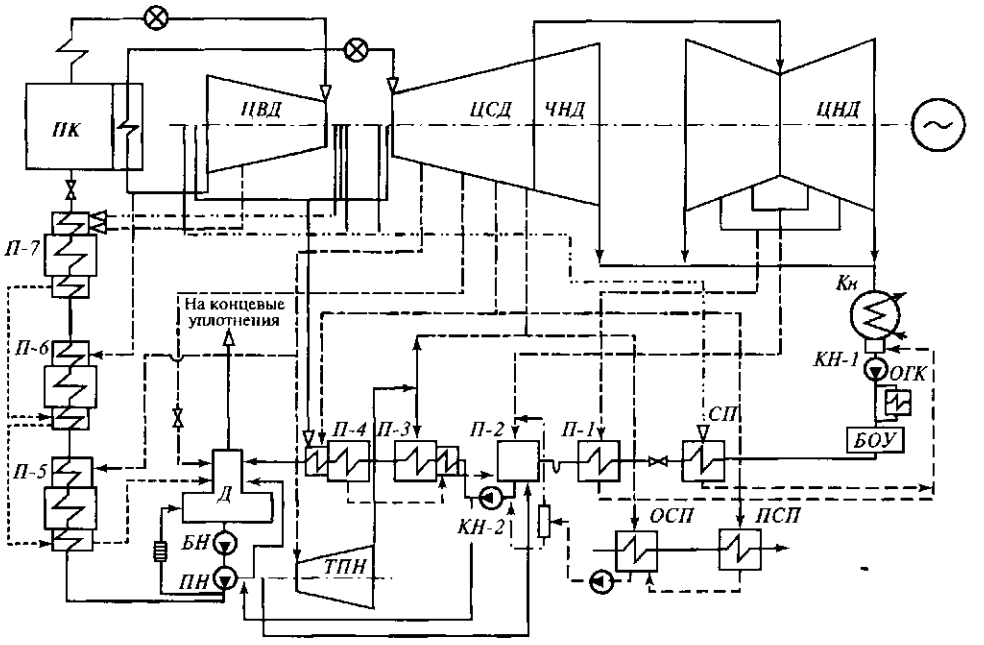


Рис. 8.8. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-300-23,5

Номинальная мощность турбины составляет 525 МВт при p_0 = 23,5 МПа, t_0 = = 540 °С и $t_{п.п}$ = 540 °С.

Турбоустановка с турбиной К-300-23,5 ЛМЗ. На рис. 8.8 приведена принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-300-23,5 ЛМЗ. Основной конденсат нагревается в подогревателе замкнутого контура газоохладителей генератора *ОГК*, охладителе пара от концевых уплотнений главной и приводной турбин (*СП*), группе *ПНД*, деаэраторе и группе *ПВД*. Подогреватель низкого давления *П-4* имеет встроенный пароохладитель. Из *П-1* конденсат греющего пара через гидрозатвор высотой 3 м отводится в конденсатор турбины. Подогреватель *П-2* вертикальный, смешивающего типа. Тарельчатый блок в верхней части подогревателя обеспечивает дробление основного конденсата на струи. При этом одновременно с нагревом происходит деаэрация основного конденсата. На линии отбора пара из турбины в *П-2* отсутствует обратный клапан. Защитную функцию выполняет обратный затвор, установленный внутри подогревателя на конце входного парового патрубка. Конструктивно этот затвор представляет собой поворачивающийся диск, который свободно открывается паровым потоком и закрывается противовесом при прекращении поступления пара в аппарат. В нижней части конденсатосборника *П-2* расположены кольцевые перфорированные коллекторы для ввода конденсата из *П-3* и из наружных камер уплотнений питательного насоса (через гидрозатвор высотой 3 м).

В тепловой схеме турбоустановки с турбиной К-300-23,5 давление на выходе бустерных электронасосов в рабочем диапазоне нагрузок составляет около 2,185 МПа. Постоянство этого давления обеспечивается выбором бустерных насосов с пологой напорной характеристикой и настройкой регулятора давления

на поддержание в деаэраторе скользящего давления в зависимости от расхода питательной воды (нагрузки энергоблока) в соответствии с данными, приведенными ниже:

Расход питательной воды, кг/с	277,8	194,44	166,67	138,9	111,1
Давление в деаэраторе, МПа	0,69	0,69	0,57	0,46	0,35

В тепловых схемах турбоустановок с турбинами К-300-23,5 и Т-250-23,5 применяется питательный насос типа ПТН-1100-350-24 или ПН-1135-340 с турбоприводом. Использование турбопривода позволяет изменять частоту вращения рабочего колеса насоса при изменении нагрузки блока. Зависимость давления на выходе насоса ПН-1135-340 от его подачи при различных частотах вращения его вала можно представить в виде

$$p_{\text{п.н}} = 1{,}405 - 3{,}546 \cdot 10^{-7} Q_{\text{п.н}}^{3} + 1{,}4534 \cdot 10^{-6} n^{2}, \qquad (8.1)$$

где n — частота вращения вала насоса, мин$^{-1}$.

При этом предельная максимальная подача насоса, кг/с,

$$Q_{\text{п.н}}^{\text{макс}} = 6{,}772 n^{0,5} - 207. \qquad (8.2)$$

При работе на нагрузках, меньших номинальной, и переходе на меньшую частоту вращения вала насоса вследствие снижения его напора требуется в меньшей степени прикрывать регулирующий питательный клапан (РПК) котла. Благодаря этому снижаются потери от дросселирования потока воды в РПК. В условиях эксплуатации точное определение необходимой частоты вращения осуществляется авторегулятором, получающим сигнал перепада давления на регулирующем питательном клапане котла. Регулятор изменяет количество пара, подаваемого на турбину насоса, так, чтобы перепад давления на РПК стал минимальным. Поэтому по окончании переходного процесса авторегулирования РПК устанавливается в положение полного открытия. Если энергоблок эксплуатируется в режиме скользящего давления, то возможно неполное открытие РПК, но при этом часть регулирующих клапанов турбины должна быть полностью открыта, а остальные — полностью закрыты, за счет чего снижаются потери давления в клапанах турбины.

Турбоустановка с турбиной К-200-12,8 ЛМЗ. В проектной тепловой схеме турбоустановки с турбиной К-200-12,8 (рис. 8.9) подогреватели высокого давления включались по типовой последовательной схеме. В ходе эксплуатации было установлено преимущество подсоединения ПВД по схеме Виолен. Поэтому в новых модификациях этой турбины применяется схема Виолен. В течение года значительную часть времени турбоустановка работает с нагрузками, меньшими номинальной (разгрузка ночью и в выходные дни). При этом перегрев пара второго регенеративного отбора незначителен. Незначительный перегрев пара на пониженных нагрузках и потеря части давления в пароохладителе снижают его эффективность. Возможно повышение энергетической эффективности тепловой схемы при установке среднего ПВД без пароохладителя. Подогреватель низкого давления *П-2* смешивающий. Для восполнения утечек в схему включена испарительная установка. В состав испарительной установки входят испаритель *И*, конденсатор испарителя *КИ* и деаэратор испарителя *ДИ*.

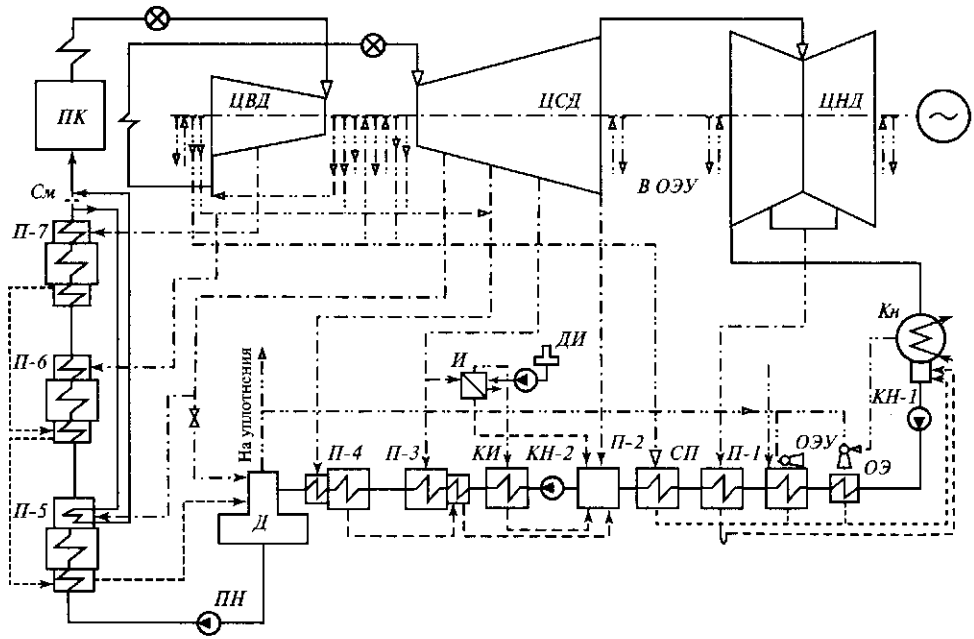


Рис. 8.9. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-200-12,8:
ОЭУ — охладитель эжектора уплотнений; *ОЭ* — охладитель пара эжекторов

Тепловые схемы без деаэратора. Опыт энергетиков Франции и США, а также исследования, выполненные специалистами ОАО «Всероссийский теплотехнический институт», подтверждают некоторые преимущества исключения деаэратора из тепловой схемы энергоблока, которые обусловлены как повышением энергетической эффективности тепловой схемы, так и снижением затрат на сооружение энергоблока. В тепловой схеме без деаэратора отсутствует потеря экономичности из-за дросселирования пара, подаваемого в деаэратор, снижается потребление электроэнергии на собственные нужды благодаря исключению бустерных насосов при незначительном увеличении мощности, затрачиваемой конденсатными насосами второй или третьей ступени. Переход на бездеаэраторную схему энергоблока мощностью 800 МВт дает экономию затрат 0,5—0,6 %. Однако наличие деаэратора обеспечивает бульшую гидравлическую надежность тепловой схемы.

На рис. 8.10 приведена схема системы регенеративного подогрева турбоустановки с турбиной К-300-23,5 ЛМЗ без деаэратора.

В этой схеме к отбору, к которому ранее подключался деаэратор, присоединен подогреватель *П-5*, в качестве которого работает нижний ПВД исходной тепловой схемы. Нагреваемая вода (основной конденсат) поступает от ПНД *П-4*, а не от питательного насоса *ПН*. К третьем регенеративному отбору подключена приводная турбина питательного насоса. На линии перед питательным насосом установлен смеситель *См*, в который вводится конденсат греющего пара из ПВД. Подогреватель низкого давления *П-2* смешивающего типа, с увеличенной вместимостью конденса-

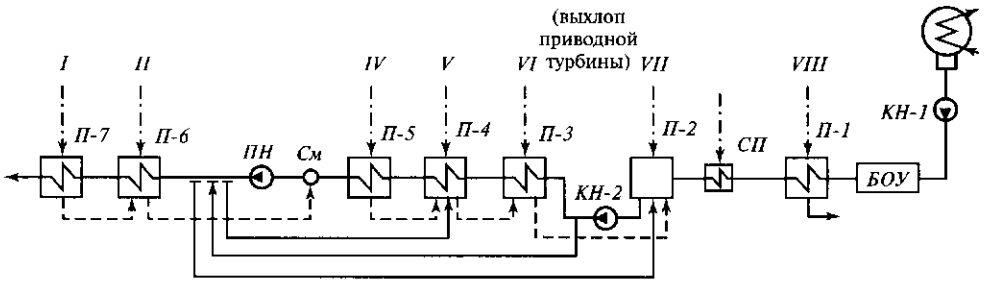


Рис. 8.10. Схема системы регенеративного подогрева турбоустановки с турбиной К-300-23,5 без деаэратора:

I, II, IV—VIII — номера отборов по ходу пара

тосборника. Стабилизирующие функции гидравлического режима работы системы регенеративного подогрева, которые ранее выполнял деаэратор (с баком-аккумулятором), возложены на смешивающий подогреватель *П-2*. Для этого создана специальная система автоматического регулирования и защиты *П-2*. Меньшая деаэрирующая способность смешивающего подогревателя по сравнению с деаэратором компенсируется увеличением деаэрации в конденсаторе турбины. В конденсатосборнике устанавливается соответствующая деаэрирующая вставка. Добавочная вода в количестве до 15 кг/с подается в конденсатор. В схеме без деаэратора недопустимо опорожнение *П-2*. Упуск уровня в *П-2* приводит к срыву работы питательного насоса и к аварийному отключению энергоблока, поэтому в тепловой схеме предусмотрен аварийный автоматический подвод части добавочной воды в линию перед *КН-2*.

В ряде стран применяются тепловые схемы энергоблоков с двумя промежуточными перегревами пара. На ТЭС США энергоблоки с двумя промежуточными перегревами пара, работающие на угле, экономичнее, чем блоки с ПГУ. На рис. 8.11 показана принципиальная тепловая схема турбоустановки с двумя промежуточными перегревами пара мощностью 700 МВт. Турбина состоит из совмещенных *ЦВД* и *ЦСД-1* (ЦВСД), двухпоточного *ЦСД-2* и двух двухпоточных *ЦНД*. Парораспределение *ЦВД* сопловое. Благодаря центральному расположению в ЦВСД паровпусков высокого и среднего давлений и использованию протечки переднего (внутреннего) уплотнения *ЦВД* маневренные характеристики турбины выше. Параметры свежего пара следующие: D_0 = 521,3 кг/с, p_0 = 31 МПа, t_0 = = 593 °С. Особенность турбины — низкая влажность пара в выхлопе *ЦНД* (3,6 %) при неглубоком вакууме ($p_к$ = 8,5 кПа). Промежуточный перегрев пара осуществляется до 593 °С. Сниженные потери давления в трактах промежуточного перегрева составляют 6,6 и 8,0 %. Теплоперепад в последнем отсеке *ЦНД* равен 152,6 кДж/кг. Принята двухподъемная схема питательных насосов. Давление на выходе питательного насоса составляет 37,3 МПа, а на выходе бустерного насоса — 6,9 МПа. Температура питательной воды равна 303 °С. Мощность турбопривода питательного насоса составляет 3,4 % электрической мощности турбогенератора.

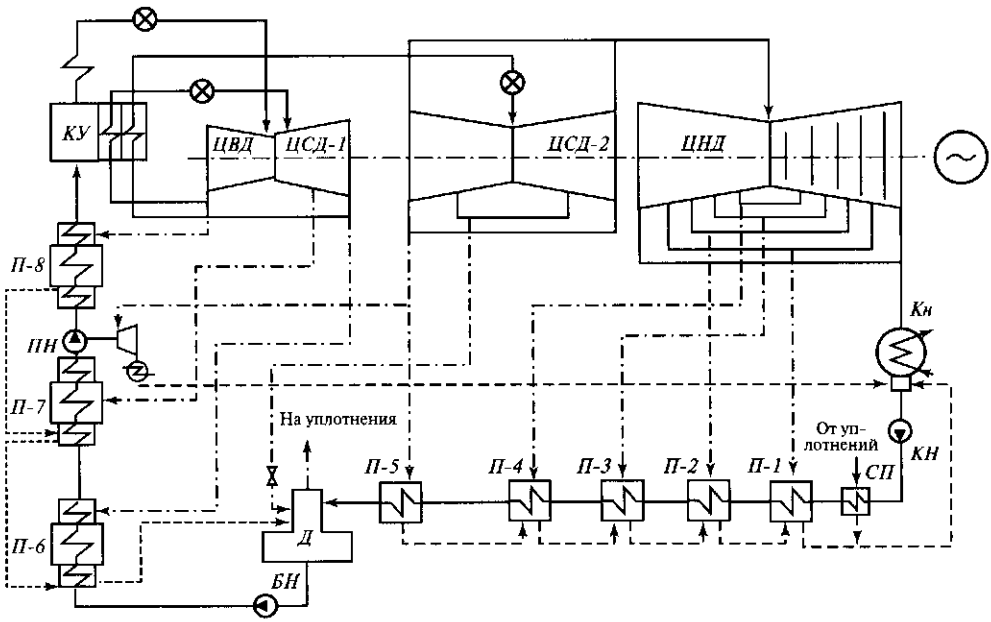


Рис. 8.11. Принципиальная тепловая схема энергоблока с турбиной фирм «Дженерал Электрик» и «Тошиба» (p_0 = 31 МПа)

В Германии разработан проект энергоблока на каменном угле мощностью 600 МВт, получивший название RPP NRW, с параметрами: p_0 = 28,5 МПа; t_0 = 600 °С; $t_{п.п}$ = = 620 °С; $p_к$ = 4,5 кПа; $t_{п.в}$ = 303,4 °С. Коэффициент полезного действия (нетто) энергоблока равен 45,9 % при удельных капитальных затратах 798 евро/кВт. В состав энергоблока входит башенный котел Бенсона с КПД, равным 95 %. Для труб пароперегревателей применяется аустенитная сталь TP347 HFG. Дымовые газы удаляются через градирню с естественной тягой. Размол угля выполняется в трех среднеходных мельницах типа MPS. Паровая турбина состоит из ЦВД, двухпоточных ЦСД и ЦНД. Давление пара перед ЦНД составляет 0,5 МПа. Длина рабочих лопаток последней ступени равна 1400 мм. В системе регенерации имеются восемь подогревателей.

Специалистами ОАО «Подольский машиностроительный завод» совместно с НПО ЦКТИ разработан проект тепловой схемы энергоблока повышенной эффективности. Предложено в конвективной шахте котла после экономайзера установить турбинный экономайзер, который работает на воде, поступающей в обвод двух последних регенеративных подогревателей высокого давления. В выходной части котла устанавливается нагреватель воды для обогрева калориферов. В результате снижается температура уходящих газов и КПД котла достигает 94,5 %. Удельный расход топлива энергоблоком снижается примерно на 2,5 %.

По предпроектным разработкам ВТИ, ЛМЗ, ЗиО и МЭИ отечественный энергоблок мощностью 525 МВт с суперсверхкритическими параметрами (p_0 = 29 МПа, t_0 = 595 °С, $t_{п.п}$ = 597 °С, $p_к$ = 3,5 кПа, $t_{п.в}$ = 300 °С) при сжигании каменного угля должен иметь КПД (нетто) 45 %, а бурого угля — 45,5 %.

8.2. Основы проектирования принципиальной тепловой схемы

Технические характеристики энергоблоков должны соответствовать требованиям Федерального закона «О техническом регулировании» (2002 г.) и общего технического регламента «О безопасности машин и оборудования». На этапе предпроектных работ поиск конкурентоспособных вариантов тепловой схемы энергоблока выполняется по критериям энергетической эффективности.

В соответствии с функциональной блок-схемой энергоблока (см. рис. 8.2) при проектировании тепловой схемы необходимо сформировать математические и графические модели котла, турбины, конденсатора и системы регенеративного подогрева. Генератор выбирается в соответствии со значением его КПД.

В первом цикле разработки новой тепловой схемы энергоблока задаются основные входные и выходные параметры котельной установки. Исходя из требований унификации номинальные значения и допуски на производительность, абсолютное давление и температуру пара на выходе из котла, температуры пара после промежуточного перегрева и питательной воды являются также заданными.

На первом этапе проектирования тепловой схемы КПД (брутто) предполагаемого котла оценивается на основе характеристик котла, принятого в качестве прототипа. На рис. 8.12 приведена зависимость КПД (брутто) барабанного котла ТГМЕ-206 энергоблока мощностью 200 МВт от паровой нагрузки при работе на природном газе. Удельный расход теплоты на собственные нужды котла при номинальной нагрузке 670 т/ч составляет 0,075 %, а на половинной нагрузке — 0,077 %. Удельный расход электроэнергии на тягодутьевые машины равен 0,0046 кВт · ч/кВт.

Влияние температуры питательной воды на экономичность спроектированного котла принято учитывать внесением поправки к потере теплоты с уходящими газами q_2, %. Например, для котла ТГМЕ-206 (D_0 = 186 кг/с, $t_{п.в}$ = 243 °С) при изменении температуры питательной воды на ±10 °С температура уходящих газов изменяется на ±1 °С, а поправка к q_2 составляет ±0,059 % (q_2 = 5,89 ± 0,059). Вместе с тем при проектировании нового котла стремятся к созданию высокоэкономичного котла с заданной температурой питательной воды. Указанная поправка может приниматься в качестве предварительной оценки при выполнении расчетов тепловой схемы на частичных нагрузках с другим котлом.

Проектные подразделения турбостроительных заводов руководствуются *агрегатным принципом*, в соответствии с которым при проектировании применяются унифицированные узлы, детали и целые цилиндры, имеющие успешный опыт эксплуатации. Такой подход позволяет снизить затраты на создание и освоение новой турбоустановки, а также сократить сроки освоения ее в эксплуатации.

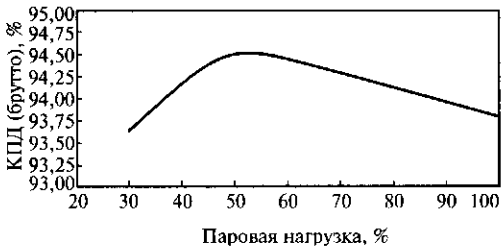


Рис. 8.12. Зависимость КПД котла ТГМЕ-206 от его паровой нагрузки

Для примера рассмотрим турбину К-500-23,5-4 ЛМЗ, которая проектировалась после создания турбин К-500-23,5-2 и К-800-23,5-5. В ЦВД турбины К-500-23,5-4 применена первая (регулирующая) ступень, такая же, как в турбине К-800-23,5-5, а рабочие лопатки десятой—двенадцатой ступеней унифицированы с рабочими лопатками соответственно шестой—восьмой ступеней турбины К-500-16,5-1. Наружный и внутренний корпуса ЦВД такие же, что и соответствующие узлы турбины К-800-23,5-5. В качестве цилиндра среднего давления использован полностью унифицированный ЦСД турбины К-500-16,5-1. В турбине К-500-23,5-4 применен унифицированный ЦНД турбины К-800-23,5-5, который, в свою очередь, создан путем модернизации проточной части ЦНД турбины К-300-23,5-3. Использование прошедших практическую проверку конструкторских решений обусловило значительные конструктивные изменения четвертой модификации турбины по сравнению со второй модификацией. Вместо прямоточного ЦВД (турбины К-500-23,5-2) в четвертой модификации принята конструкция ЦВД с внутренним цилиндром и последующим поворотом потока на 180°. Такое решение обеспечивает разгрузку ЦВД от осевого усилия и снижение протечки пара через переднее концевое уплотнение цилиндра.

Цилиндр низкого давления проектируется исходя из условия, чтобы в одном потоке было не более шести ступеней (на теплоперепад менее 700 кДж/кг).

В турбинах К-500-23,5 и К-800-23,5 действует ограничение на давление перед ЦНД [0,294 МПа (3 кгс/см^2)]. Потеря давления в перепускных паропроводах из ЦСД в ЦНД оценивается в 1,5—2 %.

Механический КПД современных турбин составляет 0,996—0,997, а КПД генератора — 0,986—0,988.

Выбор давления в конденсаторе турбины осуществляется исходя из условий работы конденсационных установок, близких к условиям технического водоснабжения рассматриваемой ТЭС. Например, все модификации турбины К-200-12,8 имеют одинаковые ЦВД и ЦСД, но разные ЦНД для работы при различном давлении в конденсаторе. В турбине К-210-12,8-6 базовой модификации проектное давление в конденсаторе составляет 4 кПа, а седьмой модификации — 10—30 кПа и длина рабочих лопаток последней ступени равна 550 мм. В ЦНД турбины восьмой модификации длина лопаток 755 мм, а в конденсаторе проектное давление — 8,7 кПа. В турбине базовой модификации с четырьмя ступенями в ЦНД выходной объемный расход пара равен 1222 м^3/кг, а в турбинах седьмой и восьмой модификаций он составляет при трех ступенях ЦНД соответственно 523 и 816 м^3/кг. Следовательно, турбины седьмой и восьмой модификаций предназначены для условий с более высокой температурой охлаждающей воды на входе в конденсатор.

В стандарте установлены номинальные параметры пара и питательной воды турбоустановок. Эти параметры приведены в табл. 8.3. После успешного создания головного образца энергоблока нового поколения на суперсверхкритические параметры в стандарт вносятся изменения. Стандартизация обеспечивает согласованность в работе многих организаций, участвующих в проектировании и изготовлении энергоблоков и ТЭС. При этом реализуется процессный подход, рекомендованный международным и национальным стандартом по системам качества ГОСТ Р ИСО 9001—2001.

Таблица 8.3

Номинальные параметры пара и питательной воды

Мощность турбины, МВт	Давление свежего пара, МПа	Температура свежего пара, °С	Температура пара после промежуточного перегрева, °С	Температура питательной воды, °С
50—100	(9,0); 12,8	(500; 520; 535); 555	—	230
100—185	12,8; (16,2; 18,0)			
180—215		(520; 535; 560); 540; 565	(520; 535; 560); 540; 565	250
160—225*	17,0*	540; 560	540; 560	260
250	(16,2); 23,5	(520; 535); 540; 560	(520; 535); 540; 560	270
300—600	(16,2; 18,0); 23,5			
800—1600	23,5	540; 560	540; 560	

Примечания: 1. Изготовление турбин, значения параметров которых заключены в скобки, допускается по требованию заказчика. 2. Значения параметров, отмеченных звездочкой, уточняются при проектировании.

Стандартом разрешены допуски: на давление свежего пара ±5 %, на температуру пара ±5 °С и на температуру питательной воды ±10 °С.

При проектировании тепловой схемы новой турбоустановки выполняются три цикла расчетов этой схемы:

1) расчет при неизвестных характеристиках проточной части турбины с выбором числа цилиндров, выхлопов ЦНД и регенеративных подогревателей (регенеративных отборов);

2) расчет после определения типоразмеров ступеней турбины с выбором типов регенеративных подогревателей;

3) вычисления после повторного (уточненного) расчета проточной части турбины. Эти вычисления выполняются для нагрузок 100, 80, 60 % номинальной мощности и для средневзвешенной годовой нагрузки.

На первом этапе проектирования тепловой схемы турбоустановки формируются несколько вариантов ее структуры. Варианты различаются числом регенеративных отборов, типами регенеративных подогревателей и схемами отвода конденсата греющего пара.

Число отдельных цилиндров и схема их соединения выбираются на основе опыта эксплуатации турбины-прототипа. Могут рассматриваться варианты с разной длиной лопаток последней ступени турбины. От длины лопаток последней ступени и расхода пара в конденсатор зависит возможное число выхлопов ЦНД.

При фиксированной температуре $t_{\text{п.п}}$ чем ниже $p_{\text{п.п}}$, тем меньше доля теплоперепада, срабатываемого в турбине в области влажного пара. Процесс расширения пара в совмещенных ЦСД и ЦНД на h, s-диаграмме смещается вправо. Уменьшается влажность в последней ступени турбины. Чем меньше число ступеней, работающих в области влажного пара, тем выше КПД совмещенных ЦСД и ЦНД. При меньшем давлении пара, направляемого на промежуточный перегрев, увеличивается его удельный объем, и поэтому при том же расходе требуются паропроводы большего диаметра. Повышается стоимость паропроводов и котла.

В современных тепловых схемах в турбине выполняются шесть-семь камер для устройства патрубков, к которым привариваются трубопроводы для отбора пара на теплообменные аппараты — регенеративные подогреватели. По конструктивным условиям часть паропроводов системы регенеративного подогрева присоединяется к выхлопным патрубкам ЦВД и ЦСД. Благодаря этому требуется меньше камер отбора внутри цилиндров. Создание в проточной части специальных камер вызывает снижение КПД ступеней турбины, расположенных до камеры отбора и после нее (потеря с выходной скоростью в предотборной ступени, окружная неравномерность потока на входе в ступень после отбора). Отвод потока пара в отбор вызывает значительную окружную неравномерность основного потока пара и переменные динамические усилия в предотборной и послеотборной ступенях. Снижается срок службы ступеней. Поэтому на окончательный выбор числа регенеративных отборов влияют показатели энергетической эффективности, стоимость трубопроводов и аппаратов, надежность в эксплуатации.

При выбранном числе отборов на экономичность тепловой схемы влияет местоположение каждого из них. Место отбора принято идентифицировать с номером ступени, после которой выполняется этот отбор (или с номером отсека), либо с давлением в камере отбора при выполнении расчетов на первом этапе проектирования новой тепловой схемы. Отборы нумеруют по ходу пара, а регенеративные подогреватели — по ходу основного конденсата и питательной воды. Следовательно, к последнему регенеративному отбору подключен первый регенеративный подогреватель.

Группу ступеней турбины между двумя смежными отборами называют отсеком. Подогреватели, в которых давление основного конденсата создается конденсатными насосами (это давление невелико), называют подогревателями низкого давления. Подогреватели, в которых давление нагреваемой воды создается высоконапорным питательным насосом, называют подогревателями высокого давления.

В проектных расчетах тепловой схемы новой турбоустановки решается задача оптимального распределения регенеративного подогрева основного конденсата (питательной воды) между подогревателями. Эту задачу можно формулировать и как задачу поиска таких значений давления в каждом отборе, при которых обеспечивается максимальная энергетическая эффективность тепловой схемы. В результате решения этих задач получают значения подогрева воды в каждом регенеративном подогревателе и теплоперепада в каждом отсеке турбины.

По тепловой нагрузке каждого регенеративного подогревателя можно или проектировать новые аппараты, или выбирать подходящий типоразмер из серийно выпускаемых. По давлениям в камерах регенеративных отборов и значениям теплоперепада в каждом отсеке специалисты по турбинам проектируют ступени проточной части. При этом рассматривается возможность применения турбинных ступеней, надежность и экономичность которых проверена при эксплуатации существующих турбин. После расчетного выбора комплекта ступеней каждого отсека выполняется второй цикл расчета тепловой схемы. Повторный расчет необходим, так как после выбора ступеней необходимо рассматривать уточненные значения давления на входе в каждый отсек и выходе из него. По результатам повторного расчета тепловой схемы уточняются значения подогрева в каждом регенеративном подогревателе, расходов пара в них и через каждый отсек турбины, а также давлений в отборах.

В третьем цикле расчета тепловой схемы используется формула Стодола—Флюгеля, отражающая зависимость давления в камерах отборов от расхода пара через отсеки турбины. Зависимость Стодола—Флюгеля для j-го отсека (j — номер регенеративного отбора на выходе из отсека) имеет вид

$$p_{j-1} = \sqrt{p_j^2 + \left(\frac{D_j}{D_{0j}}\right)^2 (p_{0j-1}^2 - p_{0j}^2)\frac{p_{j-1}v_{j-1}}{p_{0j-1}v_{0j-1}}}, \qquad (8.3)$$

где p_{j-1} и p_j — давления на входе в j-й отсек и выходе из него, МПа; D_j и D_{0j} — расходы пара через отсек в двух рассматриваемых режимах, параметры одного из которых (опорного) должны быть известны, кг/с; v_{0j-1} и v_{j-1} — удельные объемы пара в $(j-1)$-м отборе при опорном и рассчитываемом режимах, м^3/кг.

Алгоритм расчета по формуле (8.3) — итерационный. Значения подогревов в каждом регенеративном подогревателе определяются в результате моделирования взаимодействия проточной части турбины и конденсирующей способности подогревателя.

Проектный расчет системы регенеративного подогрева может выполняться или при первичном распределении подогрева между регенеративными подогревателями с последующим расчетом давления в них и затем в отборах, или при создании функционалов, аргументами которых принимаются давления в камерах регенеративных отборов.

Эффективность тепловой схемы существенно зависит от характеристик регенеративных подогревателей. Например, из-за недостаточной площади поверхности теплообмена ПВД турбины К-800-23,5-2 температурные напоры превышали требования отраслевого стандарта на 7,5—8 °С. Поэтому были созданы новые ПВД с площадью поверхности теплообмена, большей на 25—30 %. Они устанавливались на блоках третьей и пятой модификаций. Однако и в турбине К-800-23,5-5 пятой модификации при нагрузке 800 МВт температурный напор нижнего ПВД составлял 8 °С, а среднего ПВД — 7,5 °С. Для дальнейшего снижения температурного напора была разработана конструкция пароохладителя среднего ПВД с одноходовым движением пара. При этом эффективность ПВД повысилась благодаря снижению парового сопротивления пароохладителя.

Выбор схемы подсоединения подогревателей высокого давления выполняется на основе вариантных расчетов тепловой схемы энергоблока с последующим инвестиционным анализом. На сниженных нагрузках энергоблоков с промежуточным перегревом наличие пароохладителя в среднем ПВД может оказаться неэффективным.

Структура расчета тепловой схемы и основное содержание этапов расчета. Новые технологии инженерных расчетов эффективно реализуются в различных вычислительных системах (Mathcad, Microsoft Excel и др.). Поэтому далее рассматриваются методики моделирования и алгоритмизации, ориентированные на выполнение расчета в Mathcad и в электронной таблице Excel. Теплофизические свойства воды и пара рекомендуется определять с помощью компьютерной программы МЭИ WaterSteamPro (www.wsp.ru).

В первом цикле проектных расчетов тепловой схемы вновь проектируемой турбоустановки эффективны методика и алгоритм, структура которых представлена на блок-схеме (рис. 8.13). Данная методика позволяет максимально учитывать особенности каждого типа оборудования тепловой схемы. Далее описывается основное содержание этапов расчета.

Этап 1. Подготовка расчетной тепловой схемы и поиск дополнительных исходных данных для расчета. Возможно задание различных вариантов исходных данных. Как правило, задаются следующие данные:

электрическая мощность или расход свежего пара;

давление и температура свежего пара (перед стопорными клапанами ЦВД);

температура и, возможно, давление пара после промежуточного перегрева (перед стопорными клапанами ЦСД);

давление в конденсаторе турбины или температура охлаждающей воды;

основные параметры дополнительных теплообменных аппаратов, получающих пар от регенеративных отборов турбины (сетевые подогреватели, испарительная установка, калориферы для подогрева воздуха, поступающего в котел, и др.);

регион планируемого строительства тепловой электростанции;

вид топлива.

Исходя из задаваемых исходных данных выбираются турбоустановки и энергоблоки, которые могут рассматриваться в качестве прототипов для проектируемых. На основе анализа технико-экономических показателей установок-прототипов и опубликованных результатов научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ составляется исходная принципиальная тепловая схема турбоустановки или энергоблока в целом. В первом цикле расчетов могут не учитываться вспомогательные потоки пара и конденсата. Тепловую схему с принятыми допущениями называют *расчетной принципиальной тепловой схемой*. Турбина, теплообменные аппараты, насосы, трубопроводы и запорно-предохранительная арматура на чертеже тепловой схемы изображаются в соответствии с требованиями стандарта.

Температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева зависят от металла (сортамента) трубопроводов. При заданной температуре пара после промежуточного перегрева его давление $p_{\text{п.п}}$ может рассматриваться как искомая (оптимизируемая) величина. Определение значения этой величины выполняется путем вариантных расчетов тепловой схемы или специального моделирования.

В форме оценок принимаются значения внутренних относительных КПД η_{oi} отсеков турбины, температурных напоров регенеративных подогревателей $\vartheta_{\text{п}j}$, гидравлических сопротивлений отдельных элементов паровых и водяных трактов Δp, высоты установки оборудования, затраты электроэнергии и теплоты на собственные нужды турбоустановки, котельной установки и другие параметры.

В соответствии с техническими условиями (ТУ) снижение температуры свежего пара в главных паропроводах не должно превышать 5 °С. На основе этого ограничения в ходе расчета тепловой схемы определяется тепловая нагрузка котла.

Если задана температура охлаждающей воды, а не давление в конденсаторе, то в соответствии с температурой принимается значение этого давления. При расчетной температуре охлаждающей воды 12—15 °С давление в конденсаторе составляет 2,8—4,0 кПа, а при бульшей температуре давление может приниматься в пределах 4—8 кПа.



Рис. 8.13. Блок-схема конструкторского расчета тепловой схемы конденсационной турбоустановки

Материальный баланс котельной и турбинной установок энергоблока. Из-за неплотностей оборудования энергоблока часть пара и конденсата или не участвует в полном технологическом цикле (протечки), или выводится за пределы тепловой схемы энергоблока (утечки).

Утечки рабочей среды происходят во многих элементах тепловой схемы. При выполнении первого цикла расчетов принимают, что все утечки сосредоточены в паропроводе свежего пара до стопорных клапанов турбины. При этом допущении и предельной норме утечек, составляющей 1 %, расход перегретого пара на выходе из котла $D_{пе} = 1{,}01D_0$. При принятом допущении расчетные тепловые потери в тепловой схеме являются несколько завышенными. Поэтому при выполнении поверочных расчетов тепловой схемы потоки наиболее существенных утечек (часть конденсата из охладителей эжектора уплотнений, крайних камер уплотнений насосов, продувочная вода и др.) учитываются в балансовых уравнениях элементов этой схемы.

Расход питательной воды в прямоточном котле

$$D_{п.в} = D_{пе}. \tag{8.4}$$

Следовательно, утечки (необходимый для восполнения питательной воды расход добавочной воды) в тепловой схеме энергоблока с прямоточным котлом составляют $D_{ут} = 0{,}01D_0$.

Балансовое уравнение для питательной воды энергоблока с барабанным котлом включает в себя расход $D_{пр}$, необходимый для осуществления непрерывной продувки:

$$D_{п.в} = D_{пе} + D_{пр}. \tag{8.5}$$

Этап 2. Моделирование и расчет системы регенеративного подогрева по параметрам питательной воды и основного конденсата. На основе расчетной тепловой схемы выполняется декомпозиция ее на расчетные подсистемы. Выделяются группы элементов тепловой схемы таким образом, чтобы технологическая связь между ними обладала некоторой параметрической устойчивостью при изменении параметров воды и пара в элементах группы. Декомпозиция тепловой схемы позволяет, с одной стороны, сконцентрироваться на математическом описании тепловых процессов каждой выделенной группы с учетом ее специфических свойств, а с другой — построить эффективные алгоритмы, реализующие расчет тепловой схемы в целом. Например, при заданном давлении в деаэраторе энтальпия (и температура) питательной воды на выходе из него постоянна и не зависит от принимаемого распределения подогрева между подогревателями. Следовательно, выделяется первая расчетная подсистема (группа ПВД и питательный насос), для которой известны температуры питательной воды как на выходе $t_{п.в}$, так и на входе $t_д$.

В соответствии с требованием надежного отвода пара из промежуточных камер концевых уплотнений турбины можно принять давление в сальниковом подогревателе и, следовательно, температуру основного конденсата на выходе из этого подогревателя. Поэтому в первом цикле расчета тепловой схемы изменение энтальпии основного конденсата в охладителях эжекторов и в сальниковом подо-

гревателе оценивают суммарным значением, равным 20—30 кДж/кг. Бульшие значения соответствуют большему числу цилиндров турбины и большей ее мощности. Если в схеме применяются водоструйные эжекторы, то изменение энтальпии составляет 8—12 кДж/кг. Располагая значениями изменения энтальпии и энтальпии основного конденсата на выходе из конденсатора, после вычисления подогрева в проточной части конденсатного насоса можно определить его энтальпию на входе в первый ПНД.

Исходя из принятого значения оценки подогрева в деаэраторе $\Delta t_д$, определяют энтальпию основного конденсата, поступающего в деаэратор из группы ПНД, и температуру $t_{ПНД}$:

$$t_{ПНД} = t_д - \Delta t_д, \tag{8.6}$$

где $t_д$ — температура питательной воды на выходе из деаэратора.

Переменная $\Delta t_д$ рассматривается как величина, которую можно изменять после формирования полной расчетной (электронной) модели тепловой схемы. Для определения энтальпии основного конденсата на выходе из группы ПНД необходимо оценить его давление, исходя из давления в деаэраторе, гидростатического давления и сопротивления в линии от ПНД до входного патрубка деаэрационной колонки.

Следовательно, вторая расчетная подсистема — это группа ПНД. Деаэратор служит связующим элементом с фиксированными значениями параметров пара и конденсата. Так как изменение подогрева в деаэраторе влияет на распределение регенеративного подогрева в группе ПНД, то деаэратор в расчете служит внешним управляемым параметром для ПНД.

Третья расчетная подсистема — проточная часть турбины. В первом цикле расчета тепловой схемы необходимо построить модели, позволяющие рассчитать энтальпии пара в камерах регенеративных отборов.

При моделировании распределения регенеративного подогрева не учитывается расход свежего пара в турбину. Это допустимо только в первом цикле расчета тепловой схемы для вновь проектируемой турбоустановки.

Зная давление свежего пара и гидравлическое сопротивление тракта от стопорных клапанов турбины до группы ПВД, с учетом гидростатического давления и потерь давления в ПВД можно определить давление питательной воды на выходе из питательного насоса. В первом цикле расчета тепловой схемы допустимо основываться на следующих данных для энергоблоков: докритическое давление $p_{п.н} = (1{,}37 \div 1{,}4)p_0$; сверхкритическое давление $p_{п.н} = (1{,}33 \div 1{,}35)p_0$; суперкритическое давление $p_{п.н} = (1{,}3 \div 1{,}32)p_0$.

По заданной температуре питательной воды $t_{п.в}$ и ее давлению находится энтальпия питательной воды на выходе из группы ПВД $h_{п.в}$. Питательная вода с этой энтальпией поступает в трубопровод, идущий к котлу (или в коллектор).

Если второй регенеративный отбор выполняется из выхлопа ЦВД и бульшая часть пара направляется в промежуточный пароперегреватель котла, то по заданному давлению пара промежуточного перегрева $p_{п.п}$, потере давления в линии

отбора и температурному напору ПВД определяется температура питательной воды на выходе из этого ПВД.

Температура и энтальпия питательной воды на выходе из деаэратора принимаются равными параметрам насыщения, соответствующим заданному (или принятому) давлению в деаэраторе.

В расчете тепловой схемы обязательно учитывается повышение энтальпии питательной воды $\Delta h_{\text{п.п}}$ в проточной части питательного насоса, которое определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{п.н}} = \frac{\Delta p_{\text{п.н}} \upsilon}{1{,}03\eta_e^{\text{п.н}}}, \qquad (8.7)$$

где $\Delta p_{\text{п.н}}$ — разность давлений на выходе из насоса и на входе в него, кПа; υ — средний удельный объем воды в насосе, м^3/кг; $\eta_e^{\text{п.н}}$ — справочный (паспортный) полный КПД насоса; 1,03 — коэффициент, учитывающий составляющую механических потерь насоса.

Вычисление среднего удельного объема воды в насосе выполняется итерационно. Предварительно принимается значение подогрева в насосе $\Delta t_{\text{п.н}} \approx 4 \div 7$ °С (или соответствующая температура воды на выходе из насоса). По давлению и температуре находятся удельные объемы воды на выходе из насоса и на входе в него, а также их среднеарифметическое значение. После определения по (8.7) значения $\Delta h_{\text{п.п}}$ вычисляется температура воды на выходе из насоса и полученное значение сравнивается с предварительно принятым. Если разница составляет более 0,2 °С, то уточняется $\Delta t_{\text{п.н}}$ и повторяется расчет среднего удельного объема воды в насосе и $\Delta h_{\text{п.н}}$.

Далее производится распределение подогрева между регенеративными подогревателями по одной из изложенных в гл. 2 методик.

При распределении регенеративного подогрева между подогревателями удобно составить отношения подогревов в характерных группах системы регенерации. Например, в расчетную модель вводится отношение подогрева в подогревателе, подключенном к «холодной» линии промежуточного перегрева, к подогреву в подогревателе, подключенном к первому отбору из ЦСД (первый регенеративный отбор после промежуточного перегрева) $\beta_{\text{ПВД}} = 1{,}4 \div 1{,}8$. Вводится отношение подогревов в каждом подогревателе группы ПНД к подогреву при условии равномерного распределения его между регенеративными подогревателями группы $\beta_{\text{ПНД}}$. Величины $\beta_{\text{ПВД}}$ и $\beta_{\text{ПНД}}$ варьируются вручную после создания полной электронной модели тепловой схемы или принимаются в качестве автоматически варьируемых переменных в оптимизационной модели Mathcad с использованием оператора минимизации удельного расхода топлива Minimize (b, $\beta_{\text{ПНД}}$, ...).

Этап 3. Расчет параметров пара в подогревателях и конденсата, сливаемого из подогревателей. Давление в первом регенеративном отборе ЦВД однозначно определяется по заданному значению температуры питательной воды при фикси-

рованном температурном напоре ПВД, подключенном к этому отбору. Модель расчета следующая:

$$\left.\begin{aligned} t_{sni} &= t_{\text{п.в}i} + \vartheta_{ni}; \\ p_{sni} &= f(t_{sni}), \end{aligned}\right\} \tag{8.8}$$

где t_{sni} — температура насыщения в корпусе i-го регенеративного подогревателя; ϑ_{ni} — температурный напор (недогрев) i-го подогревателя; p_{sni} — давление насыщения в i-м подогревателе.

После распределения регенеративного подогрева известны энтальпии питательной воды и основного конденсата на выходе из каждого подогревателя. Оценив давления питательной воды и основного конденсата, можно определить их температуры. По моделям, аналогичным (8.8), определяется давление в каждом регенеративном подогревателе.

Энтальпия конденсата, сливаемого из подогревателей, не имеющих охладителей дренажа, находится как функция давления в подогревателе (в состоянии насыщения): $h_{\text{др}.ni} = f(p_{sni})$.

Этап 4. Моделирование процесса расширения пара в проточной части турбины. Давление пара в камере регенеративного отбора турбины больше давления на входе в подогреватель на значение потери давления в линии отбора. Располагая значениями давления в подогревателях, давления в отборах определяют по формуле

$$p_{\text{отб}j} = \frac{p_{sni}}{1 - 0{,}01 s_j}, \tag{8.9}$$

где $p_{\text{отб}j}$ — давление в камере j-го отбора, МПа; s_j — относительная потеря давления в линии j-го регенеративного отбора (от камеры отбора до подогревателя), %.

Возможны два способа расчета процесса расширения пара в турбине. Первый способ основан на ручных графических построениях этого процесса в h, s-диаграмме для воды и водяного пара. Для его реализации необходимо располагать h, s-диаграммой. Второй способ — выполнение расчетов на ЭВМ. Имеются несколько программ расчета теплофизических свойств воды и водяного пара.

Для расчета процесса расширения пара в турбине необходимо располагать относительными внутренними КПД отсеков (ступеней) турбины. Эти показатели, приводимые в справочной литературе, обычно получены при работе на перегретом паре. Если часть или все ступени отсека работают на влажном паре, то необходимо корректировать КПД с помощью поправочного коэффициента по формуле

$$\eta_{0i\text{вл}} = \eta_{0i} k_{\text{вл}}, \tag{8.10}$$

где $\eta_{0i\text{вл}}$ — относительный внутренний КПД при работе на влажном паре.

Поправочный коэффициент $k_{\text{вл}}$ оценивается по формуле

$$k_{\text{вл}} = 1 - \alpha_{\text{вл}}\left(1 - \frac{x_{\text{вх}} + x_{\text{вых}}}{2}\right)\frac{\Delta h_{\text{вл}}}{\Delta h_{\text{отс}}}, \tag{8.11}$$

где $\alpha_{вл}$ — коэффициент, учитывающий эффективность влагоудаления в проточной части ($\alpha_{вл}$ = 0,816 при обычном периферийном влагоудалении; $\alpha_{вл}$ = 0,72 при периферийном влагоудалении с отводом влаги в регенеративный отбор; $\alpha_{вл}$ = 0,68 при периферийном и внутриканальном влагоудалении с отводом влаги в отбор); $x_{вх}$ и $x_{вых}$ — степени сухости пара на входе в отсек и выходе из него; $\Delta h_{вл}$ — располагаемый теплоперепад ступеней отсека, работающих в области влажного пара; $\Delta h_{отс}$ — располагаемый теплоперепад всех ступеней отсека.

Алгоритм расчета энтальпии пара по отсекам турбины с применением программ WaterSteamPro следующий.

Энтальпия свежего пара

$$h_0 = \text{wspHPT}(p_0, T_0).$$

Энтропия пара перед первой ступенью турбины (при потере давления в органах паровпуска ЦВД, равной 5 %

$$s_{вх.ЦВД} = \text{wspSPH}(0{,}95p_0, h_0).$$

Энтальпия пара в камере первого регенеративного отбора с давлением p_1 в предположении изоэнтропного процесса его расширения в первом отсеке

$$h_1^{из} = \text{wspHPS}(p_1, s_{вх.ЦВД}).$$

Энтальпия пара в камере первого регенеративного отбора при относительном внутреннем КПД первого отсека η_{oi1}

$$h_1 = h_0 - \eta_{oi1}(h_0 - h_1^{из}).$$

Энтропия пара в камере первого отбора

$$s_1 = \text{wspSPH}(p_1, h_1).$$

Энтальпия пара в камере второго регенеративного отбора в предположении изоэнтропного процесса его расширения во втором отсеке

$$h_2^{из} = \text{wspHPS}(p_2, s_1).$$

Энтальпия пара в камере второго отбора при относительном внутреннем КПД второго отсека η_{oi2}

$$h_2 = h_1 - \eta_{oi2}(h_1 - h_2^{из}).$$

Энтропия пара в камере второго отбора

$$s_2 = \text{wspSPH}(p_2, h_2).$$

Аналогично определяются параметры пара в остальных отборах.

На рис. 8.14 в h, s-диаграмме показан процесс расширения пара в трех первых отсеках турбины с промежуточным перегревом пара.

При наличии промежуточного перегрева пара следует определить энтропию пара перед первой ступенью ЦСД с учетом потерь давления в тракте промежу-

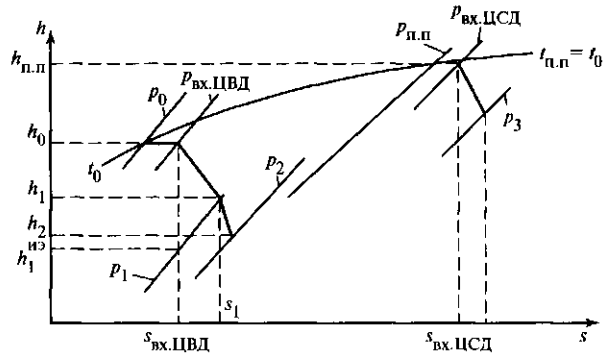


Рис. 8.14. Процесс расширения пара в трех первых отсеках турбины с промежуточным перегревом пара в *h*, *s*-диаграмме

точного перегрева и в органах паровпуска. Потеря давления пара в тракте промежуточного перегрева принимается равной 8—11 % давления в выхлопе ЦВД, а потеря в стопорных клапанах ЦСД составляет 1,5—2 %.

Относительный внутренний КПД последнего отсека ЦНД может определяться с учетом или без учета потери энергии пара с выходной скоростью. Если в расчете применяется КПД, найденный без учета потери энергии с выходной скоростью, то параметры пара в конечной точке процесса расширения, определяемые по вышеприведенному алгоритму, соответствуют параметрам непосредственно за рабочими лопатками. Параметры пара в этой точке необходимы для определения степени сухости пара в рабочем колесе последней ступени. Вычисленное значение степени сухости не должно быть меньше допустимого для унифицированных последних ступеней ЦНД (не менее 0,91 для турбин КЭС). Для определения полезной работы последнего отсека ЦНД следует найти потери энергии пара с выходной скоростью.

В практике расчета процесс расширения пара чаще строится не для отсеков, а для цилиндров турбины с использованием их КПД. На рис. 8.15 показаны зависимости относительных внутренних КПД ЦВД и ЦСД турбины К-800-23,5-5 от расхода свежего пара.

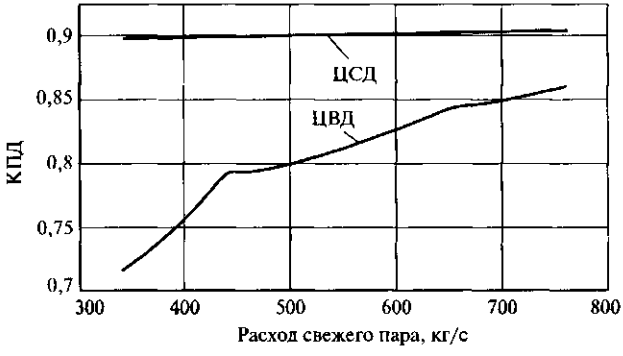


Рис. 8.15. КПД ЦВД и ЦСД турбины К-800-23,5-5 в зависимости от расхода свежего пара

Если для привода питательного насоса применяется дополнительная паровая турбина, получающая пар от отбора главной турбины, то расчет процесса расширения пара в приводной турбине выполняется после расчета давления и энтальпии пара в отборе главной турбины. Давление перед первой ступенью приводной турбины вычисляется на основе приближенной оценки потерь давления в паропроводе отбора и в регулирующих клапанах приводной турбины, которые могут составлять 6—10 %.

Давление в конденсаторе приводной турбины принимается на 2—2,5 кПа больше, чем давление в конденсаторе главной турбины. Если пар из выхлопа приводной турбины поступает в паровой тракт главной турбины, то давление в выхлопном патрубке задается на 3—4 % больше давления в главном паропроводе тракта.

Относительный внутренний КПД приводной турбины принимается по данным турбин-прототипов.

Этап 5. Моделирование регенеративных подогревателей на основе уравнений материального и теплового балансов и расчет расходов пара и конденсата. Математическое описание элементов тепловой схемы и аналитическое решение уравнений выполняются, как правило, последовательно в направлении их расположения против хода питательной воды (начиная от верхнего ПВД). Возможны моделирование и расчет элементов начиная от конденсата турбины.

Формы записи уравнения теплового баланса для подогревателя могут быть различными. Удобно в качестве составных частей уравнения использовать произведение расхода каждого потока на разность его энтальпий на входе в элемент тепловой схемы и выходе из него (или на выходе и входе). В левой части такого уравнения имеются слагаемые для греющих потоков, а в правой — для нагреваемой среды. Потери теплоты из-за рассеивания в окружающую среду удобно учитывать коэффициентом $k_{\text{п}}$, обратным КПД подогревателя $\eta_{\text{п}}$.

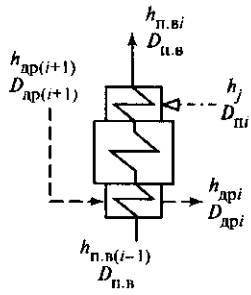
Например, для поверхностного подогревателя со встроенными пароохладителем и охладителем дренажа (рис. 8.16) уравнение теплового баланса имеет вид

$$D_{\text{п}i}(h_j - h_{\text{др}\,i}) + D_{\text{др}(i+1)}(h_{\text{др}(i+1)} - h_{\text{др}\,i}) = k_{\text{п}i}(h_{\text{п.в}i} - h_{\text{п.в}(i-1)})D_{\text{п.в}}. \qquad (8.12)$$

Отсюда расход греющего пара

$$D_{\text{п}i} = \frac{k_{\text{п}i}(h_{\text{п.в}i} - h_{\text{п.в}(i-1)})D_{\text{п.в}} - D_{\text{др}\,(i+1)}(h_{\text{др}\,(i+1)} - h_{\text{др}\,i})}{h_j - h_{\text{др}\,i}}. \qquad (8.13)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД смешивающего типа лучше записать иначе. Левая часть уравнения будет представлять собой произведение расхода потока, выходящего из подогревателя (смесителя), на его энтальпию, а правая — сумму произведений расходов входящих потоков на их энтальпии.



При моделировании следует учитывать потоки пара из камер концевых уплотнений цилиндров турбины. Например, теплоты потоков от уплотнений турбины К-800-23,5 достаточно для отопления нескольких жилых домов средней

Рис. 8.16. Условное изображение подогревателя со встроенными пароохладителем и охладителем дренажа:
i — номер подогревателя; *j* — номер отбора

этажности. Энтальпия утечек из всех камер рассматриваемого концевого уплотнения турбины (за исключением потока из крайней камеры в эжектор уплотнений) принимается равной энтальпии пара в проточной части турбины, примыкающей к этому уплотнению.

Из уравнения материального баланса для деаэратора можно определить расходы основного конденсата в деаэратор из группы ПНД и греющего пара в деаэратор.

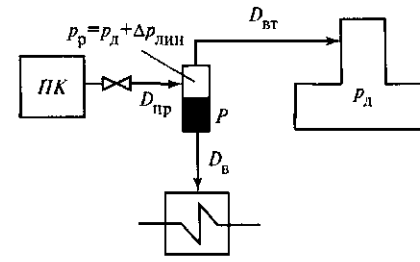


Рис. 8.17. Фрагмент расчетной схемы расширителя продувки барабана котла

Если в линии основного конденсата имеется узел смешения потоков, то уравнение теплового баланса для смесителя решается относительно энтальпии выходящего потока.

Если применяются барабанные котлы, то в состав тепловой схемы включается расширитель непрерывной продувки барабана. Фрагмент расчетной схемы расширителя P непрерывной продувки приведен на рис. 8.17. Давление в расширителе $p_р$ больше давления в деаэраторе $p_д$ на значение снижения давления в соединительной линии $\Delta p_{лин}$. При заданной доле продувочной воды $\alpha_{пр}$ необходимо рассчитать расход вторичного пара, поступающего из расширителя в деаэратор.

Пример. Исходные данные следующие:

$D_{пе}$ = 186 кг/с; $\alpha_{пр}$ = 2,5 %; $p_д$ = 0,6 МПа; $\Delta p_{лин}$ = 0,015 МПа; давление в барабане котла $p_{бар}$ = = 15,4 МПа; коэффициент потерь теплоты из расширителя в окружающую среду $k_п$ = 1,008. Требуется определить расходы вторичного пара и воды, выходящей из расширителя.

Температура продувочной воды, подаваемой из барабана котла,

$$t_{пр} = \text{wspTSP}(p_{бар} \cdot 10^6) - 273{,}15 = 344{,}27\ ^\circ\text{C}.$$

Энтальпия продувочной воды

$$h_{пр} = \text{wspHSWT}(t_{пр} + 273{,}15) \cdot 10^{-3} = 1625{,}9\ \text{кДж/кг}.$$

Расход продувочной воды

$$D_{пр} = \alpha_{пр} D_{пе} = 4{,}65\ \text{кг/с}.$$

Давление в паровом пространстве расширителя с учетом потерь $\Delta p_{лин}$

$$p_р = p_д + \Delta p_{лин} = 0{,}615\ \text{МПа}.$$

Энтальпия вторичного пара, поступающего из расширителя (при $p_р$),

$$h''_{вт} = \text{wspHSST}(\text{wspTSP}(p_р \cdot 10^6)) \cdot 10^{-3} = 2757{,}2\ \text{кДж/кг}.$$

Энтальпия воды, подаваемой из расширителя,

$$h_в = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(p_р \cdot 10^6)) \cdot 10^{-3} = 674{,}7\ \text{кДж/кг}.$$

Уравнение теплового баланса для расширителя имеет вид

$$D_{пр} h_{пр} = k_п [D_{вт} h''_{вт} + (D_{пр} - D_{вт}) h_в].$$

Отсюда расход вторичного пара

$$D_{вт} = \frac{D_{пр} h_{пр} - k_п D_{пр} h_в}{k_п (h''_{вт} - h_в)} = 2{,}1\ \text{кг/с}.$$

Расход воды, выходящей из расширителя,

$$D_в = D_{пр} - D_{вт} = 2{,}55\ \text{кг/с}.$$

В ходе расчета тепловой схемы возможно использование значений расходов воды и пара как в абсолютном, так и в относительном измерении. Относительные расходы вычисляются в долях расхода свежего пара в турбину:

$\alpha_0 = D_0/D_0 = 1$ — расход свежего пара;

$\alpha_j = D_j/D_0$ — расход пара через j-й отсек турбины (по ходу пара);

$\alpha_{\text{п}i} = D_{\text{п}i}/D_0$ — расход греющего пара в i-й подогреватель (по ходу воды);

$\alpha_{\text{о.к.п}i} = D_{\text{о.к.п}i}/D_0$ — расход основного конденсата на выходе из i-го подогревателя.

Расчет в относительных величинах удобен, когда задана электрическая мощность генератора $N_э$ и требуется определить расход свежего пара D_0. После вычисления относительных расходов и расхода свежего пара находят абсолютные расходы всех потоков воды и пара. При выполнении расчета тепловой схемы на ЭВМ более широкие возможности для анализа существуют при использовании абсолютных расходов.

Моделирование турбопитательного насоса (рис. 8.18). Для расчета расхода пара на приводную турбину сначала используется формула для вычисления мощности $N_{\text{п.н}}$, кВт, необходимой для питательного насоса:

$$N_{\text{п.н}} = \frac{D_{\text{п.в}}\Delta h_{\text{п.н}}}{\eta_{\text{м}}^{\text{п.н}}} = D_{\text{п.в}}\frac{\Delta p_{\text{п.н}} v_{\text{п.н}}}{\eta_e^{\text{п.н}}}, \tag{8.14}$$

где $\Delta p_{\text{п.н}} = p_{\text{п.н}}^{\text{вых}} - p_{\text{п.н}}^{\text{вх}}$ — разность давлений на выходе из питательного насоса и на входе в него, кПа; $\eta_{\text{м}}^{\text{п.н}}$ — механический КПД насоса; $\eta_e^{\text{п.н}}$ — эффективный КПД питательного насоса; $v_{\text{п.н}}$ — средний удельный объем воды в питательном насосе, м^3/кг.

Если бустерный (предвключенный) насос имеет привод от турбины, то определяется и его мощность, кВт:

$$N_{\text{б.н}} = \frac{D_{\text{б.н}}\Delta h_{\text{б.н}}}{\eta_{\text{м}}^{\text{б.н}}} = D_{\text{п.в}}\frac{\Delta p_{\text{б.н}} v_{\text{б.н}}}{\eta_e^{\text{б.н}}}. \tag{8.15}$$

При этом давление на входе в бустерный насос находится с учетом гидростатического давления. КПД бустерного насоса обычно на 7—9 % больше КПД питательного насоса, так как его напор значительно меньше.

Необходимая эффективная мощность приводной турбины (мощность на валопроводе)

$$N_e^{\text{п.т}} = N_{\text{п.н}}, \tag{8.16}$$

если бустерный насос соединен с приводной турбиной, то

$$N_e^{\text{п.т}} = N_{\text{п.н}} + N_{\text{б.н}}.$$

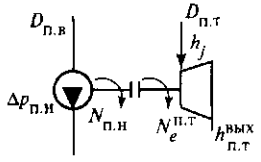


Рис. 8.18. Расчетная схема турбопитательного насоса

Необходимая внутренняя мощность приводной турбины, кВт,

$$N_{\text{вн}}^{\text{п.т}} = \frac{N_e^{\text{п.т}}}{\eta_{\text{м}}^{\text{п.т}}}, \tag{8.17}$$

где $\eta_{\text{м}}^{\text{п.т}} = 0{,}98$ — механический КПД приводной турбины.

В то же время внутренняя мощность приводной турбины

$$N_{\text{вн}}^{\text{п.т}} = D_{\text{п.т}}(h_j - h_{\text{п.т}}^{\text{вых}}), \tag{8.18}$$

где $D_{\text{п.т}}$ — расход пара на приводную турбину, кг/с; h_j и $h_{\text{п.т}}^{\text{вых}}$ — энтальпии пара на входе в приводную турбину и выходе из нее, кДж/кг.

Следовательно, расход пара на приводную турбину (бустерный насос с электроприводом) определяется по формуле

$$D_{\text{п.т}} = \frac{D_{\text{п.в}}\Delta p_{\text{п.н}} v_{\text{п.н}}}{\eta_e^{\text{п.н}}\eta_{\text{м}}^{\text{п.т}}(h_j - h_{\text{п.т}}^{\text{вых}})}. \tag{8.19}$$

В ходе расчета расходов греющего пара в регенеративные подогреватели последовательно определяются расходы основного конденсата через каждый подогреватель.

После определения расходов пара для элементов тепловой схемы выполняется расчет расходов пара через каждый отсек турбины на основе уравнений материального баланса.

На этом этапе рекомендуется выполнять контрольную проверку расчета. Для этого составляется уравнение материального баланса всех входящих и выходящих потоков конденсатора турбины. Допустимая погрешность при расчете расходов составляет 0,001 кг/с.

Этап 6. Выбор унифицированной последней ступени турбины и уточнение числа потоков ЦНД с определением параметров пара на выходе из последней ступени. Принимается начальное значение потери энергии с выходной скоростью ЦНД: $\Delta h_{\text{в.с}} = 20 \div 45$ кДж/кг. Тогда абсолютная скорость пара, м/с, на выходе из рабочих лопаток последней ступени будет вычисляться в виде

$$c_{\text{вых}} = \sqrt{2\Delta h_{\text{в.с}} \cdot 10^3}. \tag{8.20}$$

Определяется удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток последней ступени ЦНД:

$$v_{\text{вых}} = f(p_{\text{к}}, t_{\text{к}}, x_z),$$

где x_z — степень сухости пара на выходе из рабочего колеса последней ступени, определяемая в расчете процесса расширения с КПД без учета потери с выходной скоростью.

Площадь поперечного сечения на выходе из рабочей решетки последней ступени

$$\Omega_{\text{вых}} = D_{\text{к}} v_{\text{вых}} / c_{\text{вых}}. \tag{8.21}$$

Значения $\Omega_{вых}$ для унифицированного типоразмера лопаток турбины в зависимости от их длины приведены ниже:

l, мм	960	1000	1200*	1400*	1500*
$\Omega^{ун}_{вых}$, м^2	7,48	8,80	11,31	16,30	17,90

*Лопатки изготовлены из титанового сплава.

На основе сопоставления расчетного значения $\Omega_{вых}$ с $\Omega^{ун}_{вых}$ выбирается длина рабочих лопаток последней ступени и принимается число выхлопов ЦНД. Уточняется минимальная потеря с выходной скоростью по формуле

$$\Delta h_{в.с} = \frac{1}{2}\left(\frac{D_к v_{вых}/n_{ЦНД}}{\Omega^{ун}_{вых}}\right)^2 \cdot 10^{-3}, \qquad (8.22)$$

где $n_{ЦНД}$ — число выхлопов ЦНД.

Этапы 7 и 8. Расчет внутренней мощности турбины и электрической мощности генератора. В рабочих решетках ступеней турбины кинетическая энергия потока пара, развиваемая в каналах сопловой решетки, преобразуется в механическую энергию ротора (в крутящий момент) и затем в электрическую энергию генератора. Мощность, передаваемую от пара к рабочим лопаткам, называют внутренней мощностью ступени или группы ступеней (отсека). Сумма внутренних мощностей всех ступеней составляет внутреннюю мощность турбины $N_{вн.т}$. Электрическая мощность турбогенератора определяется по формуле

$$N_э = N_{вн.т}\eta_м\eta_г, \qquad (8.23)$$

где $\eta_м$ и $\eta_г$ — механический КПД турбины и КПД генератора.

Внутренняя мощность ступени (группы ступеней) вычисляется в зависимости от расхода пара через ступень (отсек) и теплоперепада:

$$N_{вн\,j} = D_j(h_{вх\,j} - h_{вых\,j}), \qquad (8.24)$$

где D_j — расход пара через j-ю группу ступеней (отсек); $h_{вх\,j}$ и $h_{вых\,j}$ — энтальпии пара на входе в j-ю группу степеней и выходе из нее.

Энтальпия пара на выходе из j-й группы ступеней определяется по формуле

$$h_{вых\,j} = h_{вх\,j} - \eta_{oi}(h_{вх\,j} - h^{из}_{вых\,j}), \qquad (8.25)$$

где η_{oi} — относительный внутренний КПД группы ступеней; $h^{из}_{вых\,j}$ — энтальпия пара в камере j-го отбора при условии, что рабочий процесс происходит без энергетических потерь (изоэнтропно).

Разность $\Delta h_j = h_{вхj} - h_{выхj}$ принято называть полезно использованным теплоперепадом отсека (ступени).

Поток пара в ступенях турбины движется с большой скоростью, равной от 50 до примерно 500 м/с. Поэтому энергия движущегося пара включает в себя как тепловую, так и кинетическую составляющие. В расчетах тепловых схем при вычислении механической мощности, создаваемой потоком пара на рабочих лопатках, параметры пара, определяемые по зависимости $h = f(p, t)$ [или по (8.25)], отражают его свойства в **статике**. Такое допущение неприемлемо при рассмотрении послед-

ней ступени турбины, так как, во-первых, кинетическая энергия выходного потока в 4—5 раз больше кинетической энергии на входе и, во-вторых, она не используется из-за того, что ступень последняя.

Поэтому в расчете тепловой схемы турбоустановки, когда процессы в ступенях детально не моделируются, внутренняя мощность промежуточных отсеков вычисляется по формуле (8.24), а внутренняя мощность последней ступени (отсека) определяется с учетом потери энергии пара с выходной скоростью и в зависимости от параметров торможения перед ступенью (отсеком):

$$N_{\text{вн } z} = D_z(\overline{h}_{\text{вх}} - h^*_{\text{вых}}), \tag{8.26}$$

где D_z — расход пара через последнюю ступень (отсек), $\overline{h}_{\text{вх}} = h_{\text{вх}} + c^2_{z-1}/2$; $h^*_{\text{вых}} = h_{\text{вых}} + c^2_z/2$; c_{z-1} и c_z — скорости пара на выходе из предыдущей и последней ступеней (отсеков); $h_{\text{вх}}$ и $\overline{h}_{\text{вх}}$ — энтальпия пара перед ступенью (отсеком), соответственно вычисленная по статическим параметрам и пересчитанная на параметры торможения при выходной скорости пара предыдущей ступени; $h_{\text{вых}}$ и $h^*_{\text{вых}}$ — энтальпии пара на выходе из рабочих лопаток последней ступени (отсека), определяемые на основе КПД, полученного без учета потерь энергии ступени с выходной скоростью и с учетом их.

Разность $\overline{h}_{\text{вх}} - h^*_{\text{вых}}$ не является теплоперепадом в обычном понимании. Это условный теплоперепад, эквивалентный той части энергии 1 кг пара в последней ступени (отсеке), которая преобразуется в рабочей решетке в механическую работу (используемую энергию).

В практике расчетов кинетическая энергия потока на входе и выходе оценивается не скоростью, а следующими величинами:

$$\Delta h^*_{\text{вх}} = c^2_{z-1}/2 \approx 0 \div 3 \text{ кДж/кг}; \quad \Delta h_{\text{в.с}} = c^2_z/2 \approx 20 \div 45 \text{ кДж/кг}.$$

Нулевое значение $\Delta h^*_{\text{вх}}$ принимает, если перед последней ступенью (отсеком) имеется увеличенная камера для отбора большого количества пара на теплофикационный подогреватель. Величина $\Delta h^*_{\text{вх}}$ на h, s-диаграмме откладывается вверх по изоэнтропе от точки $h_{\text{вх}}$, а точка пересечения изоэнтальпии $h^*_{\text{вых}}$ и изобары $p_{\text{к}}$ на h, s-диаграмме соответствует $h^*_{\text{вых}}$. На рис. 8.19 приведены расчетные параметры процесса расширения пара в последнем отсеке ЦНД.

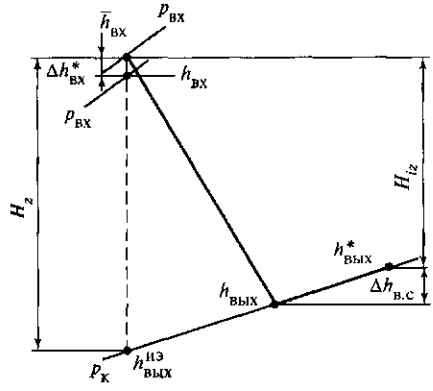


Рис. 8.19. Процесс расширения пара в последней ступени (отсеке) ЦНД при расчете по КПД η_{oi}, полученном без учета потери с выходной скоростью:
H_z — располагаемая энергия последней ступени (отсека);
H_{iz} — используемая энергия последней ступени (отсека)

Потеря с выходной скоростью существенно влияет на мощность последней ступени. В эксплуатируемых турбинах она составляет 35—47 кДж/кг, а в проектах новых турбоустановок ставится задача снижения $\Delta h_{в.с}$ до 18—30 кДж/кг.

Внутренняя мощность турбины

$$N_{вн.т} = \sum_{j=1}^{z-1} D_j \Delta h_j + D_z H_{iz}, \qquad (8.27)$$

где Δh_j — теплоперепад j-й ступени (отсека) турбины; z — номер последней ступени (отсека) турбины.

Экономичность тепловой схемы выше, когда последний регенеративный отбор пара выполняется перед последней или предпоследней ступенью турбины. Такой отбор обеспечивает отвод крупнодисперсной влаги из проточной части ЦНД. Поэтому при проектировании тепловой схемы принимается, что располагаемый теплоперепад в последнем отсеке составляет 150—190 (одна ступень) или 250—300 кДж/кг (две ступени). При меньшем располагаемом теплоперепаде в последней ступени будет ниже потеря энергии с выходной скоростью. В унифицированном ЦНД турбин мощностью 300, 500 и 800 МВт в каждом потоке располагается по пять ступеней. Последний отбор выполняется перед пятой ступенью. Давление в камере последнего регенеративного отбора равно 0,015—0,021 МПа. Последняя ступень турбины К-300-23,5 с лопатками длиной 960 мм имеет максимальный КПД, равный 0,74 при располагаемом теплоперепаде 176 кДж/кг. Коэффициент полезного действия последней ступени с лопатками длиной 1000 мм в зависимости от объемного расхода пара $V_{ст}$ с достаточной точностью описывается аппроксимирующим уравнением

$$\eta_{oi} = 0{,}47434 + 6{,}56728 \cdot 10^{-4} V_{ст} - 3{,}59172 \cdot 10^{-7} V_{ст}^2 + 5{,}31613 \cdot 10^{-11} V_{ст}^3.$$

Если моделирование выполнялось с использованием относительных расходов пара и конденсата, то расход свежего пара определяется на основе энергетического баланса для турбины и генератора:

$$D_0(\alpha_1 \Delta h_1 + \alpha_2 \Delta h_2 + \ldots + \alpha_j \Delta h_j + \alpha_z H_{iz}) = \frac{N_э}{\eta_м \eta_г}. \qquad (8.28)$$

Этап 9. Расчет показателей энергетической эффективности турбоустановки и энергоблока. Основные показатели энергетической эффективности турбоустановки, энергоблока и КЭС описаны в гл. 2.

Коэффициент полезного действия (нетто) энергоблока (станции) по отпуску электроэнергии определяется в виде

$$\eta_{бл}^{н} = \frac{(1 - k_{с.н}) N_э}{B_т Q_н^р}. \qquad (8.29)$$

Соотношение между удельным расходом условного топлива, г/(кВт · ч), и КПД энергоблока имеет вид

$$b_т^{усл} = 122{,}83 / \eta_{бл}^{н}. \qquad (8.30)$$

Удельный расход условного топлива энергоблоками на ранее построенных КЭС составляет 314—360 г/(кВт · ч).

Глава 9
ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

9.1. Характерные тепловые схемы теплофикационных турбоустановок

Тепловые схемы теплофикационных турбоустановок аналогичны схемам конденсационных турбоустановок. Отличие заключается в добавлении отдельной группы оборудования, которую называют теплофикационной установкой. В состав теплофикационной установки входят: сетевые подогреватели (бойлеры); сетевые насосы первой (подкачивающие насосы) и второй ступеней; конденсатные насосы для отвода конденсата греющего пара; система трубопроводов; запорно-регулирующая арматура.

На рис. 9.1 представлена схема теплофикационной установки турбины Т-110-12,8. Обратная сетевая вода проходит через сетчатые фильтры и подкачивающими насосами подается по трубопроводу диаметром 800 мм в сетевой подогреватель *ПСГ-1*. Давление на выходе из подкачивающих насосов должно быть достаточным, чтобы исключить вскипание сетевой воды на выходе из *ПСГ-2* типа ПСГ-2300-3-8, и в то же время давление этой воды в трубной системе *ПСГ-1* не должно превышать 0,78 МПа. Номинальный расход сетевой воды через ПСГ составляет 972,2 кг/с, а максимальный — 1250 кг/с. Максимальный подогрев воды в *ПСГ-1* равен 50 °С.

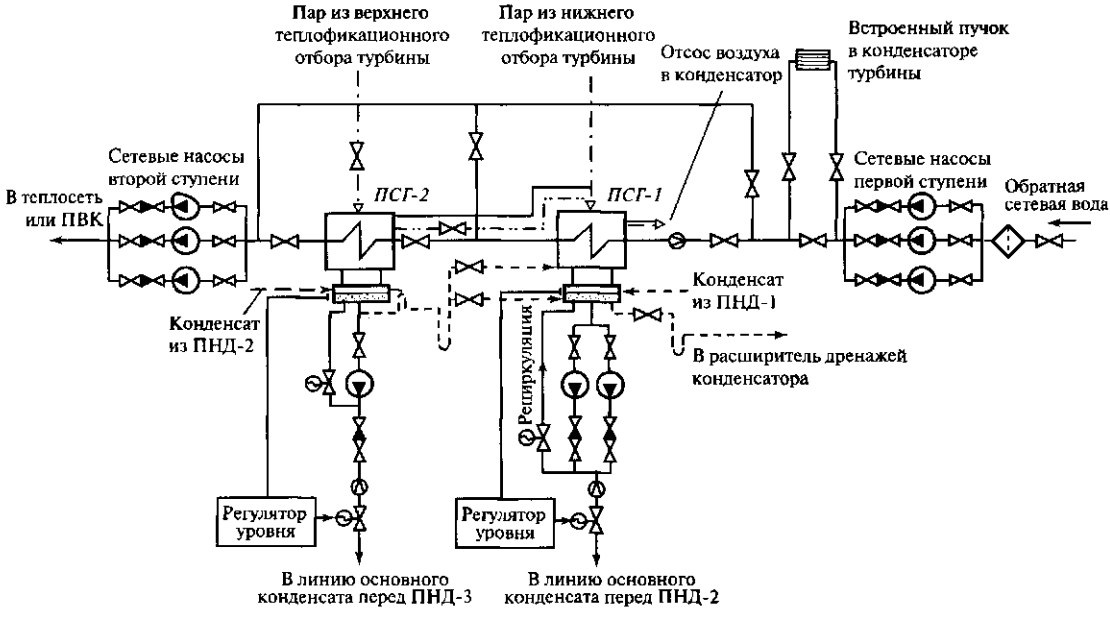


Рис. 9.1. Тепловая схема теплофикационной установки турбины Т-110-12,8

В отопительный период года включены оба сетевых подогревателя. В летний период обычно работает только *ПСГ-1*. Обводные трубопроводы сетевой воды обеспечивают возможность отключения *ПСГ-2*, а также подачи воды, минуя подогреватель. После сетевых подогревателей установлены сетевые насосы второй ступени, которые должны создавать необходимое по пьезометрическому графику теплосети давление, обеспечивающее исключение вскипания воды в верхней точке пикового водогрейного котла (если он включен). При аварийном отключении сетевых подогревателей вода проходит по обводной линии диаметром 600 мм. Поэтому на ТЭЦ с поперечными связями расход через сетевые подогреватели других турбин остается примерно прежним и не нарушается гидравлический режим тепломагистралей города.

Запорная арматура позволяет отключать *ПСГ-2* или оба сетевых подогревателя.

Для отвода конденсата греющего пара из *ПСГ-1* в схеме установлены два сливных насоса. В большинстве режимов работы достаточно одного сливного насоса. Поэтому второй сливной насос *ПСГ-1* применен для резервирования и повышения надежности тепловой схемы.

Подогреватель *ПСГ-2* оснащается одним сливным насосом. При его аварийном отключении автоматически открывается слив конденсата через гидрозатвор в корпус *ПСГ-1*. При этом включается в работу второй сливной насос *ПСГ-1*.

В конденсатосборники *ПСГ-1* и *ПСГ-2* самотеком сливается конденсат греющего пара из *ПНД-1* и *ПНД-2*.

На линии конденсата после сливных насосов установлены регулирующие клапаны, которыми управляет электронный регулятор уровня в конденсатосборниках сетевых подогревателей.

В большинстве рабочих режимов давление в корпусе *ПГС-1* ниже атмосферного. Из-за неплотностей оборудования в условиях эксплуатации в *ПСГ-1* и *ПГС-2* поступает небольшое количество воздуха. Для удаления присосов воздуха корпус *ПСГ-1* соединяется с конденсатором трубой диаметром 150 мм. Из верхнего сетевого подогревателя неконденсирующиеся газы отводятся в нижний по трубе диаметром 100 мм.

В процессе включения сетевого подогревателя в работу (при нагрузке турбогенератора не менее 30 % номинальной) при малых расходах пара (конденсата) и недостаточном давлении сливные насосы *ПСГ-1* отключены, а слив конденсата происходит через гидрозатвор высотой 14 м в конденсатосборник конденсатора. Верхний сетевой подогреватель включается в работу при электрической нагрузке турбоустановки не менее 50 % номинальной.

В условиях эксплуатации техническое состояние сетевого подогревателя контролируют по значениям его температурного напора (недогрева) и гидравлического сопротивления.

На рис. 9.2 приведена принципиальная схема оборудования системы подогрева сетевой воды на ТЭЦ. Вдоль машинного зала ТЭЦ размещены трубопроводы (коллекторы) прямой и обратной сетевой воды, а также трубопроводы связи с пиковыми водогрейными котлами *ПВК*. Теплофикационная установка турбины *ПТ-65-12,8* состоит из двух основных сетевых подогревателей *ОСП* типа ПСВ-315-3-23 и трех пиковых *ПСП*. Подача сетевой воды обеспечивается одной ступенью сетевых насосов. В состав теплофикационных установок турбин *Т-110-12,8* и *Т-250-23,5* входят по два сетевых подогревателя *ПСГ-1* и *ПСГ-2*, включаемых последовательно, и две ступени насосов. В схеме турбины *Т-250-23,5* применяются подогреватели типа ПСГ-5000-2,5-8 и ПСГ-5000-3,5-8. При низких температурах наружного воздуха, когда температура сетевой воды превышает температуру на выходе из теплофи-

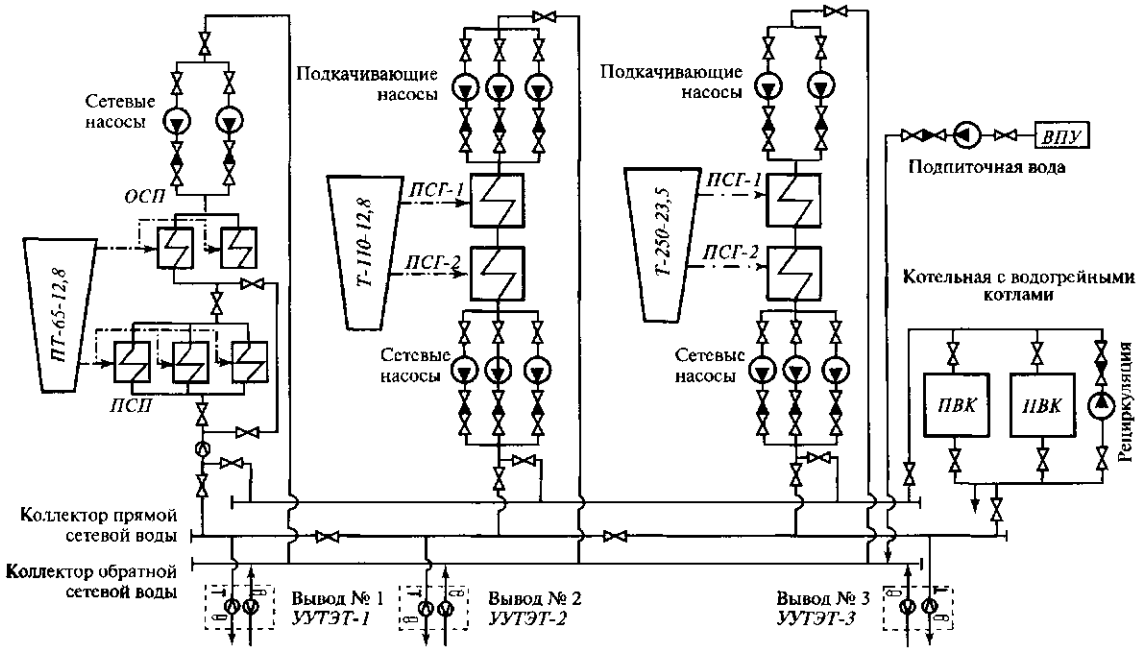


Рис. 9.2. Принципиальная схема оборудования системы подогрева сетевой воды на ТЭЦ

кационных установок турбин, включаются пиковые водогрейные котлы *ПВК*. По условиям длительной (без интенсивной коррозии) работы поверхностей нагрева котла температура сетевой воды на входе в него при работе на газе должна быть не менее 70 °С, а при работе на мазуте — не менее 110 °С. Для выполнения этого условия в тепловой схеме имеется линия рециркуляции с насосом, по которой часть горячей воды, выходящей из *ПВК*, вновь возвращается в него. Если применяются котлы КВ-ГМ-209-150-2, то давление сетевой воды на входе в них должно быть не ниже 0,98 МПа. При снижении расхода сетевой воды через котел до 1027,7 кг/с автоматическая защита отключает его.

Подача сетевой воды от ТЭЦ в тепловую сеть города происходит через узел учета тепловой энергии и теплоносителя *УУТЭТ*, который создается на каждом выводе сетевой воды. В узле учета выполняются измерения расхода, температуры и давления сетевой воды. По этим параметрам осуществляется учет количества и качества отпускаемой тепловой энергии. Для обработки воды, идущей на восполнение потерь в теплосети, на ТЭЦ имеется водоподготовительная установка *ВПУ*.

Одним из производителей теплофикационных турбин в России является ОАО «Уральский турбинный завод» (УТЗ, г. Екатеринбург). Меньший ассортимент типоразмеров теплофикационных турбин выпускает ОАО «ЛМЗ» (г. Санкт-Петербург).

В обозначении типоразмера турбины, например Т-250/300-23,5-3, буква Т показывает, что тип турбины теплофикационный; числа означают: 250 — электрическая мощность в номинальном режиме работы, МВт; 300 — электрическая мощность в конденсационном режиме (отключены отборы пара на теплофикационную установку), МВт; 23,5 — номинальное давление свежего пара, МПа; 3 — номер модификации. Допускается сокращенная запись типоразмера, например Т-250-23,5.

Таблица 9.1

Основные показатели теплофикационных турбин

Параметр	Т-55/65-12,8	Т-110/120-12,8-5	Тп-115/125-12,8-1	Т-185/220-12,8-2	Т-250/300-23,5-1	Т-255/305-23,5-5	Т-180-12,8-2
Номинальная электрическая мощность, МВт	50	110	115	185	250	260	180
Давление свежего пара, МПа	12,8	12,8	12,8	12,8	23,5	23,5	12,8
Температура свежего пара, °С	555	555	555	555	560	540	540
Температура пара после промежуточного перегрева, °С	—	—	—	—	565	540	540
Давление в конденсаторе, кПа	5,1	5,6	5,0	5,0	5,8	5,8	6,3
Теплофикационная нагрузка (номинальная), МВт	116,7	203,53	209,3	325,64	384	418,7	302,5
Рабочий диапазон давления в теплофикационном отборе, МПа:							
верхнем	0,059—0,245	0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,3	0,06—0,2	0,06—0,2	0,059—0,196
нижнем	0,05—0,2	0,05—0,2	0,05—0,2	0,05—0,2	0,05—0,15	0,05—0,15	0,049—0,147
Максимальный расход свежего пара, кг/с	73,6	134,72	136,1	225	258,3	277,78	186,1
Температура питательной воды, °С	225	234	228	232	263	265	232
Удельный расход пара, кг/(кВт · ч)	4,9	4,3	—	4,25	3,64	—	3,65

Основные параметры наиболее распространенных турбин приведены в табл. 9.1.

Тепловая схема турбоустановки с турбиной Т-110/120-12,8. Тепловая схема турбоустановки с турбиной Т-110/120-12,8-5 приведена на рис. 9.3. Применяются два варианта компоновки тепловой схемы — блочная и с поперечными связями. Из котельного отделения пар поступает к турбине по паропроводу диаметром 300 мм. На паропроводе свежего пара установлена главная паровая задвижка. Перед *ЦВД* турбины имеются стопорный клапан и четыре регулирующих клапана. Принято сопловое парораспределение *ЦВД* с первой двухвенечной регулирующей ступенью. Предельное давление после регулирующей ступени составляет 8,8 МПа.

Первый регенеративный отбор выполняется из выхлопа *ЦВД* в верхний ПВД *П-7*. В линию первого отбора отводится также пар из первой камеры переднего конце-

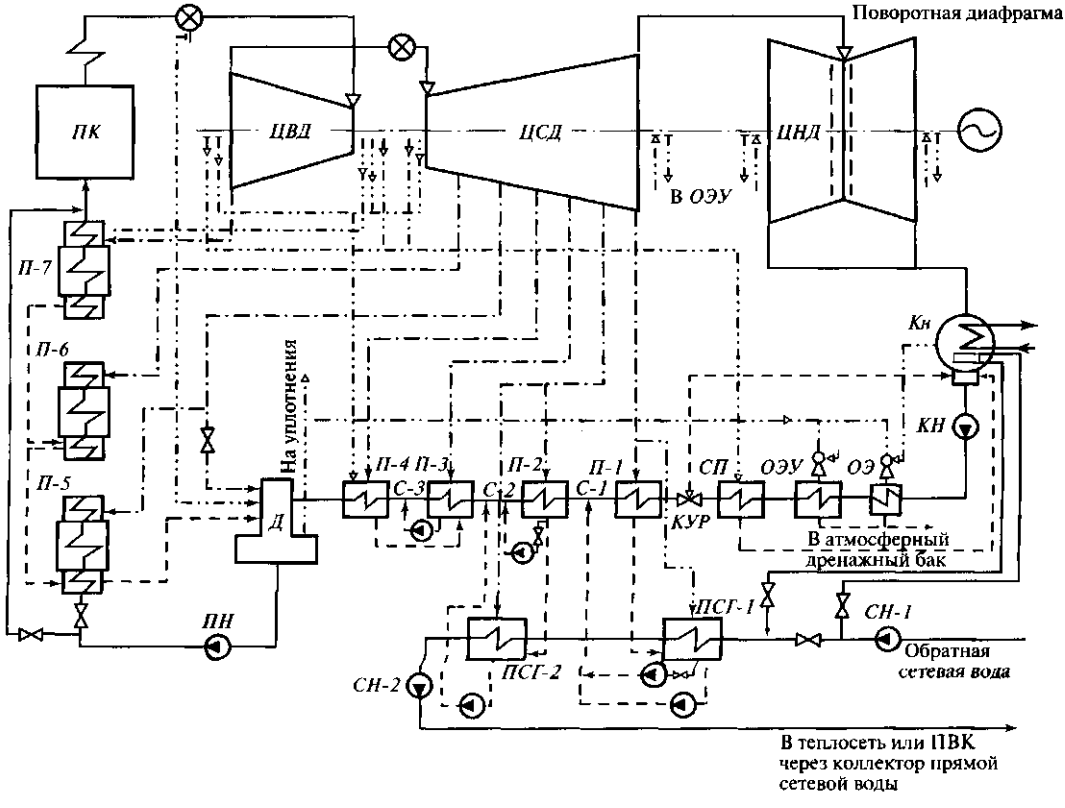


Рис. 9.3. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной Т-110/120-12,8-5

вого уплотнения *ЦВД*. Из *ЦСД* выполняются шесть регенеративных отборов, в том числе последний седьмой отбор турбины — из выхлопа *ЦСД*. В каждом потоке двухпоточного *ЦНД* установлена поворотная регулирующая диафрагма. Для подачи пара в сетевые подогреватели поворотные диафрагмы полностью или частично закрываются. Конструкция поворотной диафрагмы такова, что в положении полного закрытия нет абсолютной плотности и небольшое количество пара проходит через зазоры диафрагмы (менее 15 т/ч). Между поворотным кольцом и торцами сопловых лопаток диафрагмы имеется зазор 0,15—0,20 мм. Плотность диафрагмы зависит и от значения перекрыши между спицами поворотного кольца и соплами. Возможно повышение плотности диафрагмы уменьшением размера зазора до 0,08 мм. Чем плотнее поворотная диафрагма, тем меньшее количество пара проходит через последний отсек турбины в конденсатор и меньшее количество теплоты отводится через конденсатор в окружающую среду. При работе с закрытой поворотной диафрагмой последняя ступень эксплуатируется в вентиляционном режиме, потребляя мощность от ротора турбины. Поэтому температура и энтальпия пара на выходе из последней ступени больше, чем перед ней, и значения этих параметров могут быть выше, чем на входе в ЦНД.

Система регенеративного подогрева состоит из четырех ПНД, деаэратора и трех ПВД. В тракте между конденсатором и ПНД установлены вспомогательные теплообменные аппараты: охладитель основного эжектора *ОЭ*; охладитель эжектора уплотнений *ОЭУ*; сальниковый подогреватель *СП*. В этих аппаратах полезно используется тепловая энергия потоков пара от концевых уплотнений турбины, рабочего пара эжекторов и паровоздушной смеси, выходящей из конденсатора.

На линии основного конденсата после сальникового подогревателя установлен двухходовой клапан *КУР*, с помощью которого реализуются две технологические функции. При всех режимах работы на *КУР* воздействует авторегулятор уровня конденсата в конденсаторе. При режимах с включенными сетевыми подогревателями, когда в конденсатор поступает малое количество пара, открывается второй ход *КУР* для возврата части основного конденсата в конденсатор. Этим обеспечивается необходимый расход основного конденсата через конденсатный насос, охладитель эжектора уплотнений *ОЭУ* и сальниковый подогреватель *СП*. Минимальный допустимый расход конденсата через охладитель эжектора уплотнений и сальниковый подогреватель равен 38,9 кг/с, максимальный расход пара в конденсатор через закрытые поворотные диафрагмы — 5 кг/с.

Все ПНД поверхностного типа. Конденсат греющего пара ПНД *П-4* сливается самотеком в *П-3*, откуда подается насосом в узел смешения потоков *С-3* на линии между *П-3* и *П-4*.

Возможны три варианта слива конденсата греющего пара из подогревателей низкого давления *П-2* и *П-1*. При пуске турбины и до набора нагрузки около 30 % слив выполняется в расширитель конденсатора. При отключенных сетевых подогревателях (конденсационный режим) включаются сливной насос *П-2* и малый насос *ПСГ-1*. В теплофикационных режимах слив конденсата из *П-2* происходит самотеком в конденсатосборник *ПСГ-2*, а слив из *П-1* — в конденсатосборник *ПСГ-1*. Диаметр сливной трубы *П-1* выбран так, чтобы слив происходил даже при отсутствии уровня в *П-1*. При этом нет необходимости оснащать *П-1* регулятором уровня и регулирующим клапаном на линии слива конденсата в *ПСГ-1*. Такая схема более надежна в эксплуатации. Расход сетевой воды через сетевые подогреватели составляет 278—1250 кг/с. Нагрев ее осуществляется до 117 °С.

После нагрева в ПНД основной конденсат поступает в деаэратор. Рабочее давление в деаэраторе равно 0,59 МПа. Пар с давлением 1,22 МПа и температурой 266 °С при номинальном режиме подается в деаэратор из третьего регенеративного отбора. Значительный запас по давлению обеспечивает работу деаэратора при пониженных нагрузках турбины. Для поддержания в колонке деаэратора постоянного давления электронный регулятор воздействует на дроссельный клапан, установленный на линии подвода пара в деаэратор. При глубокой разгрузке турбины, когда давление в отборе становится менее 0,7 МПа, деаэратор переключается на второй регенеративный отбор.

На ТЭЦ с поперечными связями деаэраторы подсоединяются параллельно. Они размещаются выше места установки питательного насоса (на строительно-монтажной отметке 12—25 м в зависимости от необходимого кавитационного запаса питательного насоса).

Группа подогревателей высокого давления состоит из трех аппаратов, включаемых последовательно по ходу питательной воды. При давлении в отборе на ниж-

ний ПВД *П-5* более 0,88—0,93 МПа конденсат греющего пара сливается каскадно в деаэратор. При меньшем давлении слив осуществляется в ПНД *П-4*. В турбоустановке пятой модификации устанавливаются ПВД с большей площадью теплообменной поверхности.

Конденсатор турбины состоит из двух отдельных корпусов. Паровые пространства соединены перемычкой диаметром 700 мм. Потоки охлаждающей воды проходят через корпуса конденсатора параллельно. Добавочная вода подается в конденсатор с температурой на 8—10 °С выше температуры насыщения в конденсаторе. Отсеки, расположенные рядом с трубными досками конденсатора, называют солевыми. При повышенном солесодержании конденсат из солевых отсеков сливается в дополнительный конденсатосборник. Установлено два конденсатных насоса, один из которых резервный. При расходах основного конденсата около 97 кг/с работают оба насоса. Предусмотрен отдельный насос дополнительного конденсатосборника солевых отсеков. В каждом корпусе выделены три поверхности теплообмена — два основных и один встроенный пучки труб. Через встроенный пучок проходит или охлаждающая, или сетевая, или подпиточная вода. Температура подпиточной воды на выходе из встроенного пучка не должна превышать 35 °С.

Из верхней части бака деаэратора подается пар на эжекторы. Так как основные эжекторы должны питаться перегретым паром, то к линии перед *ОЭ* выполнен подвод горячего пара от штоков регулирующих клапанов. Расход пара на каждый из двух основных эжекторов составляет 0,24 кг/с, а на эжектор уплотнений — 0,15 кг/с. Возможен дополнительный нерегулируемый отбор пара из пятого регенеративного отбора в количестве на 13,9 кг/с выше расхода его в ПНД *П-3*.

Турбоустановка с турбиной Тп-115/125-12,8-12М. Для технического перевооружения действующих ТЭЦ на УТЗ была спроектирована турбина Тп-115/125-12,8-12М, которая состоит из двух цилиндров и может устанавливаться на фундаменты турбин Т-25-8,8 и Т-50-12,8. Цилиндр высокого давления имеет внутренний корпус с петлевой схемой движения пара. Коэффициент полезного действия этого ЦВД выше на 2,7 % по сравнению с КПД ЦВД турбины Т-110-12,8-5. Предусмотрена возможность отбора пара для промышленного потребителя из паропровода между ЦВД и совмещенными ЦСД и ЦНД (в количестве до 19,4 кг/с с давлением 1—1,8 МПа), а также из линии подвода пара к *П-3* (в количестве до 13,9 кг/с). Для повышения энергетической эффективности в тепловой схеме применяются сетевые подогреватели с увеличенной до 3000 м^2 площадью теплообменной поверхности и давлением сетевой воды до 1,12 МПа.

Турбоустановка с турбиной Тп-115/125-12,8. На УТЗ были спроектированы три модификации турбин Тп-115/125-12,8 с длиной лопаток последней ступени 550, 660 и 940 мм. Модификации различаются разным соотношением их экономичности на теплофикационных и конденсационных режимах работы. Турбина модификации с длиной лопаток 550 мм наиболее экономична при теплофикационных режимах с большими отборами пара и с пропуском через встроенный пучок конденсатора подпиточной или сетевой воды. Принципиальная схема турбоустановки с турбиной Тп-115/125-12,8 приведена на рис. 9.4.

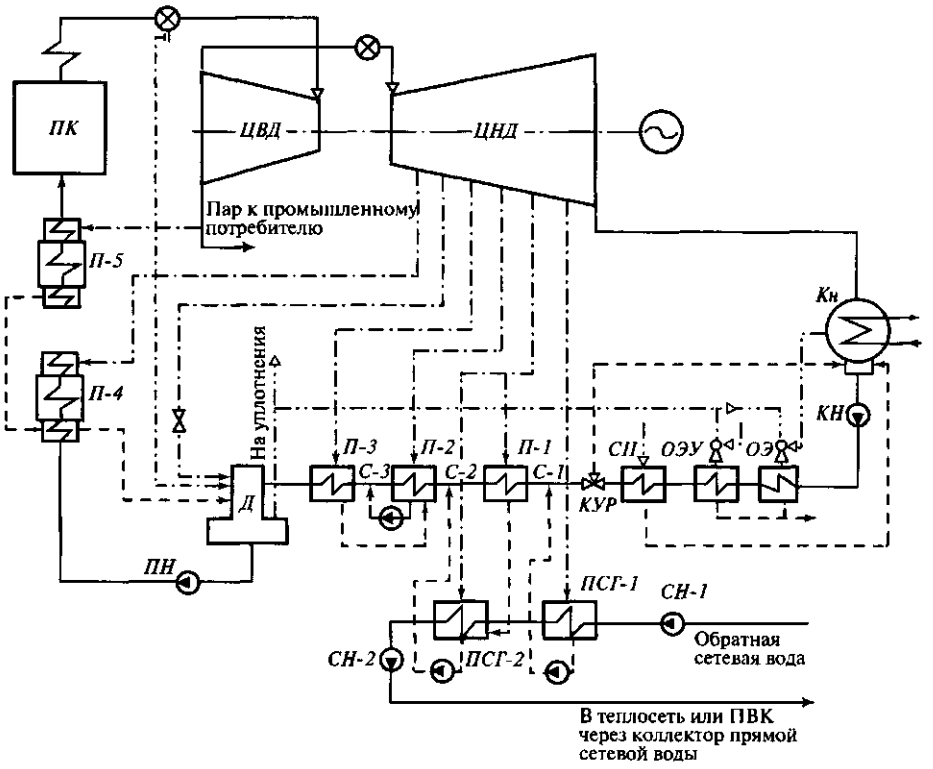


Рис. 9.4. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной Тп-115/125-12,8

Турбоустановка с турбиной Т-250-23,5 (рис. 9.5). Турбоустановка работает на сверхкритических параметрах свежего пара p_0 = 23,54 МПа и t_0 = 540 °С. Для обеспечения допустимой влажности пара на выходе из последней ступени турбины (8 %) выполняется промежуточный перегрев его перед ЦСД до 540 °С. В отличие от других турбин, в составе турбины Т-250-23,5 имеются два цилиндра среднего давления *ЦСД-1* и *ЦСД-2*. Последний цилиндр двухпоточный с встречными направлениями потоков пара. В каждом из двух потоков ЦНД располагаются по три ступени. Перед первой ступенью ЦНД устанавливается регулирующая поворотная диафрагма. Турбина имеет десять регенеративных отборов пара, в том числе отбор после ЦСД, в который также поступает пар из выхлопа приводной турбины, а в пусковых режимах при работе с электропитательным насосом пар из выхлопа *ЦСД-1* направляется в *П-5*. Следовательно, в основных режимах действуют девять регенеративных отборов.

Система регенеративного подогрева состоит из пяти ПНД деаэратора и трех ПВД. Перед ПНД в тракт основного конденсата включены сальниковый подогреватель *СП* и охладители эжектора уплотнений *ОЭУ* и основных эжекторов *ОЭ*.

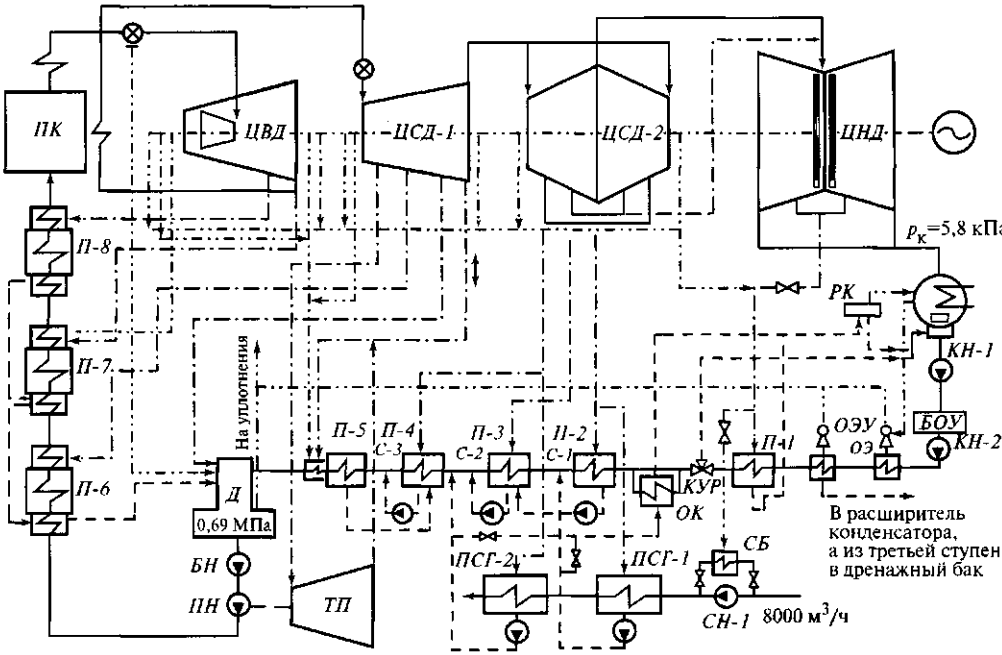


Рис. 9.5. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной Т-250-23,5

В составе энергоблока работает прямоточный котел сверхкритического давления (типа ТГМП-314 или ТГМП-344). Для снижения выбросов оксидов азота применяется рециркуляция части газов обратно в топку котла. В тепловых схемах с котлом ТГМП-314П в постоянную работу включаются аварийные впрыскивающие пароохладители в промежуточном пароперегревателе. Вода на впрыск подается от промежуточной ступени питательного насоса с давлением около 0,65 МПа. Для обеспечения высокого качества основного конденсата и питательной воды после конденсатора располагается *БОУ*. Поэтому принята схема с двумя ступенями конденсатных насосов для подачи основного конденсата. Конденсатные насосы первой ступени *КН-1* отводят основной конденсат из сборника конденсатора. Давление на выходе из *КН-1* должно быть достаточным для обеспечения бескавитационной работы насосов второй ступени *КН-2*, но не должно превышать допустимый предел по условиям работы фильтров *БОУ* (не более 0,86 МПа). В зависимости от режима в работе находятся один или два конденсатных насоса в каждой ступени.

Питательный насос имеет привод *ТП* от дополнительной турбины с регулируемой частотой вращения. Из выхлопа приводной турбины пар по трубе диаметром 700 мм подается за 22-ю ступень (за *ЦСД-1*). Из этой трубы выполнен подвод греющего пара в ПНД *П-5*. Давление в деаэраторе составляет 0,69 МПа.

На теплофикационных режимах работы часть основного конденсата через трехходовой клапан управления рециркуляцией *КУР* возвращается в расширитель конденсатора и затем поступает в конденсатосборник. Для снижения количества теплоты, отводимой в конденсатор, в схеме установлен сальниковый бойлер *СБ*. Через *СБ* прокачивается 160—180 кг/с сетевой воды. При включенном *СБ* потоки от концевых уплотнений подаются не в *П-1*, а в *СБ*.

Из *П-2* конденсат греющего пара откачивается насосом с напором 55 м в *П-3*.

На режимах со значительными нагрузками конденсат греющего пара ПВД каскадно сливается в деаэратор. При существенном снижении давления в нижнем ПВД *П-6* конденсат сливается в расширитель конденсатора.

При нормативном качестве конденсата, сливаемого из *ПСГ-1*, он направляется в линию основного конденсата перед ПНД *П-3*. В качестве сливных насосов применяются три насоса с напором 160 м и подачей 320 м^3/ч. При ухудшении качества конденсата в солевых отсеках ПСГ он направляется через гидрозатвор высотой 30 м в расширитель конденсатора для последующей очистки в *БОУ*, а из основной части конденсатосборника попадает в охладитель конденсата *ОК* и затем в расширитель конденсатора *РК*.

Расход конденсата через охладители одного эжектора уплотнений должен быть не менее 38,9 кг/с. Максимальный расход основного конденсата через конденсатные насосы составляет около 205,5 кг/с.

Максимальный КПД ЦВД при полностью открытых регулирующих клапанах составляет около 83 %. Среднегодовой удельный расход условного топлива энергоблоками с турбинами Т-250-23,5 равен около 225,8 г/(кВт · ч). При расходах свежего пара менее 222 кг/с рекомендуется эксплуатация энергоблока на скользящем давлении. Предельное давление после регулирующей ступени ЦВД составляет 18,7 МПа.

В последние годы на УТЗ выпускаются турбины на базе пятой модификации турбины Т-255/305-23,5-5. В тепловую схему внесены некоторые изменения. Слив конденсата греющего пара из подогревателя низкого давления П-2 выполняется в конденсатосборник ПСГ-1, а из П-3 — в конденсатосборник ПСГ-2. Турбина Т-265/305-23,5-С предназначена для ТЭЦ с коэффициентом теплофикации, сниженным до 0,3, которые расположены в границах крупного города. Сетевые подогреватели турбины этой модификации спроектированы на больший расход сетевой воды (до 16 000 м^3/ч), но с нагревом ее до меньшей температуры (по сравнению с турбиной базовой модификации). При предельном давлении в верхнем теплофикационном отборе, равном 0,147 МПа, сетевая вода нагревается до 106 °С. Дальнейший подогрев ее до температуры, заданной температурным графиком теплоснабжения, выполняется в пиковом водогрейном котле КВ-ГМ-209.

При расположении ТЭЦ на расстоянии 30—35 км от города рекомендуется турбоустановка с турбиной Т-250/305-23,5-Д. В тепловой схеме этой турбоустановки применяется трехступенчатый подогрев сетевой воды до 150 °С. При номинальных расходах свежего пара 272,2 кг/с и сетевой воды 2222 кг/с максимальное давление в верхнем теплофикационном отборе равно 0,392 МПа. В тепловой схеме турбоустановки с турбиной Т-250/305-23,5-ДБ отсутствует деаэратор, а подогреватель низкого давления П-2 смешивающего типа.

Турбоустановка с турбиной Т-180/210-12,8. ОАО «ЛМЗ» выпускает теплофикационные турбины Т-180/210-12,8 на параметры свежего пара p_0 = 12,8 МПа и t_0 = = 540 °С (рис. 9.6). Турбина этого типоразмера создана на базе конденсационной турбины К-210-12,8. Поэтому после *ЦВД* пар направляется в промежуточный пароперегреватель котла и затем в *ЦСД*. В каждом потоке двухпоточного *ЦНД* имеются четыре ступени. Отбор пара на нижний сетевой подогреватель и подогреватель низкого давления *П-1* выполнен перед предпоследней ступенью *ЦНД*. Поворотная

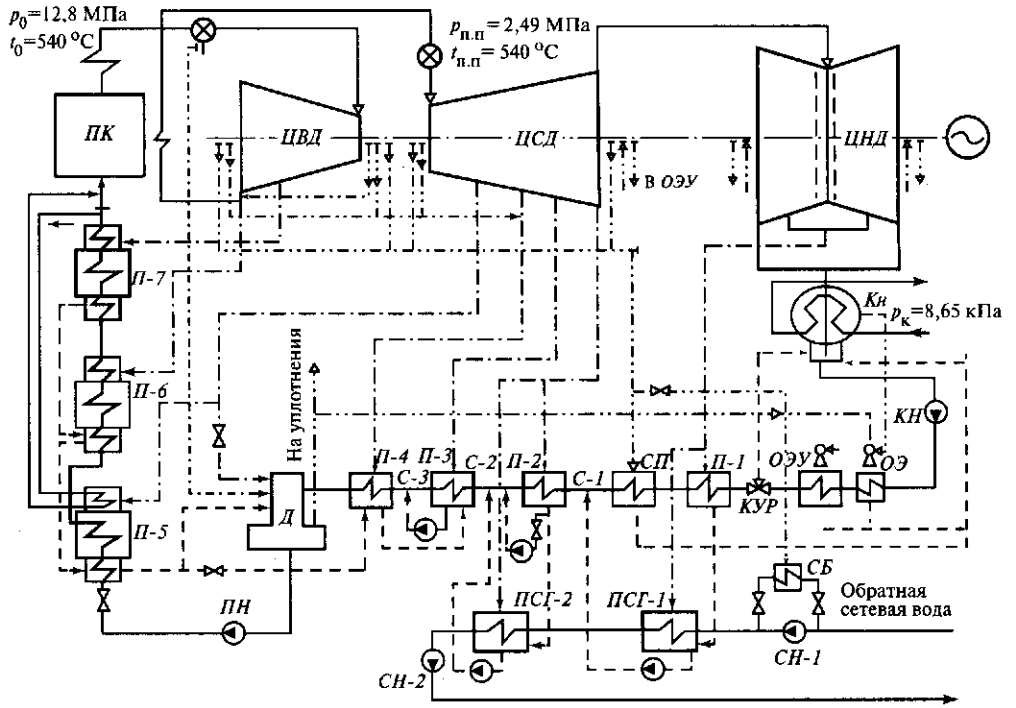


Рис. 9.6. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной Т-180/210-12,8

регулирующая диафрагма расположена перед предпоследней ступенью в каждом потоке *ЦНД*. Проектная температура охлаждающей воды составляет 27 °С.

Спроектирована вторая модификация турбины Т-180/210-12,8-2 с проектным давлением в конденсаторе на 2,4 кПа меньше, чем у этой турбины первой модификации.

Наряду с мощными теплофикационными турбинами турбостроительные заводы выпускают турбины малой мощности. На УТЗ были спроектированы турбины Т-60-12,8-2 и Т-50-12,8-6А с номинальными теплофикационными нагрузками 116 и 105 МВт.

На рис. 9.7 приведен проектный вариант тепловой схемы теплофикационной турбоустановки с турбиной Т-471/550-17 фирмы АББ, в которой для повышения КПД и надежности проточной части турбины отборы пара на сетевые подогреватели *ПС-1* и *ПС-2* выполняются не из камер отбора, а из выхлопных патрубков двухпоточного несимметричного *ЦСД*. Для получения разного давления в выхлопах *ЦСД* в левом потоке располагается меньше ступеней, чем в правом. Для регулирования расхода пара применяются поворотные дроссельные заслонки в перепускных трубах, а не поворотные диафрагмы в цилиндрах. Длина лопаток последней ступени составляет 660 мм. При электрической мощности $N_э$ = 471 МВт теплофикационная нагрузка двух сетевых подогревателей $Q_т$ = 705 МВт. Расход свежего пара равен 477 кг/с. Экономичность турбоустановки характеризуется условным КПД, составляющим 82,9 %.

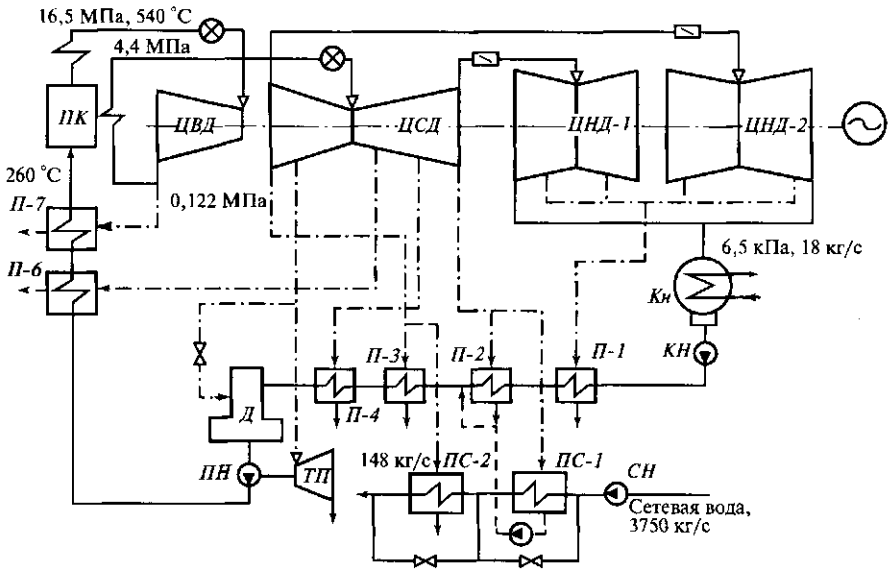


Рис. 9.7. Проектный вариант принципиальной тепловой схемы турбоустановки с турбиной Т-471/550-17 фирмы АББ (1982 г.)

Для технологических процессов заводов химической промышленности, строительных изделий и других предприятий требуется пар с давлением 0,9—2 МПа. Поэтому для ТЭЦ созданы паровые турбины, имеющие теплофикационные отборы пара и отбор пара для нужд промышленных потребителей. В конструкции турбины имеются устройства, позволяющие регулировать давление пара в производственном отборе.

В табл. 9.2 приведены основные показатели теплофикационных турбин с регулируемым производственным отбором пара.

На базе турбины Тп-115/125-12,8 на УТЗ были спроектированы три модификации турбины ПТ-90/120-12,8/1. Тепловая схема турбоустановки (рис. 9.8) имеет упрощенную систему регенеративного подогрева. Допускается работа с параметрами свежего пара, сниженными до 9 МПа и 535 °С.

Турбоустановка с турбиной ПТ-80/100-12,8/1,3 (рис. 9.9). Турбина имеет регулируемые по давлению производственный и теплофикационный отборы пара. Основные параметры турбины приведены в табл. 9.2. В *ЦВД* выполнены семнадцать ступеней, в том числе регулирующая (первая). При режимах с расходом пара в *ЦВД* более 115,3 кг/с происходит внутренний перепуск части пара из камеры после регулирующей ступени в камеру за четвертой ступенью через пятый перегрузочный клапан. Первый регенеративный отбор выполнен за девятой ступенью. Конструктивно ЧСД и ЧНД расположены в одном *ЦНД*. В *ЦНД* имеются 18—29-я ступени.

В первой серии этих турбин действовало семь регенеративных отборов. Первый ПНД, подключаемый к седьмому регенеративному отбору, в виде теплообменной секции располагался в верхней части конденсатора. Исходя из опыта эксплуатации принято решение исключить из тепловой схемы седьмой регенеративный отбор

Таблица 9.2

Основные показатели теплофикационных турбин с регулируемым производственным отбором пара

Параметр	ПТ-90/120-12,8	ПТ-140/165-12,8/1,47-3	ПТ-65/75-12,8/1,28	ПТ-80/100-12,8/1,28
Номинальная электрическая мощность, МВт	90	143	65	80
Давление свежего пара, МПа	12,8	12,8	12,8	12,8
Температура свежего пара, °С	555	555	555	555
Давление в конденсаторе, кПа	—	8,8	4,9	3,43
Теплофикационная нагрузка, МВт (номинальная)	93	139,6	31,9	78,9
Рабочий диапазон давления в теплофикационном отборе, МПа:				
верхнем	0,06—0,25	0,06—0,25	—	0,049—0,245
нижнем	0,049—0,196	0,048—0,12	0,07—0,25	0,029—0,098
Номинальный расход пара на производство, кг/с	55,56	93	38,89	51,3
Пределы изменения давления производственного отбора, МПа	0,79—1,28	1,2—2,1	1,28 ± 0,294	1,28 ± 0,294
Максимальный расход свежего пара, кг/с	138,9	225	111,1	130
Температура питательной воды, °С	228	232	242	249
Удельный расход пара, кг/(кВт · ч)	—	5,55	5,7	5,6

и первый ПНД. В турбоустановках с турбинами последних модификаций группа ПНД состоит из трех поверхностных подогревателей.

Деаэратор и нижний ПВД подключены к третьему отбору, выполняемому из выхлопа *ЦВД*. Давление питательной воды перед ПВД не должно превышать 22,55 МПа.

Из выхлопа *ЦВД* выполнен отбор пара внешним потребителям. Заданное давление в производственном отборе (в выхлопе *ЦВД*) поддерживается гидравлическим регулятором, который управляет регулирующими клапанами (РК) цилиндра низкого давления. Диапазон регулирования давления в производственном отборе составляет 1,275 ± 0,294 МПа.

Теплофикационная установка состоит из двух горизонтальных сетевых подогревателей типа ПСГ-1300-3-8. Для снижения потерь давления пара в трубопроводах отбора сетевые подогреватели размещены под турбиной. Для регулирования теплофикационной нагрузки перед предпоследней ступенью *ЦНД* установлена двухъярусная поворотная диафрагма, имеющая привод от гидравлического сервомотора. Минимальный расход пара в ЧНД (в конденсатор) при закрытой поворотной диафрагме и абсолютном давлении в камере нижнего теплофикационного отбора 0,0294 МПа должен составлять 2,78 кг/с.

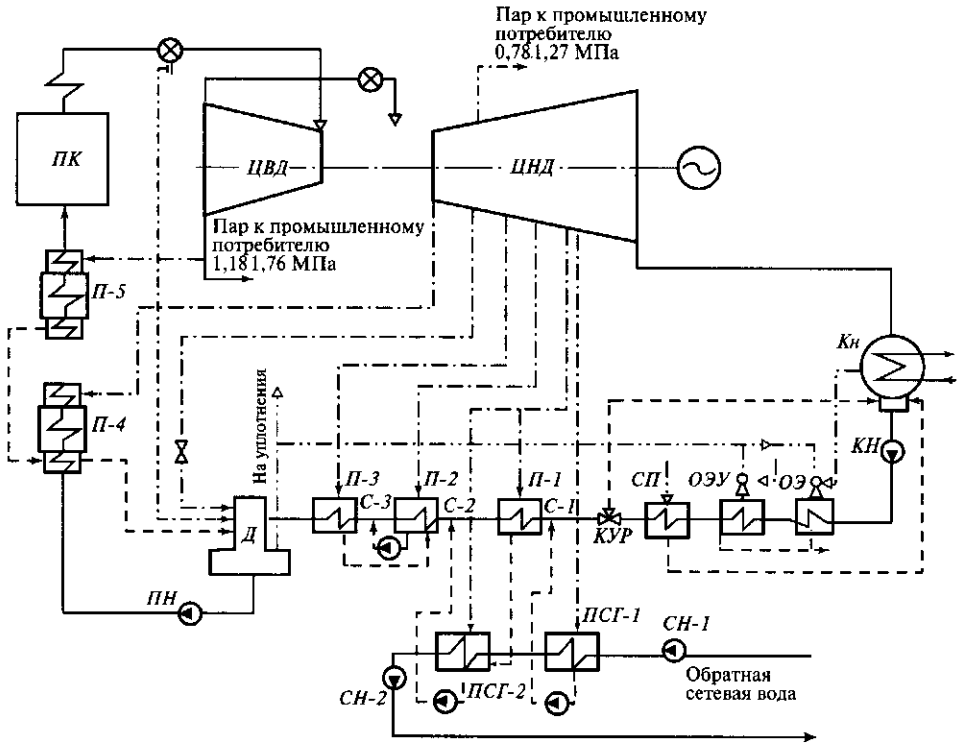


Рис. 9.8. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной ПТ-90/120-12,8/1

Таблица 9.3

Проектные параметры пара регенеративных отборов турбоустановки с турбиной ПТ-80/100-12,8/1,3

Номер отбора	Подогреватель	Абсолютное давление, МПа	Температура, °С	Расход, кг/с
I	ПВД-7	4,41	420	7,222
II	ПВД-6	2,55	348	8,889
III	ПВД-5	1,275	265	2,917
III	Д	1,275	265	3,611
IV	ПНД-4 (П-3)	0,392	160	7,78
V	ПНД-3 (П-2)	0,098	—	Отключены при номинальном режиме
VI	ПНД-2 (П-1)	0,0343	—	То же
VII	ПНД-1	0,00324	—	»

Проектные параметры пара регенеративных отборов при расходе свежего пара, равном 130,56 кг/с, приведены в табл. 9.3.

В конденсаторе кроме основных теплообменных поверхностей имеется дополнительный встроенный пучок, через который возможен пропуск подпиточной или сетевой воды. Работа конденсатора только на встроенном пучке допускается при расходе пара в конденсатор не более 16,7 кг/с. Расход воды через встроенный пучок составляет не более 1500 м^3/ч. Максимальная тепловая нагрузка его равна около 35 МВт.

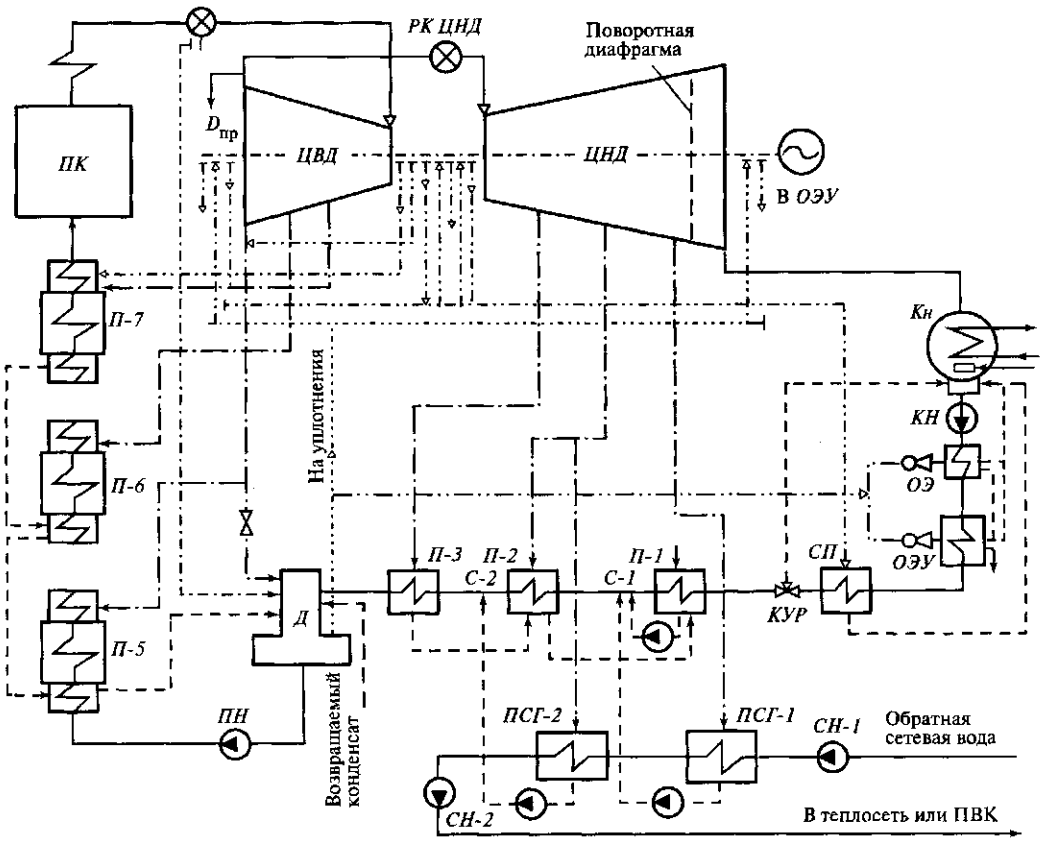


Рис. 9.9. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной ПТ-80/100-12,8/1,3

Максимальное суммарное количество отобранного на теплофикацию пара при отсутствии производственного отбора составляет 55,56 кг/с. Мощность турбины при этом снижается примерно до 76 МВт. При номинальной мощности 80 МВт теплофикационный отбор пара в количестве 55,56 кг/с возможен при производственном отборе (11,1 кг/с).

При работе двух сетевых подогревателей давление регулируется гидравлическим регулятором в камере верхнего теплофикационного отбора, а при работе только нижнего ПСГ-1 регулируется давление в камере нижнего отбора. Изменение давления в верхнем теплофикационном отборе позволяет нагревать воду до 76—122 °С. Летом при отключенном верхнем ПСГ-2 сетевая вода в ПСГ-1 нагревается до 68—99 °С.

Из деаэратора на основной эжектор поступает пар с расходом около 0,194 кг/с и давлением перед эжектором около 0,343 МПа. Пар из крайних камер лабиринтных уплотнений отсасывается в вакуумный охладитель типа ПС-50 с эжектором, поддерживающим давление в охладителе равным 0,093—0,095 МПа.

В конденсационном режиме работы максимальный расход основного конденсата составляет 65,3 кг/с. Установлено три конденсатных насоса типа КС-80-155.

Охлаждающая вода в конденсатор подается с центральной насосной станции двумя насосами 800В-2,5/40. Подача одного насоса равна 2,62 м^3/с при напоре 24 м. Эффективный КПД насоса составляет 87 %.

Компоновка оборудования турбоустановки занимает технологическую ячейку размерами 24×39 м при поперечном расположении турбины. Отметка обслуживания турбины 12 м. Опорные рамы конденсатных насосов расположены на нулевой отметке (пол машинного зала). В блоке с турбиной может применяться котел ТГМЕ-464 (Е-500-13,8-560 ГМН), имеющий на выходе давление пара 13,8 МПа и его температуру 560 °С.

Турбоустановка с турбиной ПТ-65/75-12,8/1,29 (рис. 9.10). На многих ТЭЦ России ранее устанавливалась турбина ПТ-60-12,8/1,29. После модернизации с заменой ЦВД была принята маркировка турбины ПТ-65/75-12,8/1,29. Был использован модифицированный ЦВД турбины ПТ-80-12,8, но заглушен пятый (перегрузочный) клапан. На рис. 9.11 приведена зависимость относительного внутреннего КПД ЦВД от расхода свежего пара при конденсационном режиме работы. Тепловая схема аналогична схеме с турбиной ПТ-80-12,8, но имеет один теплофикационный

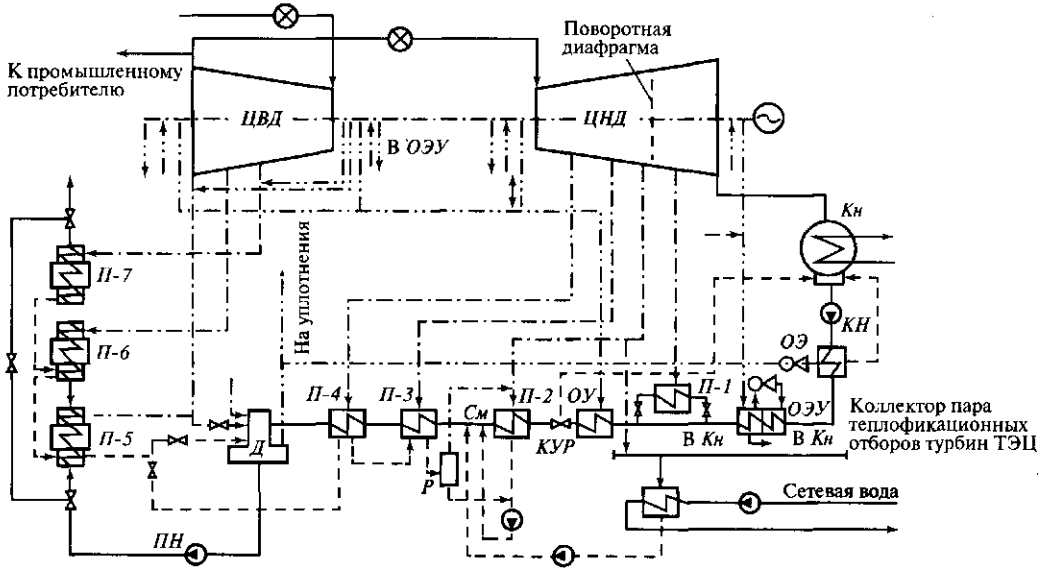


Рис. 9.10. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной ПТ-65/75-12,8/1,29

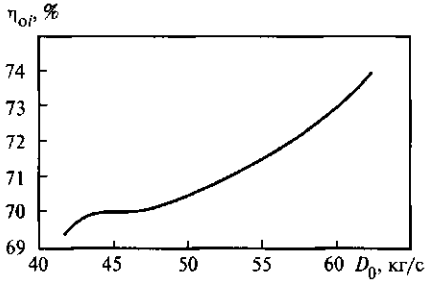


Рис. 9.11. Относительный внутренний КПД ЦВД турбины ПТ-65/75-12,8/1,29 в зависимости от расхода свежего пара

отбор. При расходе пара в ЦНД более 36,6 кг/с частично прикрывается задвижка на линии отбора пара на ПНД *П-4*, чтобы температура основного конденсата на входе в деаэратор не превышала 150 °С. Подогреватель низкого давления *П-1* расположен в верхней части конденсатора. Для концевых уплотнений принята схема с самоуплотнением, обеспечивающая повышение экономичности турбоустановки на 0,3 %. В такой схеме исключается подача пара из деаэратора на концевые уплотнения ЦВД и на переднее уплотнение ЦНД (кроме пусковых режимов и режимов со сниженной нагрузкой). Для поддержания требуемого давления на трубопроводе отвода пара в охладитель уплотнений установлен регулирующий клапан.

Для ТЭЦ со значительными отборами пара на технологическое оборудование рядом расположенных заводов созданы турбоустановки без конденсаторов. Весь пар из выхлопа турбины направляется внешним потребителям. На рис. 9.12 приведена тепловая схема турбоустановки с турбиной Р-100-12,8/1,47, которая создана на базе ЦВД турбин Т-175-12,8 и ПТ-135-12,8. Удельный расход пара составляет 7,62 кг/(кВт · ч). Турбина Р-102/107-12,8/1,47-2 новой модификации при номинальном расходе свежего пара 217 кг/с отпускает на производство 186 кг/с пара. При

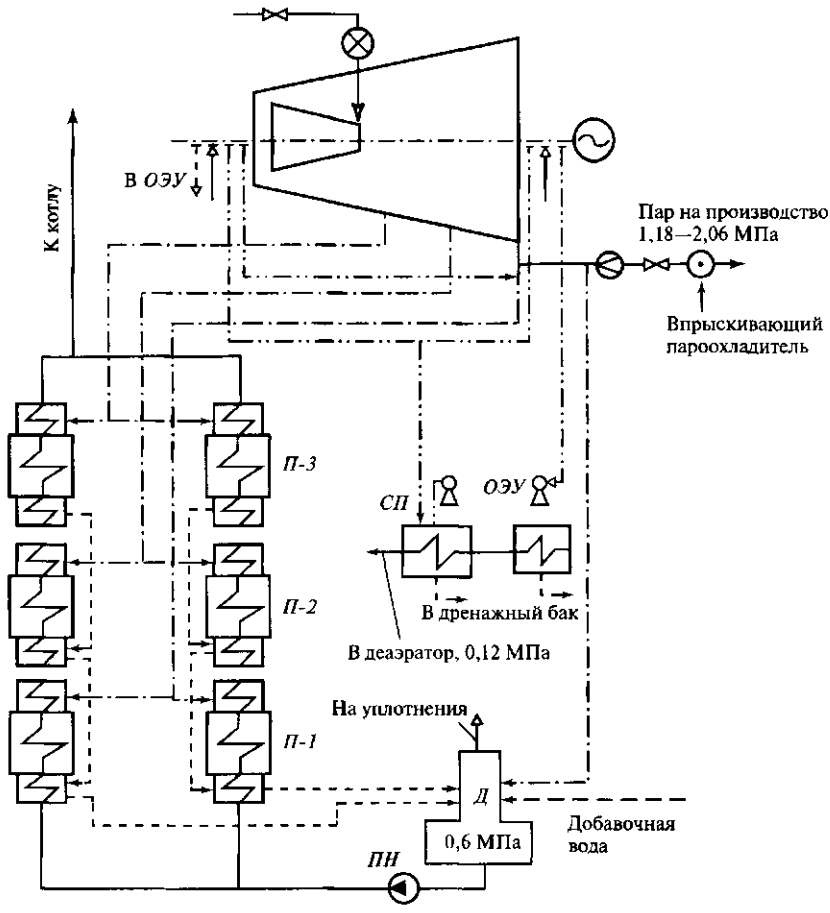


Рис. 9.12. Тепловая схема турбоустановки с турбиной Р-100-12,8/1,47

снижении ее нагрузки повышается температура отработавшего пара. В договоре с потребителем обычно указывается температура отработавшего пара не более 250 °С, поэтому после сужающего устройства для измерения расхода и отключающей задвижки установлен впрыскивающий пароохладитель.

В связи с изменившейся структурой потребителей тепловой энергии на некоторых ТЭЦ значительно снизилась нагрузка турбин Р-50-12,8, Р-40-12,8/3 и Р-100-12,8, не имеющих конденсатора, а также турбин типа ПТ. Для выработки электроэнергии этими турбоагрегатами на УТЗ была спроектирована турбина К-17-1,6, которая получает пар с давлением 0,16 МПа из общестанционного коллектора. Основные параметры турбины К-17-1,6 следующие: p_0 = 0,16 МПа; t_0 = 118 °С; D_0 = 61 кг/с; $t_{п.в}$ = 105 °С.

9.2. Поверочные расчеты тепловой схемы турбоустановок

Расчеты тепловой схемы эксплуатируемых турбоустановок и энергоблоков называют поверочными. Классификация поверочных расчетов приведена на рис. 9.13.

Режимные поверочные расчеты проводятся для определения значений параметров пара и конденсата в элементах тепловой схемы и показателей энергетической эффективности турбоустановки для негарантийных значений нагрузки или при внесении изменений в тепловую схему. Поверочный расчет основывается на известных фактических значениях параметров рабочей среды при другом режиме,

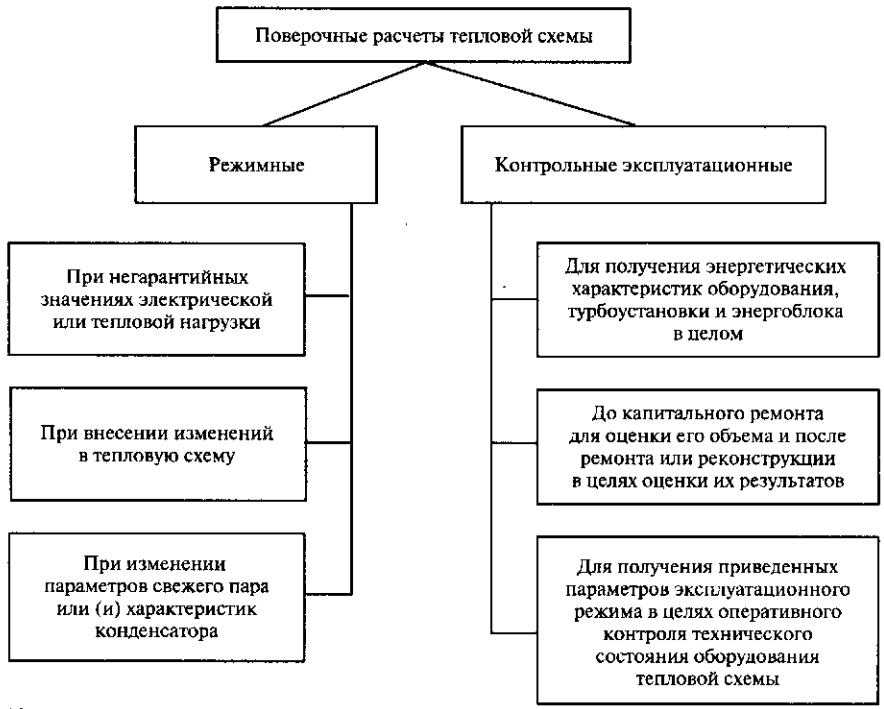


Рис. 9.13. Виды поверочных расчетов тепловой схемы

полученных в результате тепловых испытаний турбоустановки заводом-изготовителем или специализированной организацией. Режимы турбоустановки, параметры которых известны из заводских данных (гарантийные режимы) или из «Типовой энергетической характеристики» (ТЭХ) турбоустановки, принято называть *опорными*. Завод-изготовитель для каждой турбоустановки (или серии) выдает заказчику гарантийные данные об экономичности и параметрах при мощностях 60, 80 и 100 % номинальной и справочные данные при мощностях 30 и 50 % при работе турбоустановки по проектной тепловой схеме. По исходным данным и параметрам опорного режима принимается начальная оценка расхода свежего пара.

Обычно задаются следующие исходные данные: электрическая нагрузка для конденсационных турбин или(и) теплофикационная нагрузка для теплофикационных турбоустановок; расход и температура охлаждающей воды на входе в конденсатор турбины; параметры свежего пара и пара после промежуточного перегрева; параметры теплосети при расчете теплофикационной турбоустановки. Иногда режимные расчеты выполняются при назначении сниженного давления свежего пара на пониженных нагрузках с переводом регулирующих клапанов в положение, при котором часть их полностью открыта, а остальные полностью закрыты. Такие режимы называют режимами работы на скользящем давлении свежего пара. Снижение давления в водопаровом тракте котла обеспечивается понижением напора питательного насоса и в случае необходимости небольшим прикрытием регулирующего питательного клапана.

Дополнительные исходные данные формируются из параметров опорных режимов рассчитываемой турбоустановки.

Контрольные эксплуатационные расчеты тепловой схемы выполняются по результатам регулярных экспресс-испытаний турбоустановок. Испытания каждой турбоустановки ТЭЦ должны проводиться один раз в 3—4 мес. При этом решаются задачи контроля текущего технического состояния оборудования.

Для выполнения поверочных расчетов необходимо располагать техническими и режимными характеристиками отдельных аппаратов и турбоустановки в целом.

Регенеративные подогреватели характеризуются зависимостями температурного напора (недогрева) от его тепловой нагрузки или от расхода греющего пара. На рис. 9.14 приведены типовые зависимости температурных напоров ПВД турбины Т-100/120-12,8-3 от удельной тепловой нагрузки, а на рис. 9.15 — температурных напоров сетевых подогревателей турбины ПТ-135-12,8 от расхода греющего пара. Температурные напоры ПНД турбины ПТ-80-12,8 составляют 0,5—2,5 °С.



Рис. 9.14. Температурные напоры ПВД турбины Т-100/120-12,8-3 в зависимости от удельной тепловой нагрузки

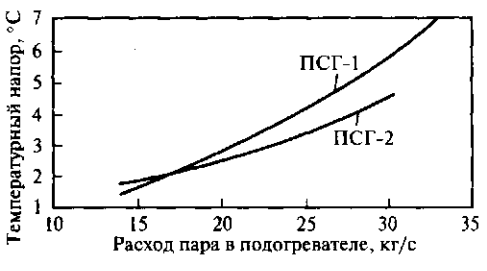


Рис. 9.15. Температурные напоры сетевых подогревателей турбины ПТ-135-12,8 в зависимости от расхода греющего пара

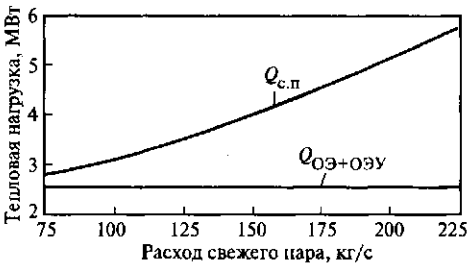


Рис. 9.16. Тепловые нагрузки сальникового подогревателя $Q_{с.п}$ и охладителей эжекторов $Q_{ОЭ + ОЭУ}$ турбины Т-175-12,8 в зависимости от расхода свежего пара

При отсутствии эксплуатационных значений температурного напора сетевых подогревателей турбины Т-250-23,5 можно применить уравнение, приближенно аппроксимирующее типовую характеристику ПСГ-2:

$$\vartheta_{ПСГ\text{-}2} = -0{,}33168 + 0{,}000338821 D_{с.в} + 0{,}0141535 \Delta t_{с.в} - 1{,}388286 \cdot 10^{-7} D_{с.в}^2 -$$

$$- 0{,}00013056 \Delta t_{с.в}^2 + 0{,}00010147456 D_{с.в} \Delta t_{с.в}, \qquad (9.1)$$

где $D_{с.в}$ — расход сетевой воды, равный 555—2084 кг/с; $\Delta t_{с.в}$ — подогрев воды в сетевом подогревателе, °С.

Для расчета подогрева в охладителях пара эжектора уплотнений и основного эжектора используются зависимости их тепловых нагрузок от нагрузки турбины. На рис. 9.16 приведены характеристики тепловых нагрузок сальникового подогревателя и охладителей основного эжектора и эжектора уплотнений в зависимости от расхода пара на турбину.

Проточная часть турбины характеризуется комплексом параметров по отсекам. Например, в табл. 9.4 приведены параметры по отсекам турбины Т-100/120-12,8-3.

Таблица 9.4

Основные параметры по отсекам турбины Т-100/120-12,8-3

Номер отсека (номера ступеней)	Параметр	Режимные параметры			
		D_0 = 133,3 кг/с, $Q_т$ = 203,53 МВт	D_0 = 125 кг/с, $Q_т$ = 186,1 МВт	D_0 = 86,11 кг/с, $Q_т$ = 58,2 МВт, $D_{ПСТ\text{-}2}$ = 0	D_0 = 111,1 кг/с, $Q_т$ = 0, $N_э$ = 110,4 МВт
Регулирующая ступень (1)	D	132,8	124,47	85,58	110,58
	η_{oi}	0,63	0,632	0,57	0,58
	$p_{вых}$	8,3	7,779	5,346	6,916
	$D_{п.у}^{ЦВД}$	1,14	1,08	0,75	0,97
1 (2—9)	D	131,66	123,39	84,83	109,61
	η_{oi}	0,831	0,831	0,831	0,831
	$p_{вых}$	3,316	3,11	2,138	2,766
	$D_{з.у}^{ЦВД}$	0,694	0,666	0,44	0,61
	$D_{п.у}^{ЦСД}$	0,8	0,75	0,528	0,694

Окончание табл. 9.4

Номер отсека (номера ступеней)	Параметр	Режимные параметры			
		D_0 = 133,3 кг/с, $Q_т$ = 203,53 МВт	D_0 = 125 кг/с, $Q_т$ = 186,1 МВт	D_0 = 86,11 кг/с, $Q_т$ = 58,2 МВт, $D_{ПСТ\text{-}2}$ = 0	D_0 = 111,1 кг/с, $Q_т$ = 0, $N_э$ = 110,4 МВт
2 (10—11)	D	125,5	117,6	81,15	104,94
	η_{oi}	0,812	0,812	0,811	0,812
	$p_{вых}$	2,276	2,119	1,736	1,893
3 (12—14)	D	117,5	110,36	76,78	98,39
	η_{oi}	0,842	0,842	0,841	0,842
	$p_{вых}$	1,211	1,138	0,785	1,01
4 (15—17)	D	110,97	104,278	72,86	93,416
	η_{oi}	0,848	0,848	0,847	0,848
	$p_{вых}$	0,569	0,535	0,373	0,5
5 (18—19)	D	107,64	101,5	71,53	91,44
	η_{oi}	0,85	0,85	0,848	0,849
	$p_{вых}$	0,294	0,289	0,224	0,2864
6 (20—21)	D	101,47	97,194	69,44	88,75
	η_{oi}	0,833	0,833	0,81	0,81
	$p_{вых}$	0,0981	0,1275	0,1334	0,1717
	x	0,953	0,963	0,977	0,981
7 (22—23)	D	47,75	59,444	66,306	83,778
	η_{oi}	0,847	0,826	0,84	0,829
	$p_{вых}$	0,0375	0,0644	0,049	0,0574
	x	0,926	0,939	0,942	—
	$D_{з.у}^{ЦСД}$	–0,056	–0,056	–0,04	–0,04
	$\Delta p_{п.д}$	0,0339	0,0595	0,0251	0,00472
8 (24—25)	D	4,861	8,166	37,21	78,236
	η_{oi}	—	—	0,815	0,765
	$p_{вых}$	0,00294	0,00294	0,00412	0,00559
	N	–0,245	–0,188	6,635	—

Примечание. Приняты следующие условные обозначения: D — расход пара через отсек, кг/с; η_{oi} — относительный внутренний КПД отсека; $p_{вых}$ — давление на выходе из отсека, МПа; $D_{п.у}^{ЦВД}$ и $D_{з.у}^{ЦВД}$ — утечки пара через переднее и заднее уплотнения ЦВД, кг/с; x — степень сухости; $\Delta p_{п.д}$ — потеря давления в поворотной диафрагме, МПа; N — мощность отсека турбины, МВт.

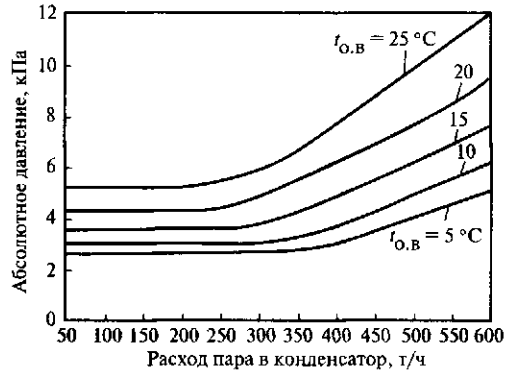


Рис. 9.17. Энергетические характеристики конденсатора турбины Т-250-23,5 при расходе охлаждающей воды через основные пучки 18 160 м³/ч и отключенном встроенном пучке

На режимные параметры турбоустановки существенно влияет давление (вакуум) в конденсаторе турбины, которое зависит от расхода и температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор, а также от расхода пара. В условиях эксплуатации на давление в конденсаторе также влияют давление во всасывающем патрубке эжектора и значение присосов воздуха в вакуумную систему турбоустановки. На рис. 9.17 показаны характеристики конденсатора турбины Т-250-23,5.

Из характеристик конденсатора теплофикационных турбин видно, что для каждой температуры охлаждающей воды $t_{о.в}$ есть диапазон расходов пара в конденсатор, при котором абсолютное давление в нем практически не зависит от расхода пара. На этих режимах поворотная диафрагма закрыта и запас поверхности теплообмена обеспечивает конденсацию пара с переменным расходом при практически постоянном давлении. Отклонение от этих характеристик возможно при нарушении режима работы эжектора, который отсасывает из конденсатора воздух присосов, и при образовании на поверхностях теплообменных труб отложений.

Поэтому, например, для турбоустановки Т-110-12,8 при закрытых поворотных диафрагмах ($D_к < 14$ г/с) и работе на основных пучках с расходом охлаждающей воды 8000 м³/ч давление, кПа, в конденсаторе с достаточной точностью описывается зависимостью при чистых трубах и нормативных присосах воздуха):

$$p_к = 0{,}0049 t_{о.в}^2 + 1{,}34\,, \tag{9.2}$$

где $t_{о.в}$ — температура охлаждающей воды.

При практически закрытых поворотных диафрагмах и расходе охлаждающей воды через основные пучки конденсатора турбины Т-250-23,5, составляющем 22 700 м³/ч, давление, кПа, в конденсаторе определяется в виде

$$p_к = 0{,}00351 t_{о.в}^2 + 0{,}02175 t_{о.в} + 2{,}5465\,. \tag{9.3}$$

При пропуске обратной сетевой воды через встроенный пучок конденсатора турбины Т-100/120-12,8-3 (трехступенчатый подогрев) давление в конденсаторе $p_к$

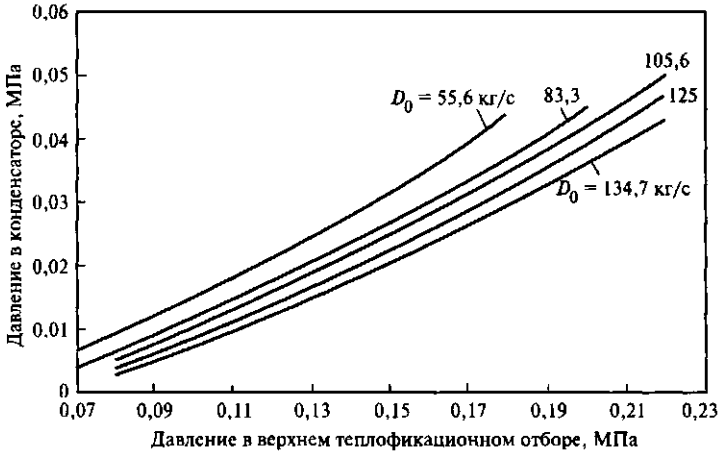


Рис. 9.18. Давление в конденсаторе турбины Т-100/120-12,8-3 в зависимости от давления в верхнем отборе и от расхода свежего пара при пропуске через встроенные пучки сетевой воды (максимально допустимое давление 0,049 МПа)

Таблица 9.5

Давление, МПа, в конденсаторе турбины ПТ-80-12,8

Температура охлаждающей воды, °С	F = 2345 м² (без встроенного пучка), G = 3500 м³/ч	F = 3000 м² (включены все поверхности)		
		G = 3500 м³/ч	G = 5000 м³/ч	G = 8000 м³/ч
10	0,00216	0,0023	—	—
15	0,0031	0,0029	0,0028	0,0025
20	0,00392	0,0038	0,0038	0,0032
25	—	0,0046	0,0044	0,0040
30	—	—	—	0,0052

можно оценить по данным рис. 9.18. Номинальная тепловая нагрузка встроенного пучка равна 10 МВт, а максимальная достигает 23 МВт.

Давление в конденсаторе турбины ПТ-80-12,8 при работе с закрытой поворотной диафрагмой и $D_к < 5{,}6$ кг/с можно оценивать по данным, приведенным в табл. 9.5 (F — площадь поверхностей конденсатора, G — расход охлаждающей воды).

В конденсационном режиме работы давление в конденсаторе турбины ПТ-80-12,8 при температуре охлаждающей воды 30 °С определяется по зависимости

$$p_к = 0{,}045 e^{0{,}0191 D_к}. \qquad (9.4)$$

Итеративное уточнение давления в конденсаторе при расчете тепловой схемы теплофикационных турбин требуется при частичном или полном открытии поворотных диафрагм. В конденсационных режимах из-за изменения давления в конденсаторе следует итеративно пересчитывать давление и энтальпию пара в камерах всех регенеративных отборов.

Таблица 9.6

Расходные характеристики поворотных диафрагм

Турбина	Расходная характеристика, кг/с
Т-110-12,8	$D_к = 24{,}5p_{т.н} - 0{,}1$
Т-175-12,8	$D_к = 57{,}875p_{т.н} - 0{,}0925$
Т-250-23,5	$D_к = 83{,}62p_{т.н} - 0{,}34$
ПТ-60-12,8	$D_к = 10p_{VI}$ (p_{VI} — давление в шестом отборе)
ПТ-80-12,8	$D_к = 1{,}4596 + 29{,}959p_{т.н} + 455{,}42p_{т.н}^2$
ПТ-140-12,8	$D_к = 67{,}481p_{т.н} - 0{,}1067$

При расчете теплофикационных турбоустановок влияние степени открытия поворотной регулирующей диафрагмы учитывается с помощью ее расходной характеристики, которая представляет собой зависимость расхода пара через зазоры закрытой поворотной диафрагмы от давления в камере нижнего теплофикационного отбора. Эти характеристики для различных турбин приведены в табл. 9.6.

На действующих ТЭЦ поворотные диафрагмы могут иметь разную плотность в закрытом положении для турбин одного типоразмера. Желательно располагать расходной характеристикой поворотных диафрагм при различных степенях их открытия.

В поверочном расчете термодинамические и конструктивные параметры тепловой схемы неизменны во времени. Поэтому математическое описание процессов в элементах тепловой схемы можно ограничить моделями следующих видов:

зависимостью Стодола—Флюгеля для процессов в отсеках турбины;

уравнениями материальных и тепловых балансов для теплообменных аппаратов;

термодинамическими зависимостями между параметрами воды и пара в форме таблиц или компьютерных функций;

гидравлическими характеристиками в виде потерь давления потоков воды и пара в трубопроводах и теплообменных аппаратах.

В расчете тепловой схемы принято выделять следующие основные части:

расчет давлений в камерах теплофикационных отборов;

расчет давлений в камерах регенеративных отборов;

расчет энтальпий пара на выходе из регулирующей ступени, в камерах отборов и на выходе из последней ступени турбины;

расчеты систем регенеративного подогрева и сетевых подогревателей;

расчет внутренней мощности турбины и электрической мощности генератора;

расчет показателей энергетической эффективности турбоустановки и энергоблока в целом.

Такая последовательная схема расчета взаимосвязанных элементов требует организации итеративного алгоритма. На рис. 9.19 приведена укрупненная блок-схема поверочного расчета тепловой схемы турбоустановки. Из этой блок-схемы видно, что организуются три основных итерационных расчетных контура:

расчеты с уточнением расхода пара через последний отсек теплофикационной турбины с учетом расходной характеристики поворотной диафрагмы;

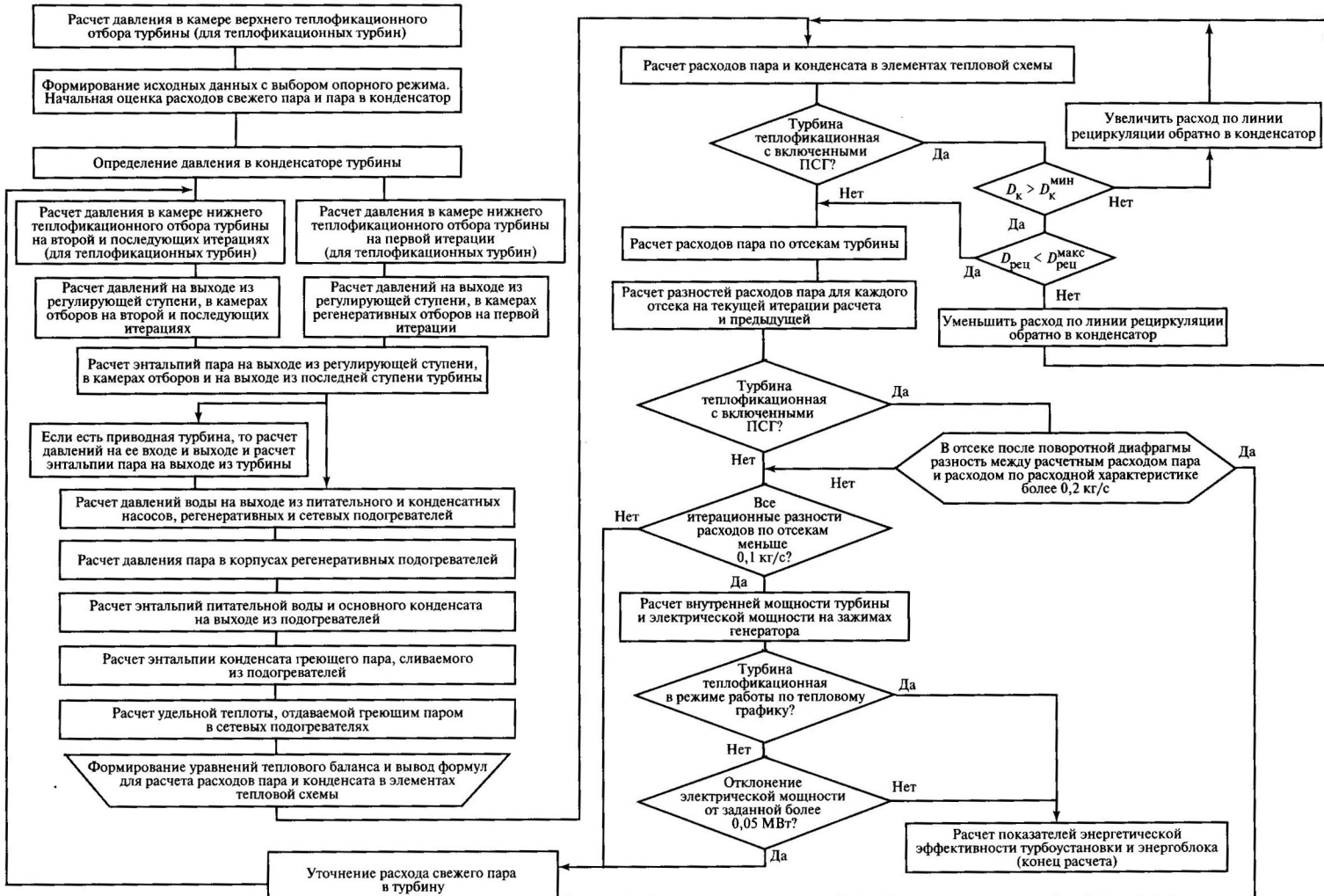


Рис. 9.19. Блок-схема поверочного расчета тепловой схемы турбоустановки

расчеты с уточнением давлений в регенеративных отборах и конденсаторе как способ согласования режима проточной части турбины и режима работы подогревателей системы регенеративного подогрева основного конденсата (по косвенному показателю — итерационной разности расходов пара через отсек $\Delta D_{отс}$);

расчеты для уточнения заданной электрической мощности.

Итерационное уточнение указанных параметров выполняется изменением расхода свежего пара в турбину. При некоторой близости итерационных режимов сходимость параметров работы отсеков турбины и регенеративных подогревателей может быть достигнута без изменения значения расхода свежего пара.

Численному расчету предшествует разработка алгоритмического решения системы балансовых уравнений, описывающих каждую расчетную подсистему тепловой схемы (группы ПВД и ПНД, деаэратор и др.).

При выполнении поверочного расчета давление, температуру и энтальпию рабочих сред в системе регенеративного подогрева находят исходя из давлений в камерах регенеративных отборов турбины и в конденсаторе.

Давление в камере верхнего теплофикационного отбора — это управляемый параметр. Регулятор давления, воздействуя на регулирующие клапаны ЦВД, автоматически поддерживает заданное значение давления в верхнем теплофикационном отборе (или в нижнем при отключенном верхнем ПСГ).

При работе турбоустановки в режиме теплового графика теплосети давление в верхнем отборе должно быть таким, чтобы выполнялся заданный температурный график теплосети, по возможности, при номинальном значении теплофикационной нагрузки отборов и снижении нагрузки пиковых водогрейных котлов по мере повышения температуры наружного воздуха.

Расчет *основного проектного режима* работы турбоустановки выполняется по параметрам сетевой воды, соответствующим температуре наружного воздуха, принятой в качестве расчетной для систем теплоснабжения.



Рис. 9.20. Температурный график теплоснабжения от некоторых ТЭЦ Москвы:

$t_{п.с}$ и $t_{о.с}$ — температуры сетевой воды в подающей и обратной магистралях

Оперативные режимы работы турбоустановки рассчитываются для любой заданной температуры наружного воздуха. Например, для некоторых ТЭЦ Москвы использовался температурный график, представленный на рис. 9.20.

Температура обратной сетевой воды зависит от температуры наружного воздуха (и ветра) и от доли нагрузки горячего водоснабжения. В тепловых пунктах жилых кварталов преобладают две схемы включения подогревателей водопроводной воды: двухступенчатая последовательная и смешанная.

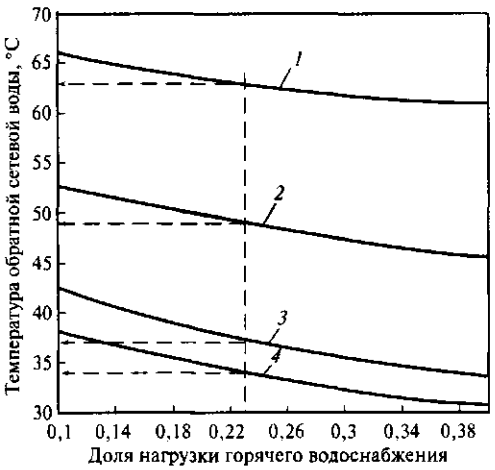


Рис. 9.21. Номограмма для построения графика температуры обратной сетевой воды в зависимости от доли нагрузки горячего водоснабжения при $t_{п.с}/t_{о.с}$ = 150/70 °С:

1 — для температуры наружного воздуха, принятой в качестве расчетной для проектирования системы теплоснабжения; *2* — для температуры наружного воздуха, при которой температура прямой сетевой воды равна 110 °С; *3* — для температуры наружного воздуха –10 °С; *4* — для температуры наружного воздуха, при которой происходит излом температурного графика

При двухступенчатой последовательной схеме график температуры обратной сетевой воды для любой температуры наружного воздуха (при заданном проектном отношении нагрузки горячего водоснабжения к отопительной нагрузке) удобно построить по четырем точкам с помощью номограммы, приведенной на рис. 9.21.

Уравнение для расчета температуры сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя ПСГ-2 выводится из формулы для коэффициента теплофикации ТЭЦ (энергоблока с ПВК):

$$\alpha_{ТЭЦ} = \frac{Q^{н}_{ПСГ}}{Q^{н}_{ПСГ} + Q_{ПВК}}, \qquad (9.5)$$

где $Q^{н}_{ПСГ}$ — номинальная тепловая нагрузка сетевых подогревателей, подключенных к теплофикационным отборам турбины (по нагреваемой воде), кВт; $Q_{ПВК}$ — тепловая нагрузка пиковых водогрейных котлов, кВт.

Суммарную тепловую нагрузку всех подогревателей турбоустановки можно представить в виде

$$Q_{тф} = Q_{ПСГ} + Q_{с.б} + Q_{в.п}, \quad \text{или} \quad Q_{тф} = \eta_{ПСГ} Q^{н}_{т} + Q_{с.б} + Q_{в.п}, \qquad (9.6)$$

где $Q_{с.б}$ — тепловая нагрузка сальникового бойлера ($Q_{с.б} = Q_{с.п}$), кВт; $Q_{в.п}$ — тепловая нагрузка встроенного пучка конденсатора, кВт; $Q^{н}_{т}$ — номинальная тепловая нагрузка теплофикационных отборов турбины (по греющему потоку), кВт; $\eta_{ПСГ}$ — КПД ПСГ, учитывающий потерю теплоты рассеиванием.

Для определения давления в камере верхнего теплофикационного отбора сначала с помощью (9.5) находится необходимое значение энтальпии сетевой воды на выходе из ПСГ-2 по формуле

$$h_{ПСГ\text{-}2} = h_{о.с} + \alpha_{ТЭЦ}(h_{п.с} - h_{о.с}). \qquad (9.7)$$

Со снижением точности (до 0,3 °С) формуле (9.7) эквивалентна формула

$$t_{\text{ПСГ-2}} = t_{\text{о.с}} + \alpha_{\text{ТЭЦ}}(t_{\text{п.с}} - t_{\text{о.с}}). \qquad (9.7\text{а})$$

В этих формулах $h_{\text{ПСГ-2}}$ и $t_{\text{ПСГ-2}}$ — энтальпия и температура сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя; $h_{\text{о.с}}$, $t_{\text{о.с}}$ и $h_{\text{п.с}}$, $t_{\text{п.с}}$ — энтальпии и температуры сетевой воды на входе в энергоблок и выходе из него при расчетной температуре наружного воздуха. По значениям энтальпии и давления сетевой воды на выходе из ПСГ-2 определяется $t_{\text{ПСГ-2}}$.

С учетом температурного напора ПСГ-2 $\vartheta_{\text{ПГС-2}}$ определяются температура насыщения и давление в корпусе подогревателя:

$$t_{s\text{ПСГ-2}} = t_{\text{ПСГ-2}} + \vartheta_{\text{ПСГ-2}}; \qquad (9.8)$$

$$p_{\text{ПСГ-2}} = f(t_{s\text{ПСГ-2}}). \qquad (9.9)$$

Оценивая потерю давления в линии отбора на ПСГ-2 значением $s_{\text{т.в}}$, %, находят давление в камере верхнего теплофикационного отбора в виде

$$p_{\text{т.в}} = \frac{p_{\text{ПСГ-2}}}{1 - 0{,}01 s_{\text{т.в}}}. \qquad (9.10)$$

Расход сетевой воды, кг/с, определяется в расчете только проектного режима исходя из уравнения теплового баланса сетевых подогревателей, подключенных к теплофикационным отборам турбины:

$$D_{\text{с.в}} = \frac{Q_{\text{т}}^{\text{н}}}{k_{\text{ПСГ}}(h_{\text{ПСГ-2}} - h_{\text{ПСГ-1}}^{\text{вх}})}, \qquad (9.11)$$

где $k_{\text{ПСГ-2}}$ — коэффициент, учитывающий потерю теплоты в сетевых подогревателях рассеиванием; $h_{\text{ПСГ-1}}^{\text{вх}}$ и $h_{\text{ПСГ-2}}$ — энтальпии сетевой воды на входе в нижний сетевой подогреватель и на выходе из верхнего, кДж/кг.

Если не учитывать влияние температуры подпиточной воды, то температура сетевой воды на входе в ПСГ-1 $t_{\text{ПСГ-1}}^{\text{вх}} = t_{\text{о.с}}$.

При расчете турбоустановок с турбинами Т-185-12,8 и Т-250-23,5 в режимах работы с включенным сальниковым бойлером и отключенным сальниковым подогревателем температура сетевой воды на входе в нижний сетевой подогреватель определяется по формуле

$$t_{\text{ПСГ-1}}^{\text{вх}} = t_{\text{о.с}} + \frac{Q_{\text{с.б}}}{D_{\text{с.в}} c_p}. \qquad (9.12)$$

Формулы (9.11) и (9.12) решаются совместно с итеративным уточнением $t^{вх}_{ПСГ\text{-}1}$. Значение $Q_{с.б}$ оценивается по режимной характеристике сальникового подогревателя ($Q_{с.б} = Q_{с.п}$, см. рис. 9.17).

При расчете тепловой схемы для режимов с произвольной температурой наружного воздуха и с включенным ПВК исходным уравнением для определения давления $p_{т.в}$ является уравнение теплового баланса для сетевых подогревателей, решенное относительно энтальпии сетевой воды после ПСГ-2 при заданном значении расхода $D_{с.в}$:

$$h_{ПСГ\text{-}2} = h_{о.с} + \frac{Q^{и}_{ПСГ}}{k_{ПСГ} D_{с.в}}, \quad t_{ПСГ\text{-}2} = f(p_{с.в.ПСГ\text{-}2}, h_{ПСГ\text{-}2}), \tag{9.13}$$

где $p_{с.в.\,ПСГ\text{-}2}$ — давление сетевой воды на выходе из ПСГ-2.

Если при расчете тепловой схемы задана теплофикационная нагрузка, меньшая номинальной, то расход сетевой воды определяется по (9.11) с использованием номинального значения $Q^{н}_{т}$. В таких режимах температура сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя определяется по (9.13) при заданном $Q_{т} < Q^{н}_{т}$.

В режимах, когда заданная температура прямой сетевой воды обеспечивается снижением нагрузки теплофикационных отборов при отключенных ПВК, принимается, что $t_{ПСГ\text{-}2} = t_{п.с}$, и определяются соответствующие параметры в ПСГ-2 и давление в верхнем отборе турбины.

Давление в камере нижнего теплофикационного отбора — это параметр, значение которого самоустанавливается в результате системного взаимодействия турбины и сетевого подогревателя. При изменении температуры обратной сетевой воды или расхода свежего пара в турбину возникает переходный процесс, по окончании которого устанавливается новое значение давления в камере нижнего теплофикационного отбора. Поэтому выделяется расчетная подсистема, состоящая из промежуточного отсека турбины, нижнего ПСГ и поворотной диафрагмы.

Зависимость между параметрами пара и его расходом через отсек турбины в двух близких режимах (все параметры одного из них должны быть известны) выражается формулой Стодола—Флюгеля, которая для отсека между теплофикационными отборами и после преобразования относительно давления в камере нижнего теплофикационного отбора имеет вид

$$p_{т.н} = \sqrt{p^2_{т.в} - \left(\frac{D_{п.о}}{D_{п.о0}}\right)^2 (p^2_{т.в0} - p^2_{т.н0}) \frac{p_{т.в} \upsilon_{т.в}}{p_{т.в0} \upsilon_{т.в0}}}, \tag{9.14}$$

где $D_{п.о0}$ и $D_{п.о}$ — расходы пара через промежуточный отсек в опорном и рассчитываемом режимах, кг/с; $p_{т.в0}$ и $p_{т.н0}$ — давления в камерах верхнего и нижнего отборов в опорном режиме, МПа; $p_{т.в}$ — давление в камере верхнего отбора в рас-

считываемом режиме, МПа; $v_{т.в}$ и $v_{т.в0}$ — удельные объемы пара в верхнем отборе в рассчитываемом и опорном режимах, м^3/кг.

В то же время давление $p_{т.н}$ можно вычислить иначе — из уравнения теплового баланса для нижнего сетевого подогревателя и термодинамических соотношений между параметрами. Из уравнения теплового баланса для ПСГ-1 определяется нагрев сетевой воды в ПСГ-1:

$$\Delta t_{ПСГ\text{-}1} = \frac{D_{ПСГ\text{-}1} q_{ПСГ\text{-}1} + D_{др.ПНД} q_{др}}{D_{с.в} c_p k_{ПСГ}}, \tag{9.15}$$

где $q_{ПСГ\text{-}1}$ и $q_{др}$ — удельная теплота, отдаваемая в сетевом подогревателе ПСГ-1 греющим паром и дренажем, сливаемым из ПНД в ПСГ-1 (значения предварительно оцениваются и итерационно уточняются), кДж/кг; $D_{ПСГ\text{-}1}$ и $D_{др.\ ПНД}$ — расходы греющего пара в ПСГ-1 и дренажа, поступающего из ПНД в ПСГ-1, кг/с.

На этапе расчета давлений в теплофикационных отборах энтальпия сетевой воды на выходе из ПСГ-1 может определяться по уравнению теплового баланса:

$$h_{ПСГ\text{-}1} = h_{о.с} + \frac{D_{ПСГ\text{-}1} q_{ПСГ\text{-}1} + D_{др.ПНД} q_{др}}{D_{с.в} k_{ПСГ}}. \tag{9.16}$$

Температура сетевой воды на выходе из ПСГ-1

$$t_{ПСГ\text{-}1} = t_{о.с} + \Delta t_{ПСГ\text{-}1}. \tag{9.17}$$

Температура насыщения в корпусе ПСГ-1 при его температурном напоре $\vartheta_{ПСГ\text{-}1}$ вычисляется по формуле

$$t_{sПСГ\text{-}1} = t_{ПСГ\text{-}1} + \vartheta_{ПСГ\text{-}1}. \tag{9.18}$$

По температуре насыщения находится давление в корпусе ПСГ-1 $p_{ПСГ\text{-}1}$. С учетом потери давления в линии отбора $s_{т.н}$ определяется давление в камере нижнего теплофикационного отбора:

$$p_{т.н}^{ПСГ\text{-}1} = \frac{p_{ПСГ\text{-}1}}{1 - 0{,}01 s_{т.н}}. \tag{9.19}$$

Расчетный алгоритм строится так, чтобы найти совместное решение уравнений (9.14) и (9.19)

$$p_{т.н} = p_{т.н}^{ПСГ\text{-}1}. \tag{9.20}$$

При поиске решения расход пара через промежуточный отсек находится по уравнению материального баланса уходящих потоков:

$$D_{п.о} = D_{ПСГ\text{-}1} + D_{ПНД} + D_{к}, \tag{9.21}$$

где $D_{\text{ПНД}} = D_{\text{др. ПНД}}$ — расход пара в ПНД, который подключен к линии отбора на ПСГ-1 и слив которого направлен в ПСГ-1; $D_{\text{к}}$ — расход пара в отсек после поворотной диафрагмы (в конденсатор).

Чтобы выполнялось условие (9.20), варьируются значения $D_{\text{ПСГ-1}}$ и $D_{\text{к}}$.

После определения давления в камерах теплофикационных отборов по формуле Стодола—Флюгеля моделируются процессы в остальных отсеках и определяются давления в камерах отборов, предшествующих камере верхнего теплофикационного отбора. В поверочном расчете тепловой схемы турбоустановки формула Стодола—Флюгеля преобразуется в итерационную модель, на основе которой методом последовательного приближения удается определить давления в камерах отборов турбины. Например, при выполнении второй итерации расчета тепловой схемы эта формула имеет вид

$$p_{\text{вх2}} = \sqrt{p_{\text{вых2}}^2 + \left(\frac{D_{\text{отс1}}}{D_{\text{отс0}}}\right)^2 (p_{\text{вх0}}^2 - p_{\text{вых0}}^2)\frac{p_{\text{вх1}} v_{\text{вх1}}}{p_{\text{вх0}} v_{\text{вх0}}}}, \qquad (9.22)$$

где $D_{\text{отс1}}$ и $D_{\text{отс0}}$ — расходы пара через отсек на первой итерации и в опорном режиме; $p_{\text{вх2}}$ и $p_{\text{вых2}}$ — давления на входе в отсек и выходе из него на второй итерации расчета тепловой схемы; $p_{\text{вх1}}$ — давление на входе в отсек на первой итерации расчета тепловой схемы; $v_{\text{вх1}}$ и $v_{\text{вх0}}$ — удельные объемы пара на входе в отсек в рассчитываемом режиме на первой итерации и в опорном режиме; $p_{\text{вх0}}$ и $p_{\text{вых0}}$ — давления на входе в отсек и выходе из него в опорном режиме.

Если турбина имеет двухпоточные ЦСД или ЦНД, то в формуле Стодола—Флюгеля для отсеков этих цилиндров при определении отношения $D_{\text{отс1}}/D_{\text{отс0}}$ можно использовать суммарные расходы обоих потоков пара, так как в числителе и знаменателе одна и та же переменная, поэтому долевые коэффициенты взаимно сокращаются.

В формуле (9.22) множитель $p_{\text{вх1}} v_{\text{вх1}}/(p_{\text{вх0}} v_{\text{вх0}})$ можно не учитывать при разнице расходов свежего пара в рассчитываемом и опорном режимах менее 20 %.

На первой итерации расчета тепловой схемы давление в камерах отборов оценивается по формуле Стодола—Флюгеля, но при этом вместо отношения расходов пара через отсеки используется отношение расходов свежего пара в рассчитываемом D_0 (оценка) и опорном D_{00} режимах:

$$p_{\text{вх1}} = \sqrt{p_{\text{вых1}}^2 + (D_0/D_{00})^2 (p_{\text{вх0}}^2 - p_{\text{вых0}}^2)}. \qquad (9.23)$$

Для отсека, предшествующего промежуточному, $p_{\text{вых1}} = p_{\text{т.в}}$.

Относительные внутренние КПД отсеков турбины оцениваются по данным опорного режима. В качестве опорного принимается известный режим, который наиболее близок к рассчитываемому по расходу свежего пара или по давлению в камере верхнего теплофикационного отбора. Отклонения расходов пара в отсеках при рассчитываемом режиме от значений при опорном режиме таковы, что КПД



Рис. 9.22. Процесс расширения пара в турбине Т-100/120-12,8:
I—VII — номера регенеративных отборов

большинства отсеков практически неизменны. Требуется изменить только КПД первой (регулирующей) ступени и промежуточного отсека (между камерами теплофикационных отборов). В режимах с закрытой поворотной диафрагмой при расчете последнего отсека вместо КПД применяются оценочные значения изменения энтальпии пара, определенные в соответствии с результатами испытаний. Располагая значениями давления и КПД, находят энтальпию пара в камере каждого регенеративного отбора. На рис. 9.22 показан процесс расширения пара в турбине Т-100/120-12,8 при расходе свежего пара 125 кг/с и давлении в верхнем теплофикационном отборе 0,1275 МПа. По данным завода-изготовителя из-за вентиляционного режима работы увеличение энтальпии пара в последней ступени ЦНД составляет около 23 кДж/кг. В поворотной диафрагме ЦНД турбины Т-250-23,5 дросселирование меньше, чем в диафрагме турбины Т-100/120-12,8, благодаря специальному профилированию оконных каналов поворотного кольца и лопаток неподвижной сопловой решетки.

Так как давления в отборах итеративно уточняются, то и значения термодинамических параметров пара и конденсата в элементах тепловой схемы должны определяться на каждой расчетной итерации.

Глава 10
ПОЛНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

10.1. Состав и назначение полной тепловой схемы

Полной или развернутой тепловой схемой (ПТС) электростанции называют такую схему, на которой показаны все теплосиловое оборудование (основное, вспомогательное и резервное) и все трубопроводы с арматурой и устройствами, обеспечивающими протекание процесса превращения тепловой энергии в электрическую по принятому циклу. Наряду с основными связями в соответствии с технологической последовательностью этого процесса на схеме изображаются все байпасы и вспомогательные продольные связи, вследствие чего ПТС отражает возможные пути движения теплоносителя и рабочей среды, а также все возможности подключения и переключения однородного (основного, вспомогательного и резервного) оборудования. Полная тепловая схема определяет количество основного и вспомогательного оборудования, арматуры, их типоразмеры. По ней составляется спецификация оборудования. При разработке ПТС предусматривается возможность работы электростанции на всех режимах, определенных техническими условиями, а также защита оборудования при отклонении от этих режимов. По ПТС можно судить об объеме операций при пуске, останове, переходе от одного режима к другому. Она включает в себя все оборудование и коммуникации, необходимые для пуска и останова паротурбинных установок, которые объединяются обычно пусковыми схемами.

Основными составляющими ПТС ТЭС являются: паровой котел; паропроводы свежего пара с редукционными и пускосбросными устройствами; турбина с генератором; паропроводы промежуточного перегрева; конденсатор турбины; конденсатные насосы; тракт основного конденсата; деаэратор; питательные насосы с приводными механизмами; тракт питательной воды; вспомогательные устройства и линии, используемые при пуске, останове и изменениях режима паротурбинной установки; трубопроводы пара собственных нужд; трубопроводы и установки, служащие для отпуска теплоты от электростанции прилегающему к ней поселку (на КЭС), а также тепловому потребителю (на ТЭЦ); аппараты и устройства, предназначенные для термической обработки добавочной воды, химической очистки конденсата и питательной воды; баковое хозяйство и др.

10.2. Полные тепловые схемы ТЭС

Одной из основных задач, которая решается при составлении ПТС, является выбор схемы главных трубопроводов. К главным относят трубопроводы свежего пара, пара промежуточного (вторичного) перегрева и питательные (от деаэратора до парового котла).

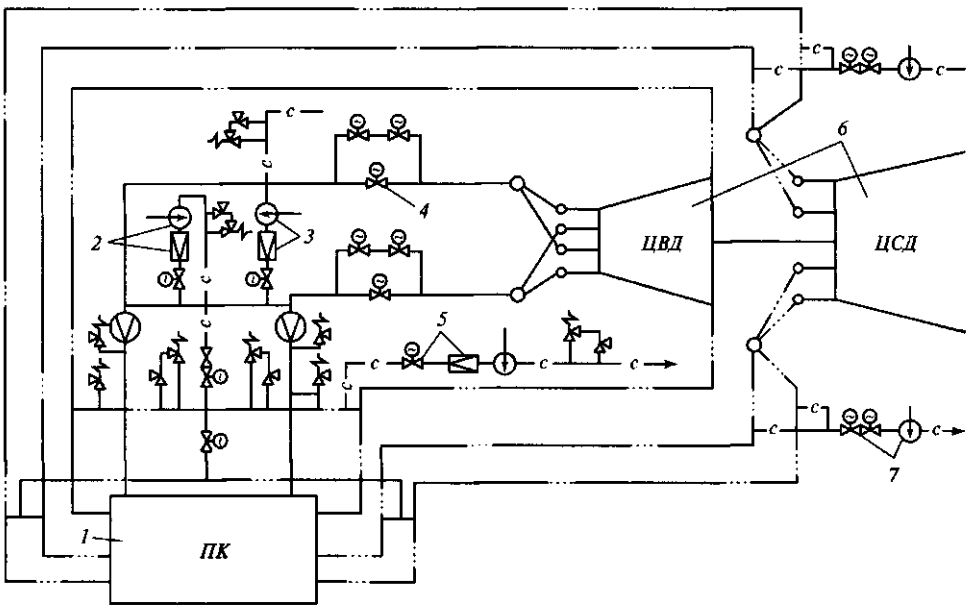


Рис. 10.1. Схема главных паропроводов блока КЭС

В настоящее время применяются в основном блочные и секционные схемы главных трубопроводов. Блочная схема используется на всех крупных конденсационных установках ТЭС с начальным давлением пара 12,7 МПа и более, секционная — на крупных ТЭЦ с давлением пара до 12,7 МПа и на конденсационных установках с начальным давлением пара 8,8 МПа. На теплофикационных паротурбинных установках, работающих с начальным давлением пара 23,5 МПа, применяется блочная схема. На блочных ТЭС каждая турбина получает пар от одного или двух котлов.

Схема главных паропроводов блока КЭС с одним паровым котлом (моноблок) показана на рис. 10.1. Обозначения трубопроводов и оборудования, принятые при изображении полных тепловых схем и их элементов, приведены в прил. 2.

К главным паропроводам блочных установок относятся трубопроводы свежего пара и пара промежуточного перегрева. На схеме свежий пар направляется в турбину по двум линиям (ниткам): по двум паропроводам пар поступает на промежуточный перегрев (холодные нитки промежуточного перегрева), а по четырем паропроводам он возвращается в турбину (горячие нитки промежуточного перегрева). Число линий главных паропроводов стремятся обычно уменьшить, чтобы упростить схему и сократить число используемой арматуры. Однако иногда (на крупных блоках) даже паропроводы свежего пара являются четырехниточными.

Чтобы выровнять давление в паропроводах, линии свежего пара и пара промежуточного перегрева (холодные и горячие нитки) соединены перемычками. На приведенной схеме (рис. 10.1) на каждом идущем от парового котла *1* паропроводе свежего пара перед стопорным клапаном турбины *6* установлена главная

паровая задвижка *4* с байпасной линией, на которой имеются регулирующий клапан и запорная задвижка. Байпас используется при пуске блока и для регулирования подачи пара в турбину при небольших расходах.

К паропроводам свежего пара присоединена быстродействующая редукционно-охладительная установка *3*. При сбросе электрической нагрузки для того, чтобы частота вращения турбогенератора не превысила допустимых значений, стопорный клапан прикрывается и пар перепускается в конденсатор турбины. При этом пар предварительно дросселируется и охлаждается конденсатом, впрыскиваемым в поток. В режимах холостого хода в проточную часть турбины поступает лишь такое количество пара, которое необходимо для выработки электроэнергии, расходуемой на собственные нужды блока. Используется БРОУ также для сброса пара в конденсатор при пуске блока на скользящих параметрах. Прогрев трубопроводов пара вторичного перегрева при пуске блока проводится свежим паром, перепускаемым через редукционно-охладительное устройство *2*.

На линиях пара промежуточного перегрева задвижки не устанавливаются. К перемычке холодных ниток промежуточного перегревателя подсоединено РОУ *5* для отвода пара на собственные нужды электростанции, а к горячим ниткам перед ЧСД турбины — пароперепускное устройство *7*, с помощью которого при прогреве трубопроводов и сбросе электрической нагрузки пар охлаждается и перепускается в конденсатор турбины. На линиях свежего пара, пара промежуточного перегрева, а также на сбросных линиях после РОУ *2*, *5* и БРОУ *3* устанавливаются предохранительные клапаны.

Секционная схема главных паропроводов приведена на рис. 10.2. При такой схеме, когда паровой котел *1* отключен, турбина *7* может оставаться в работе, получая пар из переключательной магистрали *4*, к которой присоединены также другие паро-

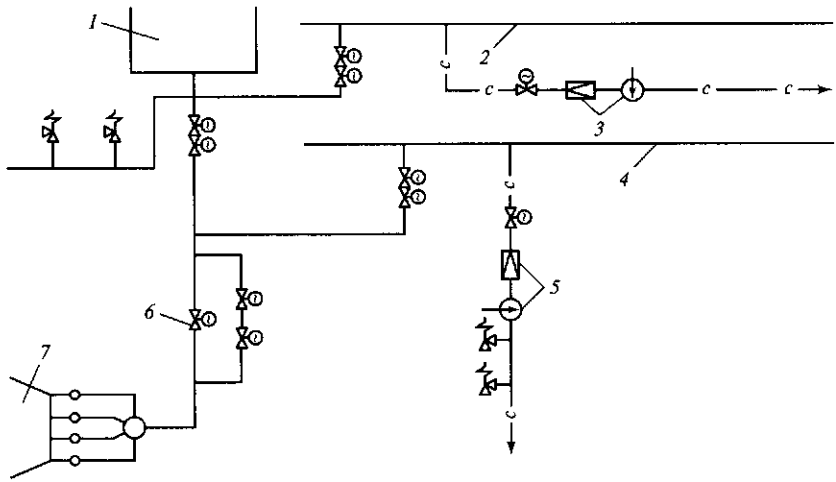


Рис. 10.2. Секционная схема главных паропроводов:

1 — паровой котел; *2* — коллектор растопочной линии; *3* — РОУ растопочное; *4* — переключательная магистраль; *5* — РОУ собственных нужд электростанции; *6* — главная паровая задвижка; *7* — турбина

вые котлы и турбины электростанции. К магистрали может быть подключен также резервный паровой котел. При необходимости паротурбинная установка отключается от переключательной магистрали и эксплуатируется по блочной схеме, однако обычно в нормальных условиях магистраль используется как уравнительная, перепускающая часть пара из одного паропровода, идущего от котла к турбине, в другой. Пар на собственные нужды подается через РОУ *5*, которая обычно подключается к магистрали.

На электростанциях низкого давления применяются схемы главных паропроводов, по которым пар от всех паровых котлов (рабочих и резервных) подводится к общей магистрали, а оттуда — к турбинам. Такие схемы называют *централизованными*. При централизованной схеме на линиях от котлов до магистрали и от магистрали до турбин устанавливают задвижки, позволяющие отключить любой котел или остановить любую турбину. При относительно невысокой надежности основного оборудования и низких давлениях (когда арматура работает более надежно, а стоимость линий по отношению к стоимости оборудования невелика) применение таких схем оправдано. Однако при повышенных давлениях главные паропроводы, работающие по централизованным схемам, недостаточно надежны, дорогостоящи (из-за возрастания длины паропроводов, стоимость которых сильно увеличивается с ростом давления пара, и большого числа запорной арматуры).

Блочная схема питательных трубопроводов приведена на рис. 10.3. В этой схеме применен турбинный привод главного питательного насоса. Такой привод в нашей стране устанавливают на блоках ТЭС сверхкритических параметров. При наличии одного насоса с турбинным приводом, рассчитанного на номинальный расход питательной воды блока, дополнительно следует устанавливать насос с электроприводом и гидромуфтой, имеющий подачу, равную 30—50 % номинальной.

Перед питательным насосом устанавливаются бустерные насосы (два рабочих и один резервный). После него вода поступает в ПВД *7*, а затем через главные задвижки питательных трубопроводов по двум линиям *11* — в котел. Непосредственно за питательным насосом устанавливается обратный клапан с присоединенным к нему разгрузочным клапаном. При пуске насоса и небольших расходах разгрузочный клапан бывает открыт и часть питательной воды перепускается в бак-аккумулятор. Бустерные насосы не устанавливаются, когда привод питательных насосов электрический.

Подогреватели высокого давления имеют обводное устройство. При появлении в ПВД неисправностей защитный клапан на входе в первый подогреватель перепускает воду в обводную линию и клапан на выходе из последнего ПВД закрывается. При выводе подогревателей или защитного обводного устройства в ремонт необходимо закрыть также задвижки *5* и *8* и пустить воду в котел по линии *6*, которую принято называть *линией холодного питания*. Линия *10* используется при заполнении и промывке котла.

При наличии двух насосов с турбинными приводами, когда подача каждого составляет 50 % номинальной, насос с электроприводом не требуется, однако наряду с подводом пара к приводной турбине питательного насоса от отборов основной турбины или из линий промежуточного перегрева необходимо предусмотреть

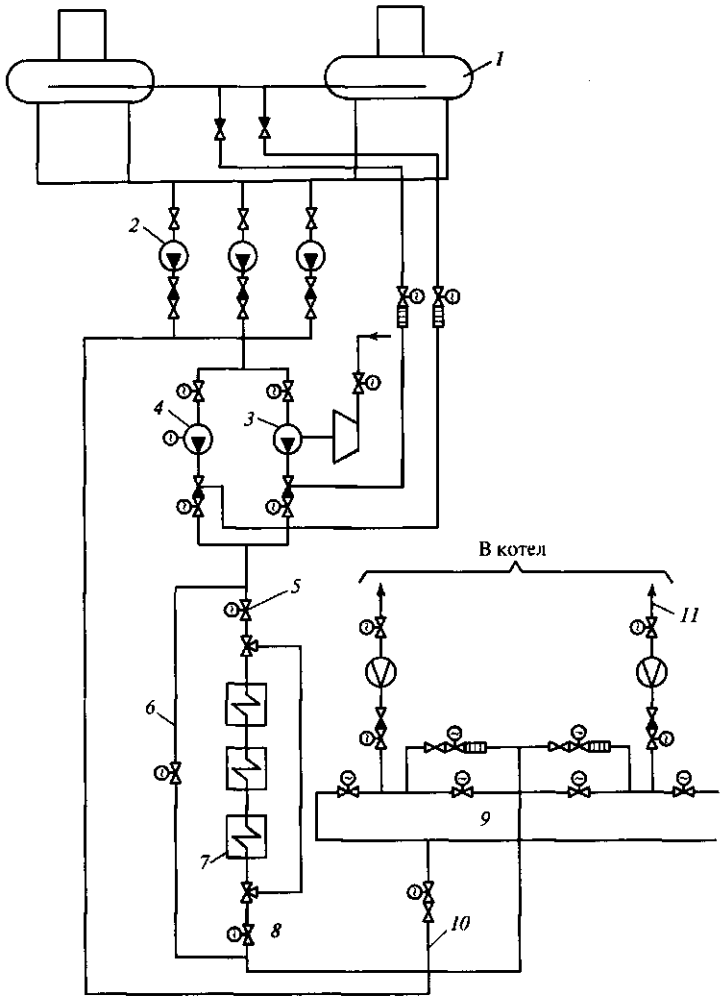


Рис. 10.3. Схема питательных трубопроводов блока 300 МВт:

1 — деаэратор; *2* — бустерный насос; *3* — питательный насос с турбоприводом; *4* — резервный питательный насос с электроприводом; *5, 8* — задвижки; *6* — линии холодного питания; *7* — ПВД; *9* — главная задвижка; *10* — перепускная линия; *11* — линии подачи воды к паровым котлам

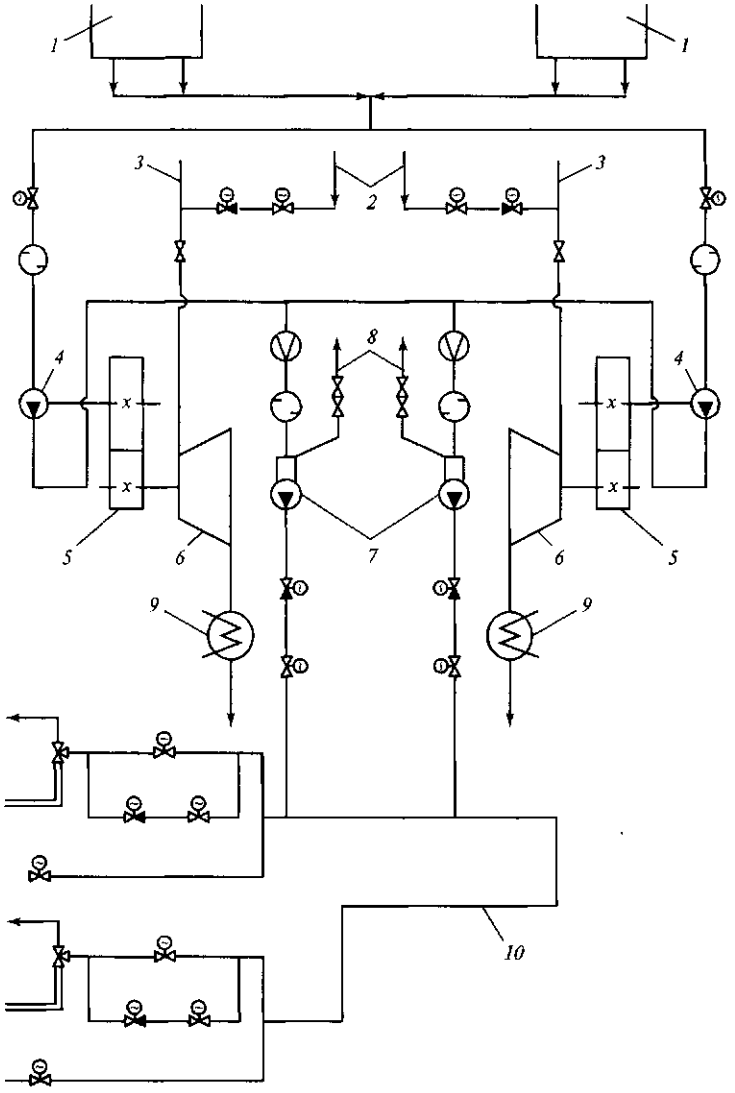


Рис. 10.4. Схема части питательной магистрали при наличии двух насосов с турбоприводами:
1 — деаэраторы; *2*, *3* — линии подвода пара от коллектора собственных нужд и отбора турбины; *4* — бустерные насосы; *5* — редукторы; *6* — приводные турбины; *7* — питательные насосы; *8* — подвод воды на впрыск в промежуточный перегреватель; *9* — конденсаторы; *10* — подвод питательной воды к линиям ПВД

резервный подвод пара. Обычно резервная паровая линия идет к приводной турбине от коллектора собственных нужд электростанции. Схема питательных трубопроводов от деаэраторов до ПВД с двумя турбоприводами и двумя линиями подогревателей высокого давления показана на рис. 10.4.

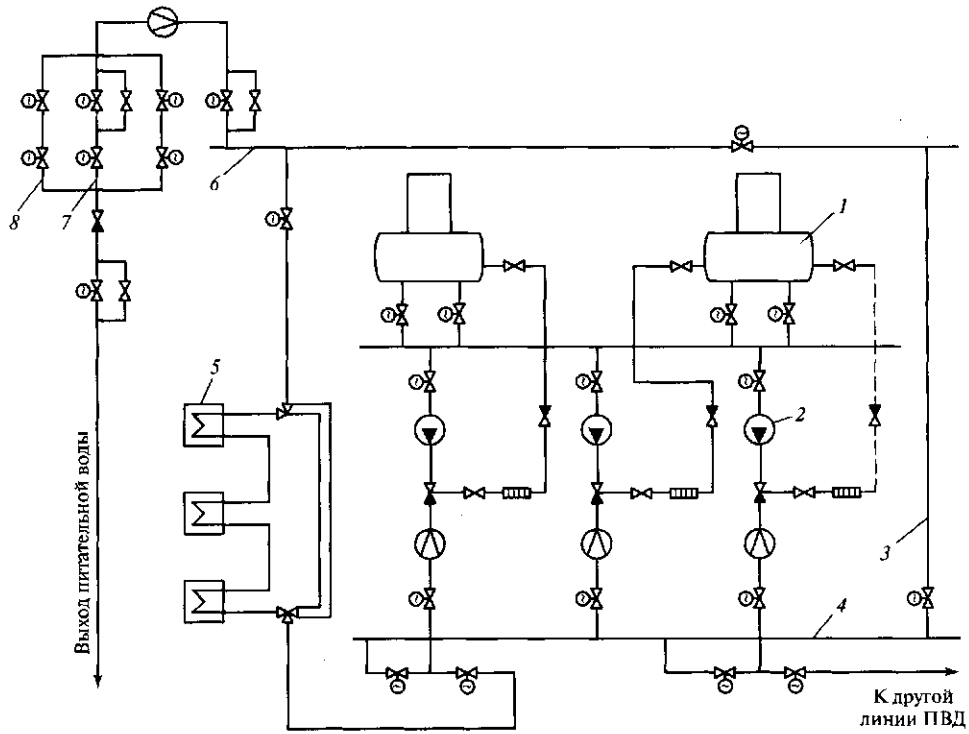


Рис. 10.5. Схема питательных турбоприводов неблочной ТЭС:

1 — деаэратор; *2* — питательный насос; *3* — линия холодного питания; *4* — переключательная магистраль; *5* — ПВД; *6* — общая питательная магистраль; *7* — главный питательный трубопровод парового котла; *8* — байпасная линия

Схема питательных трубопроводов неблочной ТЭС представлена на рис. 10.5. Схема является *секционно-централизованной*. Из деаэраторов *1* питательная вода поступает в общий коллектор, откуда питательными насосами *2* подается в ПВД *5*, которые устанавливаются здесь так же, как при блочной схеме (см. рис. 10.3). Однако питательная линия до них соединяется с переключательной магистралью *4*, а за ними — с общей магистралью *6*. Магистрали *4* и *6* соединяются также линией холодного питания *3*. Из питательной магистрали *6* вода подается к узлам питания котлов. Узел питания состоит из главного питательного трубопровода *7* (с запорными задвижками, регулирующим и обратными клапанами) и двух байпасных линий *8* меньшего диаметра, предназначенных для работы при небольших расходах. Остальные элементы схемы не отличаются от описанных ранее.

На рис. 10.6 показана схема включения ПНД, конденсатных насосов и эжекторной установки в линию основного конденсата турбоагрегата. Как видно из рисунка, на линии установлены три конденсатных насоса с электроприводами: два рабочих и один резервный. При такой схеме подача каждого насоса составляет 50 % номинальной. Можно устанавливать два насоса (один рабочий и один резервный), но тогда подача каждого должна составлять 100 % номинальной. Дренажные насосы также выбираются на полную подачу. При этом устанавливают либо два насоса (рабочий и резервный), либо один. При наличии одного дренажного насоса преду-

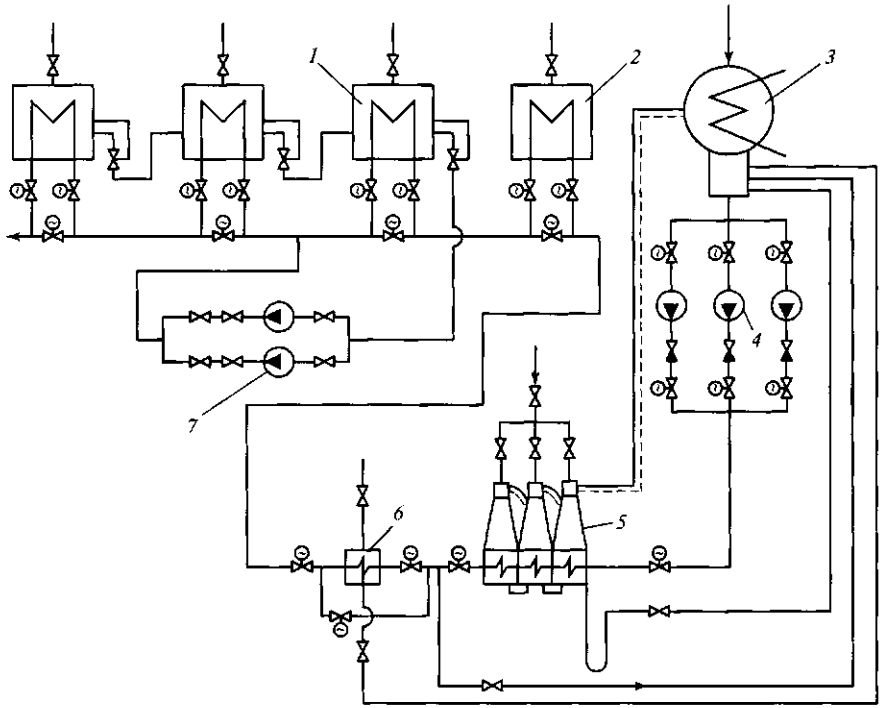


Рис. 10.6. Схема включения ПНД, конденсатных насосов и эжекторной установки в линию основного конденсата:

1, 2 — ПНД на линии основного конденсата и встроенный в конденсатор турбины; *3* — конденсатор турбины; *4* — конденсатный насос; *5* — эжекторная установка; *6* — подогреватель уплотнений; *7* — дренажный насос

сматривают линию, по которой при остановленном насосе дренаж можно перепустить в конденсатор.

Полная тепловая схема блока ТЭС приведена на рис. 10.7 (см. вкладку). Блок работает при сверхкритических начальных параметрах пара, его мощность составляет 800 МВт. На газе и мазуте такие отечественные блоки работают в течение многих лет.

Турбина К-800-240 блока работает при начальных параметрах пара, равных 23,5 МПа и 540 °С. Прямоточный паровой котел производительностью 2650 т/ч генерирует пар давлением 25 МПа с температурой 545 °С. Промежуточный перегрев проводится до той же температуры. Давление пара на выходе из турбины и после промежуточного перегрева (перед ЧСД турбины) составляет соответственно 3,65 и 3,25 МПа. Блок имеет два последовательно включенных по направлению движения воды корпуса конденсатора, в которых давление при расчетном режиме и температуре охлаждающей воды 12 °С составляет 0,00345 и 0,0046 МПа.

Подвод пара от котла к турбине осуществляется по двум трубопроводам диаметром 465 мм с толщиной стенки $\delta_{ст}$ = 75 мм; паропроводов промежуточного перегрева также два. При этом диаметр холодной линии составляет 820 мм, $\delta_{ст}$ = 22 мм, диаметр горячей линии равен 920 мм, а $\delta_{ст}$ = 32 мм. К главному паропроводу свежего пара подключены БРОУ *6*, пускосбросное устройство *5* и РОУ *4*, служащее

для подачи пара на обдувку поверхностей регенеративного воздухоподогревателя и пароперегревателя. От холодной линии промежуточного пароперегревателя через редукционное устройство *7* пар отводится на собственные нужды электростанции и блока, к обеим горячим линиям перед стопорными клапанами ЧСД турбин подсоединены перепускные линии с дроссельными и охладительными устройствами, по которым пар может быть сброшен в конденсатор. Вакуум в конденсаторе создается и поддерживается водоструйными эжекторами.

После конденсатора *9* весь поток основного конденсата подается конденсатными насосами первой ступени *11* на очистку от оксидов железа и других взвешенных частиц, а также от катионов и анионов. На новых электростанциях, работающих на бурых углях, предусмотрено проводить очистку воды от продуктов коррозии в электромагнитных фильтрах, устанавливаемых непосредственно после конденсатных насосов первой ступени и после деаэраторов, а обессоливание (как и на других электростанциях) — в фильтрах смешанного действия БОУ *12*. Между конденсатными насосами первой *11* и второй *13* ступеней установлены охладитель конденсата контура генератора и подогреватель, к которому подводится пар из уплотнений турбины. После насосов *13* поток конденсата проходит через четыре ПНД и *ПУ-2*, размещенные после *ПНД-1*, затем поступает в деаэратор. Дренаж из *ПНД-4* переливается в *ПНД-3*, а из последнего — в *ПНД-2*, откуда подается дренажными насосами в линию основного конденсата. При пуске блока, а также при неисправности насосов дренаж можно сбрасывать в конденсатор.

К деаэраторам пар подводится от коллектора питания деаэраторов, который в нормальных условиях получает пар от четвертого отбора турбины (по ходу пара). При пуске и низких нагрузках блока пар подводится к коллектору питания деаэраторов от коллектора собственных нужд.

На блоке установлены два деаэратора *20* с колонками производительностью до 1600 т/ч и баками вместимостью по 120 м^3. Давление в деаэраторах составляет 0,685 МПа.

Питательные насосы *19* имеют турбинный привод. К приводной турбине, имеющей собственный конденсатор *15*, пар подводится от третьего отбора, а при пуске блока — от коллектора собственных нужд электростанции. На линиях питательной воды непосредственно перед питательными насосами установлены бустерные насосы *18*. Номинальная подача питательного насоса составляет 1400 м^3/ч, однако кратковременно подачу можно поднимать до 1900 м^3/ч. Таким образом, при неисправности одного насоса можно обеспечить работу парового котла при нагрузках до 70 % номинальной. После первой ступени питательного насоса при давлении около 6,6 МПа вода отбирается на впрыск в промежуточный перегреватель. Расход воды может достигать 100 м^3/ч.

Питательный насос развивает давление около 33,5 МПа при частоте вращения 4650 мин$^{-1}$. Давление за бустерным насосом составляет 1,85 МПа при частоте вращения 1895 мин$^{-1}$. При этом потребляемая мощность питательного насоса равна 14,8, бустерного — 0,908 МВт.

Питательная вода после насосов подогревается в шести ПВД, установленных на двух параллельных линиях (по три ПВД в каждой). Температура питательной воды составляет 271—274 °С.

Остальные элементы схемы не требуют дополнительных объяснений. На первых нескольких блоках электростанции устанавливаются обычно сетевые подогревательные установки (СПУ). Пар к основному подогревателю СПУ подводится

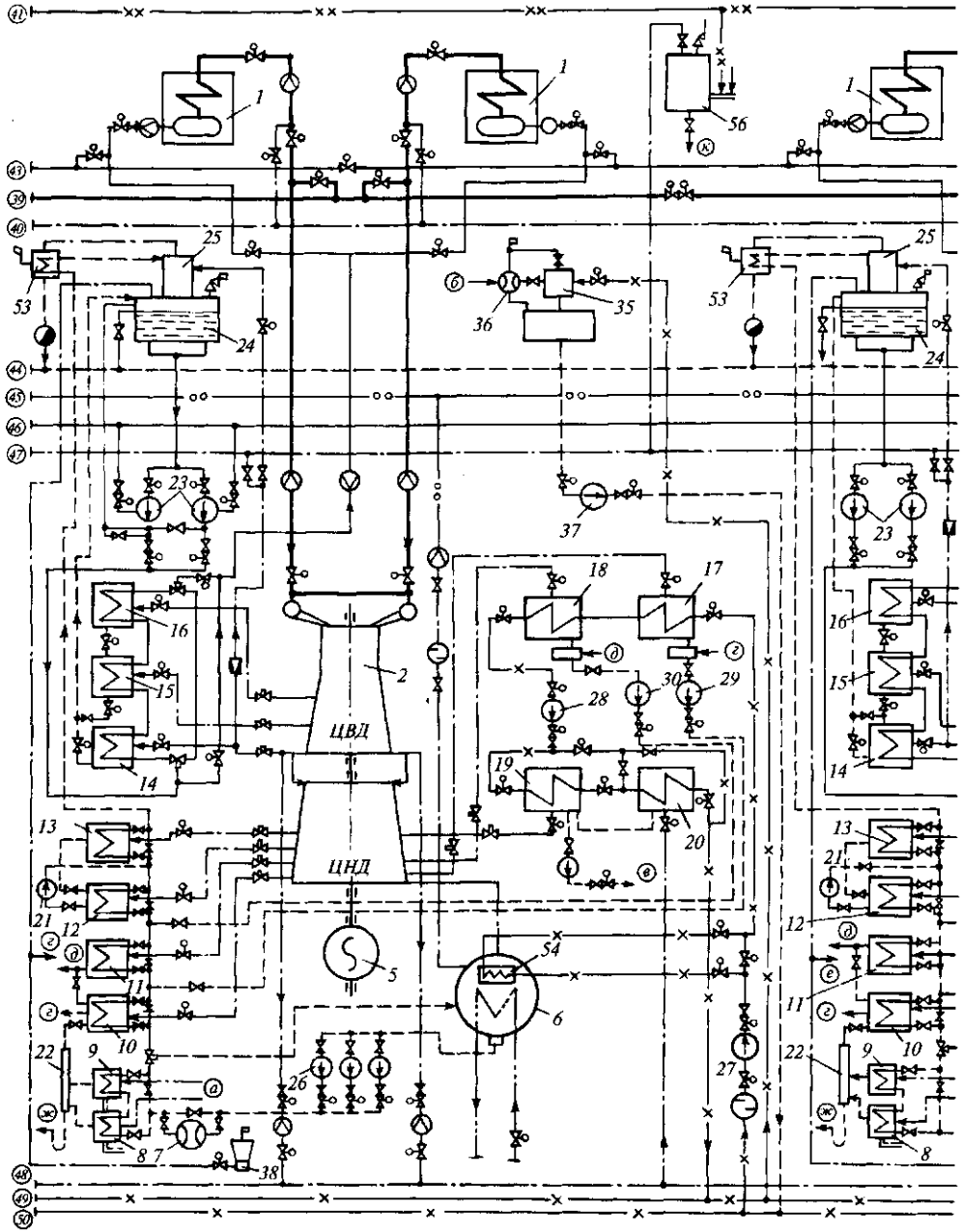


Рис. 10.8 (начало). Развернутая тепловая схема промышленно-отопительной теплоэлектроцентрали:
1 — парогенератор ТП-400; *2* — паровая турбина ПТ-135/165-12,8/1,5; *3* — паровая турбина Т-175/210-12,8; *4* — паровая турбина Р-100-12,8/1,5; *5* — генератор; *6* — конденсатор; *7* — охладители основного и пускового эжекторов; *8* и *9* — охладитель и подогреватель уплотнений; *10—13* — ПНД; *14—16* — ПВД; *17*, *18* — нижняя и верхняя ступени сетевой подогревательной установки; *19*, *20* — пиковые сетевые подогреватели; *21* — сливной насос ПНД; *22* — расширитель дренажей; *23* — питательные электронасосы; *24*, *25* — аккумуляторный бак и деаэрационная колонка деаэратора питательной воды (0,59 МПа); *26* — конденсатные насосы турбин ПТ и Т; *27*, *28* — сетевые насосы первой и второй ступеней; *29*, *30* — сливные насосы дренажей сетевых подогревателей; *31*; *32* — аккумуляторный бак и деаэрационная колонка атмосферного деаэратора 0,118 МПа; *33* — подогреватель подпиточной воды; *34* — пиковые водогрейные котлы; *35* — вакуумный деаэратор подпитки теплосети; *36* — эжектор отсоса вакуумного деаэратора; *37* — перекачивающий насос; *38* — основные эжекторы конденсаторов; *39*, *40* — главный и вспомогательный паровые коллекторы; *41* — коллектор непрерывной продувки парогенераторов;

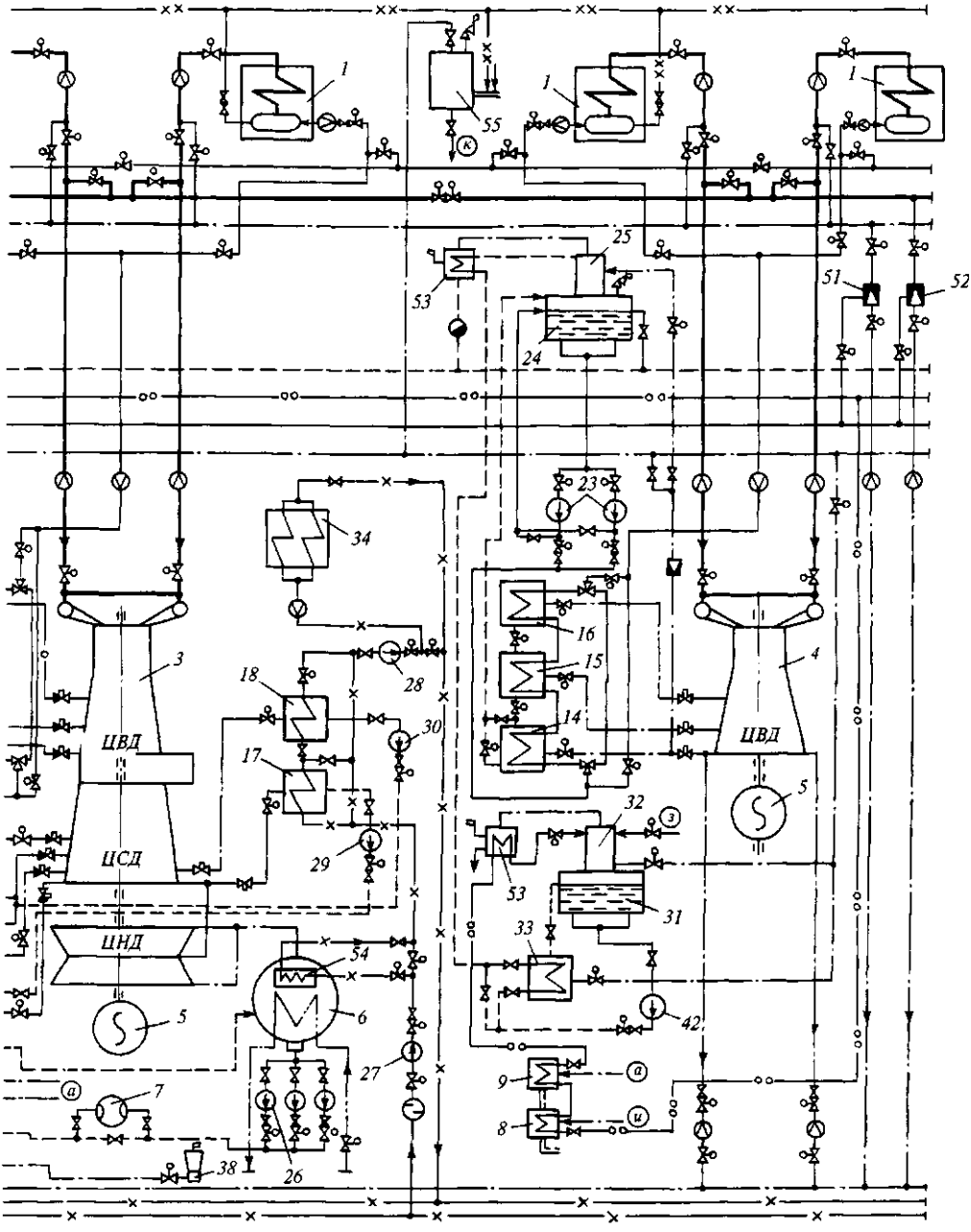


Рис. 10.8 (окончание):

42 — перекачивающий насос атмосферного деаэратора; *43* — горячая перемычка питательной воды высокого давления; *44* — коллектор слива и перелива воды; *45* — коллектор обессоленной воды; *46* — коллектор воды от промежуточных ступеней питательных насосов; *47* — паровой коллектор (0,59 МПа); *48* — коллектор технологического пара на производство (1,47 МПа); *49, 50* — коллекторы прямой и обратной сетевой воды; *51* — растопочное РОУ 13,7/1,47 МПа; *52* — быстродействующая редукционно-охладительная установка (13,7/1,47 МПа) технологического пара; *53* — охладитель выпара деаэратора; *54* — «встроенный» теплофикационный пучок; *55, 56* — расширители непрерывной продувки; *а* — пар из уплотнений турбины; *б* — химически очищенная вода; *в* — вода (пар) в деаэратор питательной воды; *г* и *д* — конденсат из ПНД, а также линии конденсата из сетевых подогревателей нижней и верхней ступеней; *е* — пар из уплотнений; *ж* — вода (пар) в конденсатор турбины; *з* — обратный конденсат с производства; *и* — пар из деаэратора питательной воды; *к* – – вода (пар) в охладитель продувки и в бак низких точек

от седьмого отбора турбины, к пиковому — от пятого. Имеется также возможность подводить пар к обоим подогревателям от общестанционного теплофикационного коллектора. Кроме общестанционных коллекторов собственных нужд и теплофикационного коллектора на электростанции имеются общие коллекторы обессоленной воды, сетевой воды, кислотной промывки паровых котлов, слива из деаэраторов, заполнения и опрессования котлов, а также магистрали, из которых вода поступает на смыв золы и шлака (на электростанциях, работающих на бурых углях).

На рис. 10.8 приводится полная тепловая схема промышленно-отопительной ТЭЦ с турбинами ПТ-135/165-12,8/1,5; Т-175/210-12,8 и Р-100-12,8/1,5. Параметры пара на входе в турбину составляют 12,75 МПа и 555 °С. Расход пара на каждую турбину равен до 211,1 кг/с.

Одинаковые параметры и расходы пара турбин позволили применить один тип парового котла. На ТЭЦ установлено шесть барабанных котлов производительностью 111,11 кг/с (400 т/ч) с параметрами пара за котлом, составляющими 13,7 МПа и 560 °С. Котлы работают на газе или мазуте.

Схема главных паропроводов секционная. От турбин типов Р и ПТ пар с давлением 1,47 МПа отводится через общую магистраль промышленным потребителям.

Сетевая вода насосами первой ступени прокачивается через теплофикационный пучок конденсатора, нижний и верхний сетевые подогреватели, после чего (при необходимости) насосами второй ступени прокачивается через пиковый водогрейный котел и направляется к потребителям.

Химически очищенная вода для подпитки теплосети поступает в вакуумный деаэратор, в котором греющим рабочим телом является прямая сетевая вода.

На ТЭЦ имеется БРОУ (13,7/1,47 МПа) для обеспечения отпуска пара промышленным потребителям при вынужденном останове турбин типов ПТ и Р.

Для пуска и останова котлов и турбин в ПТС предусмотрена растопочная РОУ, а также расширители дренажей высокого и низкого давлений, баки запаса конденсата и другое необходимое оборудование.

Глава 11

ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ, ТОПЛИВНО-ТРАНСПОРТНОЕ ХОЗЯЙСТВО И ЗОЛОШЛАКОУДАЛЕНИЕ НА ТЭС

11.1. Техническое водоснабжение

Тепловые электростанции являются крупными потребителями воды.

При этом различают: воду и пар, используемые как рабочее тело в цикле (пар, конденсат, питательная вода); добавочную воду (для восполнения потерь рабочего тела в цикле электростанции); сетевую и подпиточную воду теплосети и техническую воду. Последняя используется для отвода теплоты от отработавшего пара в конденсаторах турбин, в системе гидрозолошлакоудаления, для охлаждения масла и газа турбин и электрогенераторов, охлаждения подшипников вспомогательных механизмов (мельниц, дымососов, вентиляторов, питательных насосов и др.). Небольшая часть технической воды, поступающей на электростанцию, является исходной для подготовки добавочной воды основного цикла и подпиточной воды теплосетей.

В результате использования технической воды на электростанции образуются: золошлаковая пульпа (на ТЭС, сжигающих твердое топливо), замасленные и замазученные (на ТЭС, сжигающих мазут) воды, стоки химических цехов (засоленные воды) и подогретая (в сравнении с источником) сбросная вода конденсаторов турбин. В окружающие электростанцию водоемы без предварительной обработки сбрасывается только поток воды, прошедший через конденсаторы турбин.

Различают три основные системы технического водоснабжения на ТЭС: прямоточную, оборотную и комбинированную. При прямоточной системе техническая вода забирается из природного источника (реки, озера, моря) и после использования на электростанции и соответствующей очистки сбрасывается в тот же источник. При оборотной системе на электростанции организовано замкнутое водоиспользование, а из природных источников техническая вода на ТЭС подается лишь в количествах, необходимых для восполнения естественных ее потерь на электростанции. Оборотные системы технического водоснабжения оборудованы прудами-охладителями или градирнями.

Основное потребление технической воды на ТЭС вызвано необходимостью отвода теплоты от отработавшего пара в конденсаторах турбин. Отвод теплоты в конденсаторе производится при постоянном давлении $p_к$, а следовательно, и температуре $t_к$. При этом 1 кг отработавшего в турбине пара, конденсируясь, отдает охлаждающей воде теплоту в количестве

$$q_к = h_к - h'_к, \qquad (11.1)$$

где $h_к$ — энтальпия пара на входе в конденсатор, кДж/кг; $h'_к$ — энтальпия конденсата (воды) на выходе из конденсатора, кДж/кг.

Наибольшее распространение на ТЭС получили конденсаторы, выполненные конструктивно как теплообменники поверхностного типа. В этом случае конечная температура рабочего тела в конденсаторе $t_к$ всегда будет выше температуры охлаждающей воды на выходе из него $t_{в2}$.

Количество технической воды $G_{о.в}$, необходимое для охлаждения пара в конденсаторах турбин, определяется из уравнения теплового баланса

$$G_{о.в}(h_{в2} - h_{в1}) = D_к(h_к - h'_к) + \Sigma D_{др}(h_{др} - h'_к), \qquad (11.2)$$

где $D_к$ — количество пара, поступающего в конденсатор, кг/с; $\Sigma D_{др}$ — количество дренажной воды, поступающей в конденсатор, кг/с; $h_{др}$ — энтальпия дренажной воды, кДж/кг; $h_{в1}$ и $h_{в2}$ — энтальпии охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, кДж/кг.

Если в конденсатор подводится только отработавший пар и нет подвода теплоты с другими потоками, то уравнение теплового баланса для него будет иметь вид

$$G_{о.в}(h_{в2} - h_{в1}) = D_к(h_к - h'_к). \qquad (11.3)$$

Температура конденсации пара в конденсаторе связана с температурой охлаждающей воды соотношением

$$t_к = t_{в2} + \vartheta = t_{в1} + \Delta t_в + \vartheta, \qquad (11.4)$$

где ϑ — недогрев охлаждающей воды до температуры насыщения пара в конденсаторе, °С; $\Delta t_в$ — подогрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С.

Отношение расхода охлаждающей воды к расходу поступающего в конденсатор пара называют кратностью охлаждения m, которая без учета теплоты дренажей определяется по выражению

$$m = G_{о.в}/D_к = q_к/(h_{в2} - h_{в1}) = q_к/(c_p \Delta t_в), \qquad (11.5)$$

где c_p — теплоемкость воды, кДж/(кг · К).

При ориентировочных расчетах можно принимать $q_к$ = 2200 кДж/кг; тогда

$$m = 520/\Delta t_в.$$

Расчетные значения подогрева охлаждающей воды в конденсаторах $\Delta t_в$ обычно находятся в диапазоне 6—12 °С, а следовательно, m = 50÷100, кг/кг.

Влияние температуры охлаждающей воды и кратности охлаждения на давление в конденсаторе показано на рис. 11.1. При оптимальном вакууме $p_к$ = 0,003÷0,0035 МПа расчетный подогрев охлаждающей воды в конденсаторе составляет 8—12 °С, недогрев воды ϑ = 3÷5 °С, а кратность охлаждения m = 50÷70 кг/кг для многоходовых конденсаторов и m = 80÷100 кг/кг для одноходовых. Меньшие значения m характерны для зимнего периода работы.

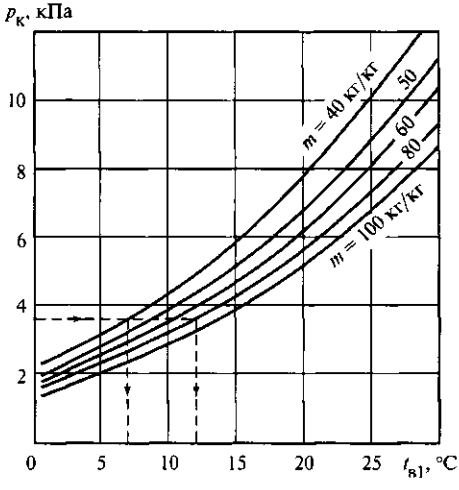


Рис. 11.1. Зависимость давления в конденсаторе от температуры воды и кратности охлаждения

Удельный расход пара в конденсатор для современных конденсационных турбоустановок $d_к \approx 2$ кг/(кВт · ч). Тогда при кратности охлаждения $m = 50$ кг/кг для блока мощностью 500 МВт необходимый расход охлаждающей воды через конденсатор составит

$$G_{о.в} = md_кN_э/3600 = 50 \cdot 2 \cdot 500 \cdot 10^3/3600 \approx 14 \cdot 10^3 \text{ кг/с}.$$

Кроме использования в целях охлаждения пара в конденсаторах турбин техническая вода потребляется на ТЭС и на другие нужды.

Наиболее крупные потребители технической воды на ТЭС (расходы потребителей представлены в процентах от расхода охлаждающей воды на конденсацию отработавшего в турбине пара) приведены ниже:

Назначение	$G_{о.в}$, %
Конденсация пара	100
Охлаждение турбогенераторов и крупных электродвигателей	2,5—4,0
Охлаждение масла в системе турбоагрегатов и питательных насосов	1,2—2,5
Охлаждение подшипников вспомогательных механизмов	0,3—0,8
Гидротранспорт золы и шлака	0,1—0,5
Восполнение внутренних утечек в основном цикле электростанции	0,04—0,1

Расходы технической воды, кг/с, на маслоохладители $G_{о.в}^{мо}$ и газоохладители генераторов $G_{о.в}^{го}$ зависят от мощности турбины $N_э$, кВт, и определяются по выражениям:

$$G_{о.в}^{мо} = N_э(1 - \eta_м)/\Delta h_в^{мо}; \qquad (11.6)$$

$$G_{о.в}^{го} = N_э(1 - \eta_г)/\Delta h_в^{го}, \qquad (11.7)$$

где $\eta_г$ и $\eta_м$ — КПД генератора и механический КПД турбины; $\Delta h_в^{мо}$ и $\Delta h_в^{го}$ — повышение энтальпии охлаждающей воды в масло- и газоохладителях, кДж/кг.

В процессе эксплуатации электростанций необходимо стремиться к возможно меньшим потерям воды при ее использовании. Эффективность использования воды оценивают по значению потерь, %, или по значению коэффициента использования, который равен единице при полном повторном использовании очищенных сточных вод.

Выбор той или иной системы технического водоснабжения ведется в зависимости от характеристик водоисточника, типа электростанции и ее мощности. Наиболее простой является *прямоточная система* водоснабжения (рис. 11.2). Однако в этой системы допустимое повышение температуры в источнике не должно превышать 5 °С летом и 3 °С зимой. Для соблюдения этого требования запас воды,

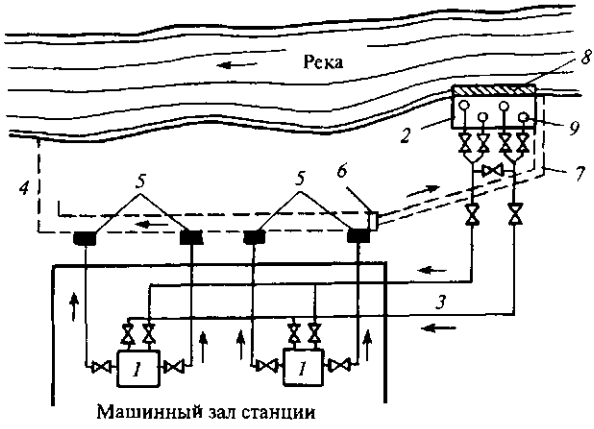


Рис. 11.2. Схема прямоточной системы водоснабжения с береговой насосной:
1 — конденсаторы; *2* — береговая насосная; *3* — напорные магистрали; *4* — отводящий канал; *5* — сифонные колодцы; *6* — переключательный колодец; *7* — перепускной канал; *8* — сетки; *9* — циркуляционные насосы

или дебит источника, должен в 3—4 раза превышать потребность электростанции в охлаждающей воде.

Обычно для забора воды из реки устанавливается береговая насосная с водоприемником. Последний включает в себя устройство для механической очистки от крупных предметов и водорослей. В зимнее время к водоприемнику подводится часть теплой воды из сбросного канала, откуда также берется вода для гидрозолоудаления и подготовки добавочной воды. Для блочных электростанций число циркуляционных насосов для одного блока устанавливается не менее двух с суммарной подачей, равной необходимому расходу охлаждающей воды без резерва.

Давление, развиваемое циркуляционными насосами, определяется в виде $\Delta p = \Delta p_г + \Delta p_с$, где $\Delta p_г$ — потеря давления на преодоление геодезической высоты подачи воды (разность отметок сечения в месте сброса и уровня в водозаборе); $\Delta p_с$ — гидравлическое сопротивление системы.

На практике в качестве циркуляционных применяют осевые насосы, которые развивают давление 0,13—0,15 МПа, при этом около 50 % его затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления конденсаторов.

Мощность привода циркуляционных насосов определяется по формуле

$$N_ц = G_{о.в}\Delta p/\eta_н, \qquad (11.8)$$

где $G_{о.в}$ — расход охлаждающей воды, м^3/с; Δp — общее давление, развиваемое циркуляционными насосами, МПа; $\eta_н$ — КПД насоса.

Прямоточная система технического водоснабжения позволяет получать высокие показатели по тепловой экономичности работы электростанции. Однако применение ее ограничивается дебитом источников, экологическими факторами и гидравлическим сопротивлением на перекачивание циркуляционной воды.

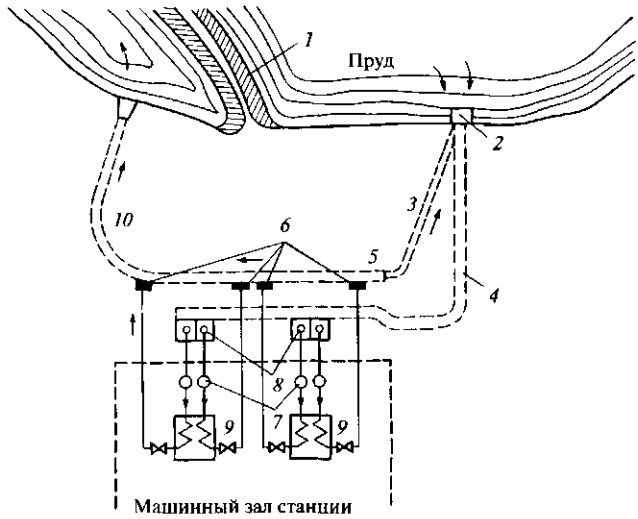


Рис. 11.3. Схема технического водоснабжения с прудом-охладителем:
1 — направляющая дамба; *2* — водоприемник; *3* — перепускной канал; *4* — приемный самотечный канал; *5* — переключательный колодец; *6* — сливные колодцы; *7* — циркуляционные насосы; *8* — приемные колодцы; *9* — конденсаторы; *10* — сливной канал

Оборотная система технического водоснабжения может выполняться с прудами-охладителями или градирнями.

В системе с прудами-охладителями для охлаждения воды используется искусственно созданный водоем (пруд) на базе реки с небольшим дебитом (рис. 11.3). Эксплуатационные преимущества такой системы охлаждения обусловлены достижением достаточно низких и устойчивых температур охлаждающей воды, меньшими потерями, относительно малыми расходами электроэнергии на привод циркуляционных насосов за счет уменьшения напора. Требуемая для охлаждения воды площадь пруда выбирается в зависимости от мощности электростанции, климатических условий, формы и тепловой нагрузки пруда. Рациональной формой пруда является вытянутая, при которой подогретая в конденсаторах турбин вода сбрасывается в водохранилище на значительном расстоянии от места забора (10 км и более). Охлаждение воды происходит за счет испарения части ее с поверхности и за счет конвективного теплообмена с воздухом (в случае, когда температура воздуха ниже температуры воды). В условиях, когда охлаждение происходит только за счет испарения, количество испаряемой воды примерно равно количеству пара, сконденсированного в конденсаторах турбин. Количество испаряемой воды уменьшается при снижении температуры воздуха. Разность температур воды до охлаждения и после него $t_1 - t_2 = \Delta t$ называют зоной охлаждения; численно эта величина равна подогреву воды в конденсаторах турбин $\Delta t_в$. Теоретическим пределом охлаждения воды является температура смоченного термометра τ, °С, которая зависит от влажности воздуха и его температуры. Температура воды после охлаждения t_2 всегда больше теоретического предела на значение относительного предела охлаждения δt (рис. 11.4).

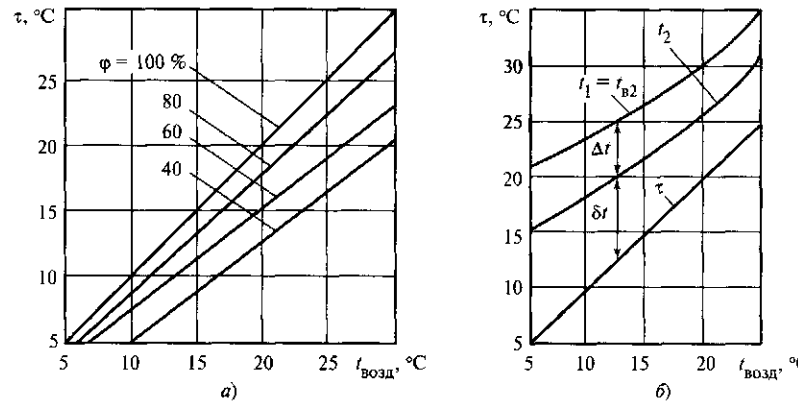


Рис. 11.4. Зависимости теоретического предела охлаждения (*а*) и температуры воды до охладителя и после него (*б*) от температуры воздуха

Для характеристики прудов-охладителей используют понятие активной площади, представляющей собой площадь поверхности, занимаемой транзитными (движущимися) потоками: $F_{акт} = \mu F_{пр}$, где $F_{пр}$ — площадь полной поверхности пруда; μ — коэффициент использования поверхности (для вытянутой формы $\mu = 0{,}8 \div 0{,}9$; при круглых очертаниях поверхности $\mu = 0{,}4 \div 0{,}5$).

Используются также понятия удельной площади $f_{уд} = F_{пр}/N_э$, которая для конденсационных электростанций равна $(8 \div 10) \cdot 10^{-3}$ км^2/МВт, и удельной площади активной зоны пруда-охладителя f^*, измеряемой в квадратных метрах на 1 м^3 охлаждаемой воды в сутки [обычно не более 2 м^2/(м^3 · сут)].

Расчет прудов-охладителей проводится с использованием номограмм (рис. 11.5), позволяющих определить недоохлаждение воды или ее перегрев δt

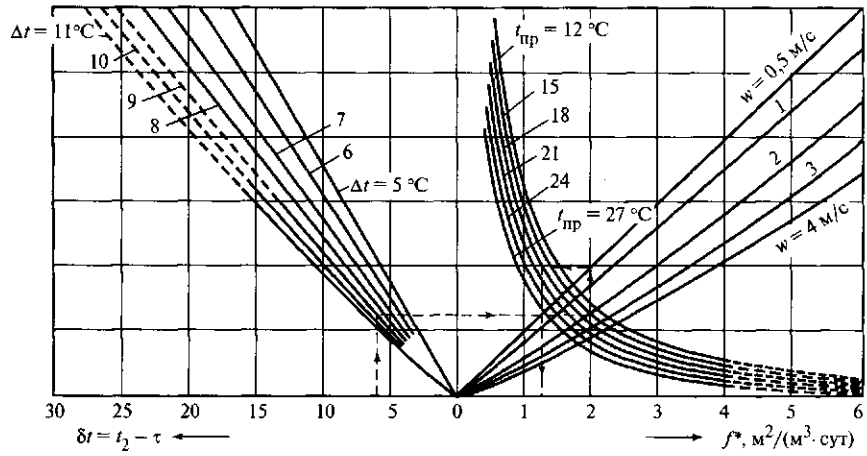


Рис. 11.5. Номограмма для расчета удельной площади активной зоны пруда-охладителя (ключ к номограмме: $\delta t \rightarrow \Delta t \rightarrow w \rightarrow t_{пр} \rightarrow f^*$)

по значениям f^*, естественной температуре воды в пруде-охладителе $t_{пр}$ и скорости ветра в зоне охлаждения w.

Градирня — это специальное устройство для охлаждения жидких теплоносителей. В основном на электростанциях применяются башенные градирни (рис. 11.6). Вода в них подводится к оросительному устройству, расположенному на высоте 8—15 м, в котором разделяется на пленки и стекает вниз навстречу движущемуся за счет естественной тяги воздуху. Естественная тяга возникает из-за разности масс столбов наружного воздуха и воздуха (нагретого и увлажненного) внутри градирни.

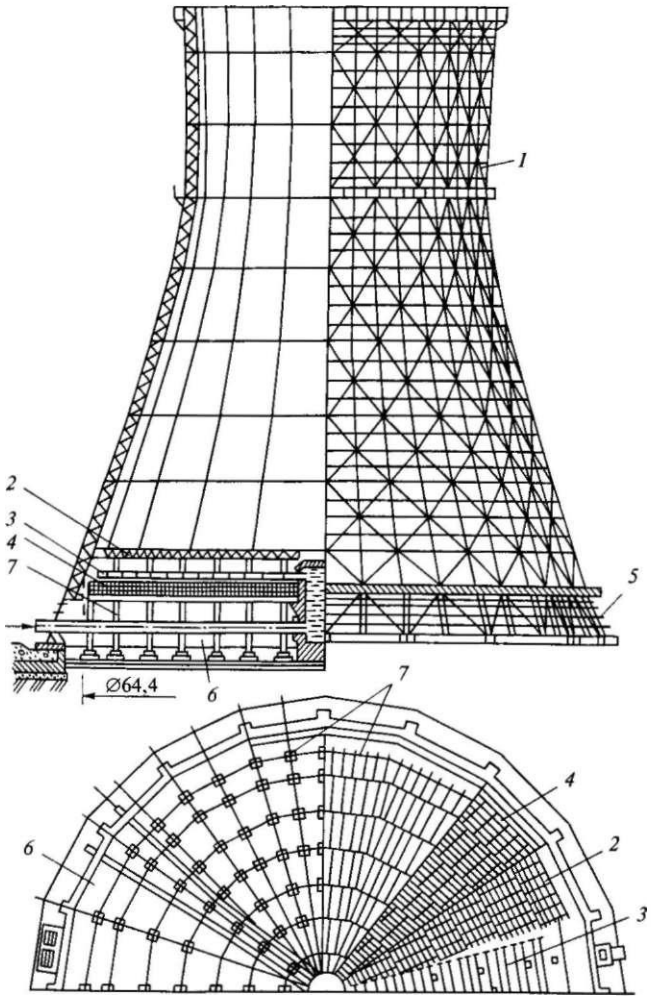


Рис. 11.6. Башенная противоточная градирня:

1 — вытяжная башня; *2* — водоуловитель; *3* — водораспределительная система; *4* — ороситель; *5* — воздухорегулирующее устройство; *6* — водосборный бассейн; *7* — несущий опорный каркас

Охлаждение воды происходит за счет конвективного теплообмена и частичного испарения ее. Высота вытяжной башни составляет до 100 м, а выходной диаметр — 45—60 м.

Площадь поверхности орошения крупных градирен достигает 10 000 м^2. Оросительное устройство выполняется из асбоцементных листов высотой 1,2 м с расстоянием между листами 0,025 м. Для крупных градирен устанавливается двухъярусный ороситель с расстоянием между ярусами 0,5 м. Под градирней сооружается бассейн сбора воды глубиной до 2 м. В районах с жарким климатом применяют градирни с искусственной вентиляцией. В верхней части таких градирен устанавливают вентилятор. Это позволяет существенно уменьшить габариты вытяжной башни, но при этом увеличиваются затраты электроэнергии на собственные нужды электростанции на 0,5—0,7 %.

Для характеристики эффективности работы градирен используются показатели плотности орошения $g_г = G_{о.в}/F_{ор}$, м^3/(м^2 · ч), и удельной тепловой нагрузки $q_т = Q_к/F_{ор} = G_{о.в}\Delta h/F_{ор}$, кДж/ (м^2 · ч), где Δh — разность энтальпий воды до охлаждения и после него; $F_{ор}$ — площадь поверхности орошения.

В табл. 11.2 приведены основные технические характеристики наиболее распространенных башенных градирен.

Тепловой расчет градирен производится с помощью номограмм (рис. 11.7), которые позволяют определять для каждого типоразмера градирни температуру

Таблица 11.2

Основные технические характеристики башенных градирен

Тип	Площадь поверхности орошения, м^2	Гидравлическая нагрузка, тыс. м^3/ч	Плотность орошения, м^3/(м^2 · ч)	Высота градирни, м	Высота подачи воды, м	Диаметр входного сечения башни, м
БГ-1600-70	1600	10—12	6—8	53,7	6,05	30,4
БГ-2100-70	2100	13,5—16	6—8	64,8	8,7	33
БГ-2600-70	2600	16,5—20	6—8	71	5	37,9
БГ-3200-73	3200	20—26	6—8	81	10	40,4
БЖГ-4000-72	4000	28—32	7—8	90	11	43

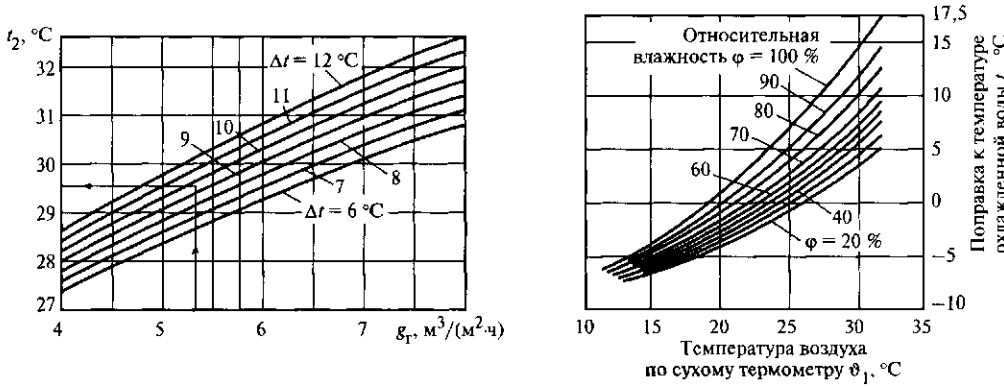


Рис. 11.7. Номограмма для расчета капельно-пленочной градирни

охлажденной воды t_2 в зависимости от температуры наружного воздуха по сухому термометру ϑ_1, его относительной влажности φ_1, плотности орошения $g_г$ и температурного перепада Δt.

Потери воды при охлаждении ее в градирне определяются суммой потерь от испарения $g_п$, с уносом $g_у$ и продувкой $g_{пр}$. Количество испаряющейся воды находится из выражения $g_п = \alpha\Delta t$, %, где значения α принимаются в зависимости от ϑ_1:

ϑ_1, °С	–20	–15	–10	0	10	20	30	40
α, %/°С	0,035	0,042	0,055	0,087	0,12	0,14	0,15	0,16

Для снижения потерь с уносом капельной влаги уходящим воздухом в градирнях с площадью поверхности орошения более 1000 м^2 устанавливаются водоуловители. Для таких градирен значение $g_у$ не превышает 0,1 %. При отсутствии водоуловителей $g_у$ = 0,5 %.

Потери с продувкой обусловлены необходимостью поддержания заданного солесодержания охлаждающей воды и предотвращения накипеобразования в трубках конденсаторов. Значения этих потерь, %, определяются по выражению

$$g_{пр} = Ж_к g_п/(Ж_к^{пр} - Ж_к) - g_у, \qquad (11.9)$$

где $Ж_к$ и $Ж_к^{пр}$ — текущая и предельно допустимая карбонатные жесткости воды.

Величина $Ж_к^{пр}$, при которой начинается выпадение карбонатных солей из раствора, зависит от содержания в воде свободной углекислоты и температуры воды. Значение ее определяется экспериментально. Повышение $Ж_к^{пр}$ достигается за счет подкисления или фосфатирования воды. Обычно потери с продувкой не превышают 3 %.

Для районов с ограниченными водными ресурсами находят применение радиаторные (сухие) градирни. Вода в таких градирнях прокачивается через радиаторы, установленные в нижней части башни, и охлаждается потоком воздуха. Движение воздуха может осуществляться за счет как естественной тяги, так и тяги специально устанавливаемого вытяжного вентилятора.

На современных ТЭС давление отработавшего пара находится в интервале 3—6 кПа, что соответствует температуре конденсации водяного пара 24—36 °С. Недогрев охлаждающей воды до температуры конденсации не должен превышать 3—5 °С. С учетом этого оптимальный режим работы турбоустановок в летний период будет осуществляться при температуре охлажденной воды 27—30 °С.

Выбор системы технического водоснабжения для ТЭС производится по результатам технико-экономического сопоставления различных вариантов, приведенных к равным условиям по отпуску электроэнергии и воздействию на окружающую среду. Сопоставление систем технического водоснабжения приведено в табл. 11.3. По снижению воздействия на окружающую среду наиболее эффективным является использование оборотного водоснабжения с градирнями.

В последние годы начали интенсивно применяться схемы с гибридными градирнями и *комбинированные системы* водоснабжения. Гибридные градирни совмещают в себе принцип оросительного пленочного охлаждения с охлаждением

Таблица 11.3

Параметры конденсации пара при различных системах технического водоснабжения

Показатель	Система водоснабжения			
	Прямоточная	Оборотная		
		Пруды-охладители	Башенные градирни	Радиаторные градирни
Среднегодовая температура охлаждающей воды, °С	11	16	22	31
Температура конденсации пара, °С	26	31	39	43
Давление в конденсаторе, кПа	3,4	4,5	7,1	8,7

в радиаторах в одной башенной градирне. Комбинированные системы сочетают охлаждение воды, поступающей из конденсаторов, по прямоточной схеме или схеме с прудом-охладителем с охлаждением воды, поступающей от других аппаратов или механизмов, по оборотной схеме с градирнями.

11.2. Топливное хозяйство ТЭС

Топливное хозяйство ТЭС обеспечивает прием топлива, его хранение, подготовку и транспортировку внутри электростанции.

Принципиальная схема топливного хозяйства ТЭС на твердом топливе показана на рис. 11.8. Доставка твердого топлива осуществляется главным образом железнодорожным транспортом в вагонах грузоподъемностью 63, 94 и 125 т. После автоматического взвешивания вагоны поступают в приемное разгрузочное устройство. Как правило, приемные разгрузочные устройства выполняются закрытого типа и включают в себя приспособления для разгрузки вагонов, приемные бункера и средства для перемещения топлива в тракт топливоподачи или на склад. В зимнее время вагоны со смерзшимся топливом разогреваются перед разгрузкой в размораживающих устройствах.

При расходе топлива на электростанции более 100 т/ч для разгрузки вагонов с топливом применяются стационарные вагоноопрокидыватели. Наиболее распространены роторные вагоноопрокидыватели с поворотом вагона на 270°. Их число на электростанции определяется из расчета разгрузки 12 вагонов в час при одном резервном. Под вагоноопрокидывателем устанавливается бункер, над которым располагается решетка с ячейками 400×400 мм, а под бункером устанавливаются питатель и дискозубчатая дробилка для грубого измельчения топлива. Для предохранения дробилок от поломок металлическими примесями перед ними устанавливаются шкивные электромагнитные сепараторы, являющиеся одновременно приводными барабанами ленточных транспортеров. После дробилок топливо с помощью ленточных конвейеров подается в узел пересыпки. Подача топлива от каждого вагоноопрокидывателя производится одним ленточным конвейером, производительность которого равна производительности вагоноопрокидывателя.

Суточный расход топлива определяется исходя из 24-часовой работы всех энергетических паровых котлов при номинальной нагрузке. Расход топлива водогрей-

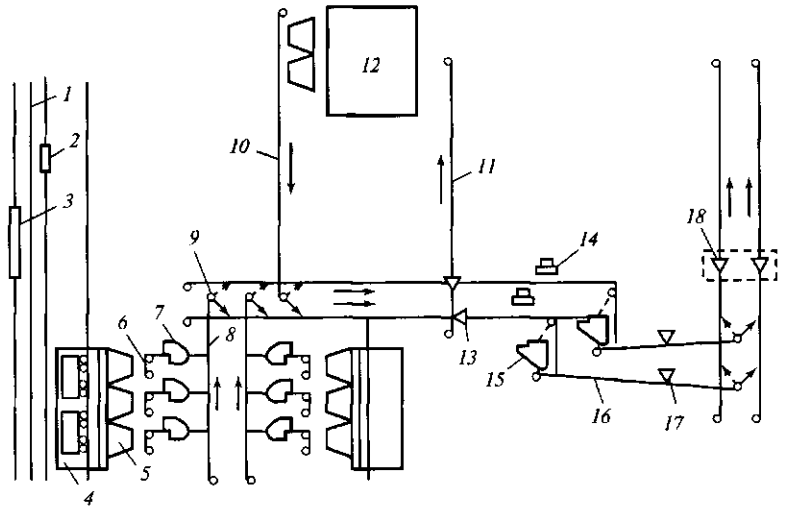


Рис. 11.8. Принципиальная схема топливного хозяйства ТЭС на твердом топливе:
1 — железнодорожные пути; *2*, *17* — весы; *3* — размораживающее устройство; *4* — разгрузочное устройство; *5* — бункеры; *6* — ленточные питатели с барабанными магнитными сепараторами; *7* — дробилки предварительного дробления; *8* — ленточные конвейеры; *9* — узел пересыпки; *10*, *11*, *16* — конвейеры подачи топлива соответственно со склада, на склад и в котельное отделение; *12* — склад; *13* — плужковый сбрасыватель; *14* — подвесной магнитный сепаратор; *15* — дробилка; *18* — плужковый сбрасыватель топлива в бункера котлов

ными котлами устанавливается из условия 24-часовой их работы при покрытии тепловых нагрузок при средней температуре самого холодного месяца.

От первого узла пересыпки топливо с помощью двух наклонных ленточных конвейеров подается к молотковым дробилкам, где происходит его дробление на куски размером не более 25 мм. Перед дробилками устанавливаются шкивный и подвесной электромагнитные железоотделители. Производительность всех установленных дробилок принимается не менее производительности всех конвейеров подачи топлива. Для отсева мелких фракций топлива, не требующих дробления, перед дробилками размещаются грохоты или стационарные колосниковые решетки. После дробилок топливо с помощью ленточных конвейеров поступает на второй узел пересыпки главного корпуса ТЭС, где перегружается на конвейеры бункерной галереи, которые распределяют его по бункерам котлов. Количество поступающего к котлам топлива контролируется взвешиванием его на конвейерах после дробилок.

Полезная вместимость бункеров топлива паровых котлов принимается из условия обеспечения не менее 8-часового запаса для каменных углей марки АШ и не менее 5-часового для бурых углей.

В котельное отделение топливо подается двумя ленточными конвейерами, рассчитанными на трехсменную работу, из которых один является резервным, хотя возможность их одновременной работы должна быть обеспечена.

Для электростанций мощностью 4000 МВт и выше или при расходе топлива более 2000 т/ч топливоподача выполняется с двумя самостоятельными вводами

в главный корпус (один со стороны постоянного торца, другой в центре главного корпуса).

Создание резерва топлива и устранение возможного несоответствия между его поставкой и расходом обеспечиваются складами топлива. Вместимость складов принимается, как правило, равной 30-суточному расходу топлива (для электростанций, располагаемых в районе угольных разрезов или шахт на расстоянии до 40 км, вместимость склада принимается равной 7-суточному расходу, а на расстоянии до 100 км — 15-суточному).

На склад топливо подается однониточным ленточным конвейером от первого узла пересыпки. Со склада оно транспортируется также однониточным конвейером. При этом производительность всех механизмов подачи топлива со склада принимается не менее производительности конвейера.

Срок хранения топлива на складе с запасом более 100 тыс. т устанавливается для бурых углей 0,4—0,5 года, для каменных углей 2—6 лет в зависимости от устойчивости к самовозгоранию.

В системах топливоподачи широко применяются ленточные конвейеры с тканевой прорезиненной лентой шириной 1600—2000 мм и скоростью движения 1,6; 2 или 2,5 м/с. Такие транспортеры имеют производительность от 1600 до 4000 т/ч. Угол подъема стационарного конвейера может достигать 15°, а длина — нескольких сотен метров. Для сбрасывания топлива с ленты конвейера применяются плужковые сбрасыватели, которые устанавливаются над лентой и снабжаются устройством подъема и опускания.

Для отбора из потока дробленого топлива случайно находящихся в нем древесной щепы, тряпья и бумаги, которые могут служить причиной аварий механизмов пылеприготовления и горелок котла, используются щепоуловители. Щепоуловитель представляет собой гребенчатый ротор диаметром около 1 м с несколькими рядами гребенок по окружности. Их устанавливают в потоке мелкодробленого топлива, падающего с барабана ленточного конвейера (в частности, на узле пересыпки в главном корпусе электростанции). При вращении ротора гребенки прочесывают поток падающего угля, выхватывая примеси, и удаляют их.

Вторичное дробление топлива на куски размером не более 25 мм происходит в молотковых дробилках производительностью до 1250 т/ч. Работа каждой дробилки предусматривается только с одной линией конвейера. Как и при предварительном дроблении, перед дробилками устанавливаются решетки для отсеивания мелких фракций, что позволяет повысить эффективность дробления.

Для улучшения санитарных условий труда обслуживающего персонала, а также предотвращения пожаров и взрывов, которые могут происходить из-за отложений пыли в системе топливоподачи, применяют эффективное обеспыливание. При этом используются аспирация, паро-, гидро- и пенообеспыливание. Наибольший эффект достигается при применении пенообеспыливания противопыльным 30 %-ным концентратом. Распыленный воздухом пенораствор, содержащий поверхностно-активные вещества (в основном продукты переработки нефти), закрывает топливо пеной толщиной до 20 мм, что препятствует выходу пыли и выбиванию ее при пересыпке и разгрузке топлива. Серийно выпускаемые пенообразователи производительностью 2—3 $м^3$/мин устанавливаются в местах разгрузки и пересыпки топлива.

Для удаления угольной пыли в помещениях топливоподачи применяют туманообразователи.

При хранении и транспортировке топлива неизбежны его потери. Значения потерь топлива при переработке и хранении нормируются и составляют в зависимости от вида топлива: при разгрузке 0,05—0,1 %; при пересыпках на тракте топливоподачи, подаче на склад и выдаче с него 0,15—0,25 % и при хранении на складе в течение года 0,2—0,3 %.

Хранение топлива на складе требует постоянного наблюдения и обслуживания. Во избежание самовозгорания топлива на складе штабели и их откосы уплотняют укаткой бульдозерами и катками. Систематически контролируют температуру внутри штабеля: при непрекращающемся росте температуры выше 60 °С топливо со склада отправляют в тракт топливоподачи к котлам. Кроме бульдозеров склады оснащены кранами-перегружателями непрерывного действия с ковшовыми транспортерами производительностью 1800 т/ч и пролетом моста 90 м или роторными погрузочными машинами производительностью 1500—2000 т/ч.

В качестве жидкого топлива на ТЭС используется тяжелый продукт переработки нефти — мазут. Он применяется как основное топливо и как резервное для электростанций, работающих на газе, а также как растопочное — на электростанциях, работающих на твердом топливе.

Суточный расход мазута определяется в расчете на 20-часовую работу всех энергетических паровых котлов при номинальной нагрузке и 24-часовую работу водогрейных котлов для покрытия тепловых нагрузок при средней температуре самого холодного месяца.

Мазутное хозяйство (рис. 11.9) включает в себя систему мазутопроводов, паро- и конденсатопроводов, насосные станции, приемно-разгрузочные устройства, емкости для слива и хранения, очистные сооружения.

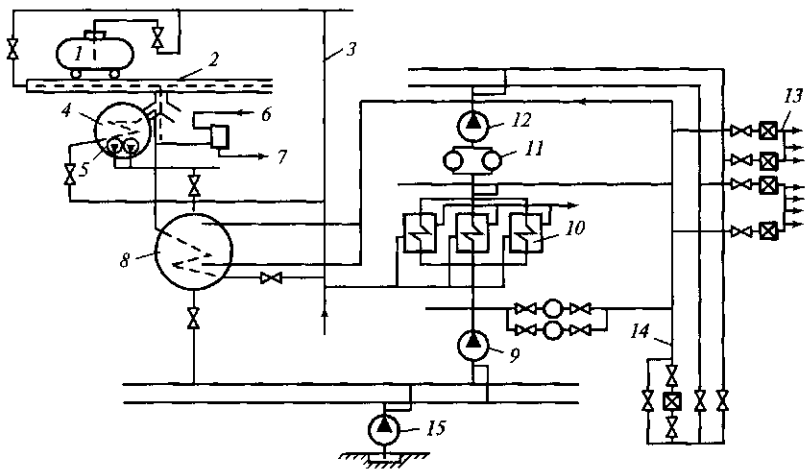


Рис. 11.9. Принципиальная схема мазутного хозяйства ТЭС:

1 — железнодорожная цистерна; *2* — сливная эстакада; *3* — трубопровод подвода пара; *4* — приемно-разгрузочная емкость; *5* — насосы; *6* — трубопровод подвода охлаждающей воды к барботеру; *7* — слив; *8* — емкость хранилища; *9, 12* — насосы первого и второго подъемов; *10* — подогреватели; *11* — фильтр; *13* — трубопровод подвода мазута к горелкам котла; *14* — трубопровод рециркуляции; *15* — дренажный насос

Доставка мазута на электростанцию выполняется в основном железнодорожным транспортом. Приемно-разгрузочное устройство на ТЭС состоит из разгрузочной эстакады, оборудованной системой межрельсовых лотков и разводящих каналов для самотечного слива, приемных резервуаров и устройства для разогрева мазута.

Вместимость приемных резервуаров принимается не менее 20 % вместимости цистерн, устанавливаемых под разгрузку. Для разогрева мазута в цистернах используют пар давлением 0,8—1 МПа с температурой 200—220 °С, который вводится в цистерны по гибким шлангам с соплами. В зависимости от марки мазута подогрев его ведется до определенной температуры, равной 40—75 °С. При этом обводнение мазута достигает зимой 5 %. Обводнение устраняется в хранилищах с циркуляционным разогревом, при котором происходит выпаривание воды и снижение влажности мазута до 1 %.

Вместимость мазутохранилищ предусматривается равной: для электростанций, использующих мазут в качестве основного топлива, — 15-суточному запасу; для электростанций на газе, использующих мазут как резервное топливо, — 10-суточному запасу; для электростанций на газе, использующих мазут как аварийное топливо, — 5-суточному запасу и для пиковых водогрейных котлов — 10-суточному запасу.

Растопочное мазутное хозяйство для электростанций на твердом топливе сооружается при общей производительности котлов более 8000 т/ч с тремя резервуарами вместимостью 3000 м^3; при меньшей мощности электростанции устанавливаются также три резервуара вместимостью 2000 м^3.

Подогрев мазута в резервуарах производится циркуляционным способом, который обеспечивает интенсивное перемешивание мазута и выравнивание температуры в баке, что способствует выпариванию влаги.

К энергетическим и водогрейным котлам мазут подается от мазутного хозяйства по двум магистралям, каждая из которых рассчитана на 75 % номинальной подачи с учетом рециркуляции. Подача основных мазутных насосов выбирается с учетом дополнительного расхода на рециркуляцию. Для рециркуляционного разогрева мазута предусматривается по одному резервному насосу и подогревателю.

Пар к подогревателям также подводится по двум магистралям, каждая из которых рассчитана на подачу 75 % необходимого расхода. Откачка конденсата из подогревателей осуществляется не менее чем двумя конденсатными насосами.

При использовании мазута в качестве растопочного топлива вместимость приемной емкости принимается равной не менее 120 м^3 (без резервирования насоса перекачки). Подача мазута в котельное отделение производится по одному трубопроводу с установкой не менее двух насосов, в том числе одного резервного. Пропускная способность мазутопроводов и подача насосов в этом случае предусматриваются с учетом общего числа, мощности и режима работы агрегатов электростанции. При этом число одновременно растапливаемых агрегатов должно быть не более четырех по 200 МВт или трех по 300 МВт и более с нагрузкой до 30 % номинальной для конденсационных станций или двух наибольшей производительности с нагрузкой до 30 % номинальной на ТЭЦ. Для уменьшения коррозии и загрязнения поверхностей нагрева котла при сжигании мазута применяются присадки на органической или минеральной основе.

Наиболее простым является топливное хозяйство электростанций, работающих на газовом топливе. Однако при сооружении таких электростанций, как правило,

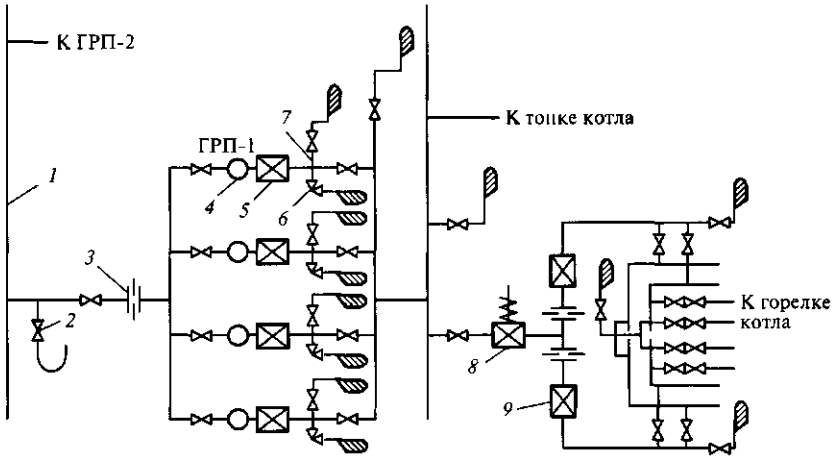


Рис. 11.10. Принципиальная схема газового хозяйства ТЭС:

1 — магистраль газа от ГРС; *2* — конденсатоотвод; *3* — расходомер; *4* — фильтр; *5* — регулятор давления; *6*, *8*, *9* — соответственно предохранительный, отсечной и регулирующий клапаны; *7* — свеча для продувки газопровода

предусматривается возможность их работы не только на газе, но и на мазуте. Схема газового хозяйства электростанции показана на рис. 11.10.

На территории электростанции не предусматриваются газохранилища. Газ поступает на электростанцию от магистрального газопровода или от газораспределительной станции (ГРС) с давлением 0,6—1,2 МПа (высокого давления) или 0,3—0,5 МПа (среднего давления). Для снижения давления до необходимого по условиям работы горелок котлов устанавливается газораспределительный пункт (ГРП). Обычно ГРП размещается в отдельном здании на территории электростанции и оборудуется предохранительными противопожарными и противовзрывными устройствами. Производительность ГРП рассчитывается на максимальный расход газа всеми котлами электростанции. Для конденсационных станций мощностью до 1200 МВт и ТЭЦ паропроизводительностью до 4000 т/ч сооружается один ГРП, а для электростанций большей мощности — два или более. В каждом ГРП предусматривается одна резервная установка для регулирования давления газа. Все газопроводы к ГРП и до паровых котлов прокладываются над землей и не резервируются.

11.3. Очистка продуктов сгорания на ТЭС

При сжигании топлива на ТЭС образуются продукты сгорания, содержащие летучую золу, частицы недогоревшего пылевидного топлива, сернистый и серный ангидрид, оксиды азота и газообразные продукты неполного сгорания, а при сжигании мазута, кроме того, соединения ванадия, соли натрия, коксик и частицы сажи. В золе некоторых топлив имеются мышьяк, свободный диоксид кремния, свободный оксид кальция и др.

Проектирование и сооружение электростанций ведутся с соблюдением требований по предельно допустимым концентрациям основных выбросов, загрязняющих атмосферу отходящими газами, на уровне дыхания человека. Это обеспечивается установкой эффективных золоуловителей и сооружением дымовых труб, позво-

ляющих рассеивать дымовые газы на большие расстояния, снижая тем самым локальные концентрации вредных веществ.

Золоуловители должны иметь коэффициент золоулавливания не менее 99 % для КЭС мощностью 2400 МВт и выше и ТЭЦ мощностью 500 МВт и выше при приведенной зольности топлива не более 4 %, при большей зольности коэффициент золоулавливания должен быть не менее 99,5 %. Для КЭС и ТЭЦ меньшей мощности коэффициент золоулавливания принимается от 96 до 99 %.

В качестве золоуловителей, как правило, используются электрофильтры, мокрые золоуловители и батарейные циклоны.

Схема устройства батарейного циклона приведена на рис. 11.11. Дымовые газы по подводящему газоходу поступают во входную камеру и распределяются по рас-

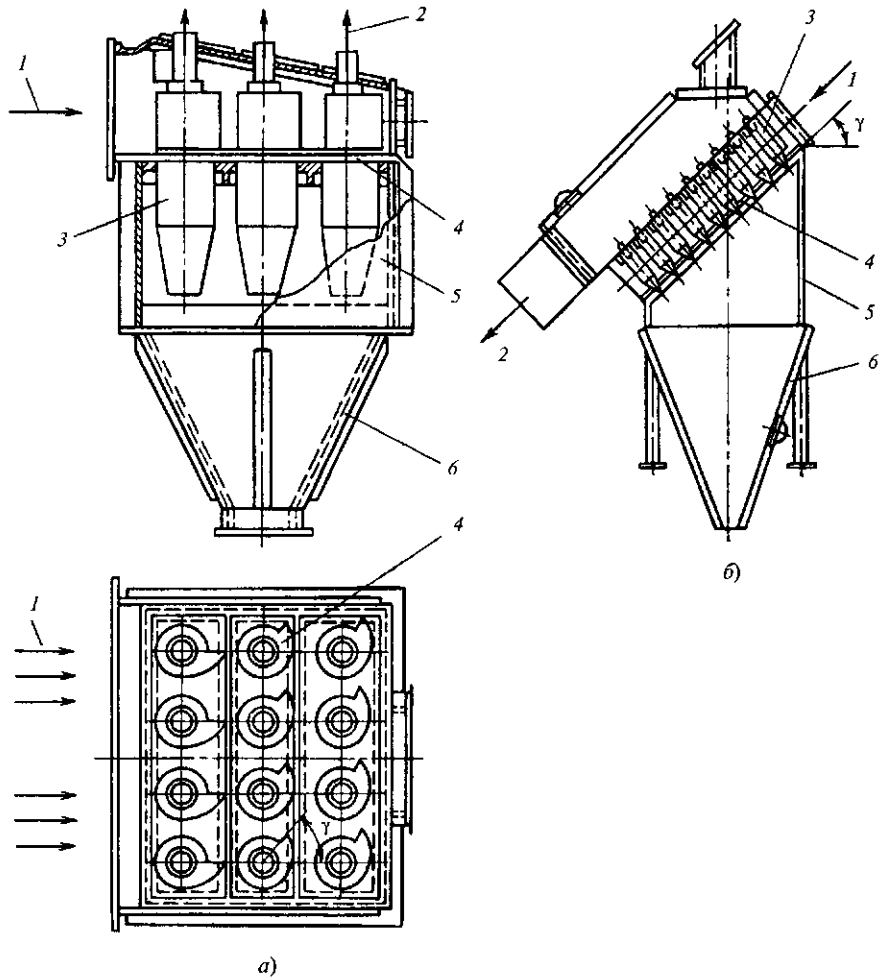


Рис. 11.11. Конструкции батарейных циклонов:

а — вертикальная установка циклонов; *б* — установка циклонов под углом; γ — угол установки входного патрубка к направлению движения потока газа; *1* — запыленный поток; *2* — очищенные газы; *3* — циклоны; *4* — опорный пояс; *5* — корпус; *6* — бункер золы

положенным в ней циклонам. Благодаря тангенциальному подводу газов к наклонно расположенным входам в циклоны и направляющим аппаратам поток газов закручивается и движется вниз по спирали. Твердые примеси, содержащиеся в газах, под действием центробежных сил прижимаются к стенкам корпуса циклона и попадают в бункер, а поток очищенных газов отводится из верхней части циклона. Степень очистки таких аппаратов составляет до 90 %. Они используются как индивидуально, так и совместно с другими типами золоуловителей, в частности электрофильтрами.

Мокрые золоуловители типов МС-ВТИ и МВ-УООРТГРЭС (рис. 11.12) позволяют очищать дымовые газы на 95—97 %. Принцип их действия основан на отделении частиц золы от потока инерционными силами и их прилипании к пленке воды, омывающей стенки, что исключает возврат частиц в поток газа. В такого типа золоуловителях помимо улавливания золы протекают химические процессы поглощения из дымовых газов оксидов углерода и серы.

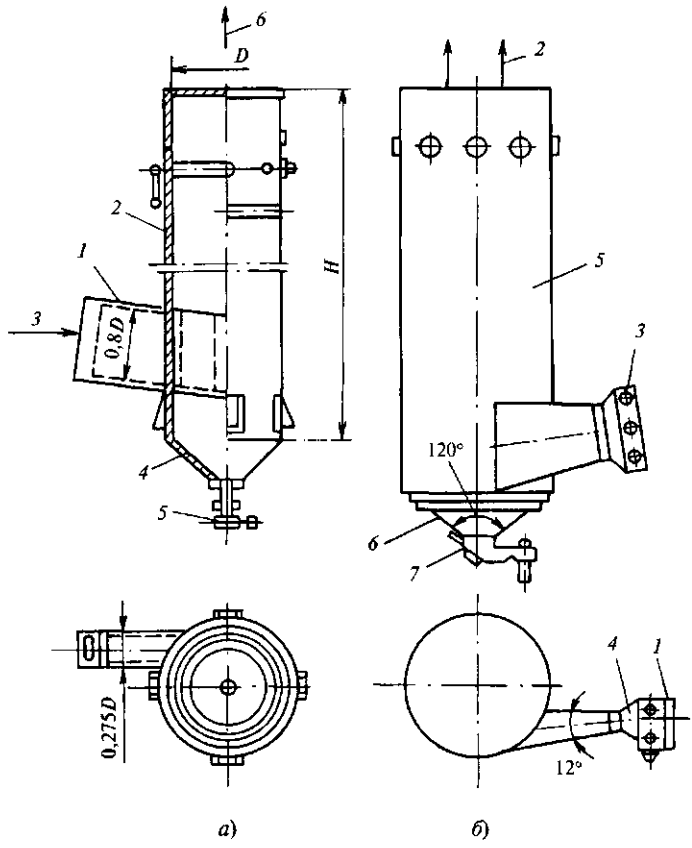


Рис. 11.12. Мокрые золоуловители:

а — центробежный скруббер: *1* — входной патрубок; *2* — корпус; *3* — подвод воды; *4* — бункер; *5* — гидрозатвор; *6* — выход очищенного газа; *б* — скоростной золоуловитель с трубой Вентури: *1* — штуцер входа запыленного потока; *2* — выход очищенного газа; *3* — штуцер подвода воды; *4* — труба Вентури; *5* — корпус; *6* — бункер; *7* — гидрозатвор

Степень очистки мокрых золоуловителей зависит от скорости газов на входе, плотности золы, ее фракционного и химического состава, а также от условий монтажа и эксплуатации.

Мокрые золоуловители отличаются высокой эффективностью, относительно невысокой стоимостью, умеренными габаритами, простотой обслуживания и относительно небольшими эксплуатационными расходами. Производительность таких аппаратов составляет до 250 м^3/ч, а расход воды — до 40 т/ч. Гидравлическое сопротивление 800—900 Па (80—90 мм вод. ст.). Они надежны в работе и используются в качестве самостоятельных золоуловителей. Недостатком в их работе является существенное (до 30 °С) понижение температуры газов. Ограничением к их применению являются высокое содержание серы в сжигаемом топливе (более 1 % на 4,2 МДж/кг теплоты сгорания), а также низкая температура газов на входе в золоуловитель — не более 200 °С.

В качестве основных золоулавливающих устройств мощных электростанций используются электрофильтры: горизонтальные одно-, двух- и трехсекционные и унифицированные вертикальные одно-, двух- и трехсекционные.

Для электроснабжения фильтров устанавливаются тиристорные агрегаты для выпрямления тока. Степень очистки газов в электрофильтрах зависит от свойств золы, скорости движения газов и конструкции аппарата.

Очистка дымовых газов в электрофильтре (рис. 11.13) происходит в результате создания неравномерного электрического поля высокого напряжения (примерно 50 кВ)

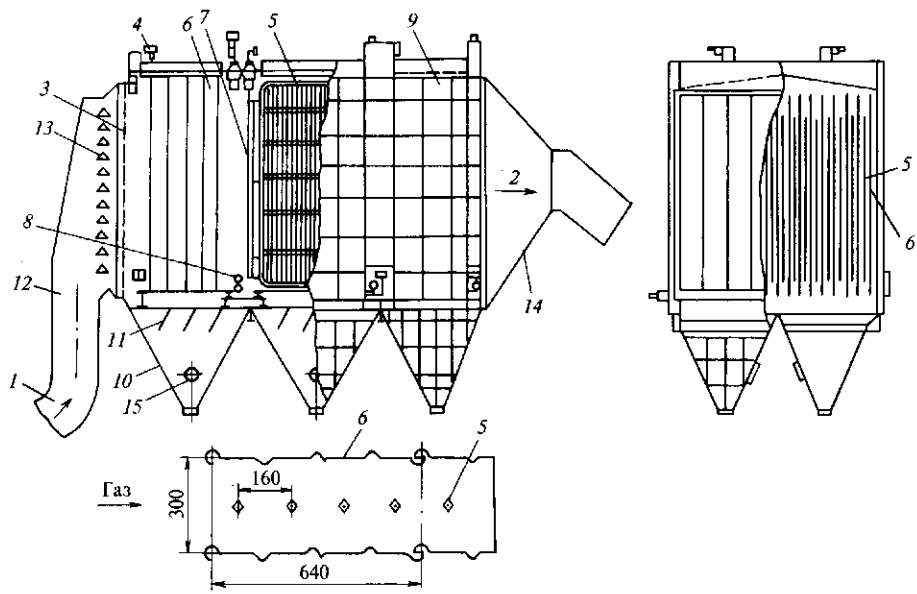


Рис. 11.13. Трехпольный двухсекционный электрофильтр типа ЭГА:

1 — штуцер для входа запыленного потока газа; *2* — выход очищенного газа; *3* — газораспределительная решетка; *4* — клеммы подвода тока высокого напряжения; *5, 6* — коронирующий и осадительный электроды; *7, 8* — механизмы встряхивания соответственно коронирующих и осадительных электродов; *9* — корпус; *10* — бункер; *11* — перегородка для уменьшения перетока газа; *12* — подъемная шахта; *13* — объемные газораспределительные элементы; *14* — конфузорный отвод газов; *15* — смотровые люки

и образования коронного разряда между электродами. Образующиеся в зоне коронного разряда ионы и электроны вызывают ток от коронирующих к осадительным электродам — ток короны (удельный ток короны при сжигании каменных углей 0,2—0,35, при сжигании бурых углей 0,3—0,5 мА/м^2). Частицы золы, находясь между электродами, заряжаются под действием сил электрического поля, двигаются к осадительным электродам и осаждаются на них. При длительности пребывания газов в активной зоне фильтра не менее 8 с и скорости движения их 1,2—1,5 м/с степень улавливания составляет 99—99,8 %. При этом концентрация примесей в очищаемом газе для горизонтальных электрофильтров должна составлять не более 50, а для вертикальных — не более 30 г/м^3. Эффективность улавливания существенно зависит от электрических свойств газового потока, прежде всего от электрического сопротивления золовых частиц. С повышением удельного электрического сопротивления частиц скорость осаждения снижается. Наибольшее электрическое сопротивление имеет зола углей с малыми содержаниями горючих в уносе, серы и влаги в топливе. К такому топливу относятся экибастузский и кузнецкий каменные угли. Наибольшее электрическое сопротивление имеет зола при температуре 100—200 °С. Любое отклонение от указанных значений температуры способствует повышению эффективности улавливания золы. Поэтому может рассматриваться вариант установки электрофильтров до воздухоподогревателя, хотя это сопряжено с определенными трудностями и потерями теплоты. Для повышения эффективности улавливания возможно также введение в дымовые газы присадок, уменьшающих электрическое сопротивление золы (карбоната натрия, аммиака, триоксида серы).

Самым простым способом повышения эффективности улавливания является увлажнение дымовых газов. В этом плане благоприятна комбинация фильтров: мокрого золоуловителя и электрофильтра. Увеличение влажности и снижение температуры газов в мокром золоуловителе обеспечивают эффективное улавливание золы в электрофильтре. Общая степень улавливания золы при этом достигает 99—99,5 %.

Выбор электрофильтров производится по активному сечению для прохода газов, необходимой площади осаждения и требуемому числу полей. При этом рекомендуется устанавливать число корпусов фильтра равное числу дымососов. Скорость газов в активном сечении фильтра принимается 1,3—1,8 м/с в зависимости от электрических свойств золы. Необходимая площадь осаждения и число полей определяются исходя из принятого значения проскока золовых частиц и скорости их дрейфа к осадительным электродам с учетом свойств золы углей и дымовых газов.

Основным мероприятием по снижению количества оксидов азота в дымовых газах является непосредственное воздействие на процесс их образования в топочных камерах паровых котлов. Снижение доли оксидов серы в дымовых газах может быть достигнуто очисткой как самого топлива, так и газов. Однако до настоящего времени все методы очистки газов от оксидов сложны и дороги и нуждаются в дальнейшем изучении и совершенствовании.

11.4. Отвод дымовых газов в атмосферу

Уменьшение загрязнения атмосферы вредными примесями дымовых газов достигается максимальным их рассеиванием с помощью дымовых труб. Эффективность рассеивания выбросов тем выше, чем больше высота дымовой трубы и скорость газов на выходе из ее устья. Существенное значение при этом имеет состояние атмосферы.

При определении высоты дымовой трубы исходят из того, что наибольшая концентрация вредных примесей на уровне земли и на некотором расстоянии от трубы при неблагоприятных метеорологических условиях должна быть не выше предельно допустимых значений. Неблагоприятные метеорологические условия складываются тогда, когда скорость ветра достигает опасного значения и происходит вертикальный турбулентный обмен в атмосфере. При этом концентрация вредных примесей на уровне дыхания людей достигает максимального значения. Расчет ведется для условий, при которых атмосфера уже имеет некоторую (фоновую) загазованность от других промышленных объектов или других электростанций, а на ТЭС, для которой определяется высота дымовой трубы, приняты все меры для снижения количества вредных примесей в дымовых газах.

Высота дымовой трубы определяется по выражению

$$H = \sqrt{\frac{AMFm}{\text{ПДК} - c_{\text{ф}}}}\sqrt[3]{\frac{N}{V\Delta T}}, \qquad (11.10)$$

где A — коэффициент, учитывающий условия рассеивания (принимается в зависимости от климатических условий района размещения электростанции от 120 до 240); M — суммарное количество вредных примесей, г/с; F — коэффициент, учитывающий скорость оседания (для газообразных примесей $F = 1$, для пыли $F = 2$); m — безразмерный коэффициент, учитывающий условия выхода дымовых газов из устья трубы ($m = 1$ при $w = 10 \div 15$ м/с; $m = 0{,}8$ при $w = 30 \div 35$ м/с); $c_{\text{ф}}$ — фоновая концентрация вредных примесей в атмосфере, мг/м^3; N — число дымовых труб одинаковой высоты, шт.; ΔT — разность между температурой дымовых газов на выходе из трубы и средней температурой воздуха, К; V — объемный расход дымовых газов, м^3/с.

Скорость газов, выходящих из устья трубы, выбирается в зависимости от ее высоты в соответствии с данными, приведенными ниже:

H, м	120	150	180	240	330
Скорость газов w, м/с	15—25	20—30	25—35	30—40	35—45

При наличии в дымовых газах диоксида серы и диоксида азота необходимо учитывать их совместное воздействие на атмосферу. В этом случае количество вредных примесей определяется по выражению

$$M = M_{SO_2} + 5{,}88 M_{NO_2}. \qquad (11.11)$$

Диаметр устья трубы

$$D_0 = 1{,}13\sqrt{V/(Nw)}. \qquad (11.12)$$

Если в дымовых газах электростанции имеются вещества, различающиеся значениями ПДК, высоту трубы принимают по наибольшему значению, определяемому из соотношения (11.10).

Количество выбросов отдельных вредных примесей определяется из выражений, приведенных ниже.

Количество золы и несгоревших частиц

$$M_з = 10(A^р + (q_4 Q^р_н)/32{,}7)\alpha_{ун} B(1-\eta), \qquad (11.13)$$

где $A^р$ — зольность топлива в пересчете на рабочую массу, %; q_4 — потеря теплоты от механического недожога, %; $Q^р_н$ — теплота сгорания топлива, МДж/кг; $\alpha_{ун}$ — доля уноса твердых частиц (для топок с твердым шлакоудалением $\alpha_{ун} = 0{,}95$, для топок с жидким шлакоудалением $\alpha_{ун} = 0{,}7 \div 0{,}8$); B — расход топлива на ТЭС, кг/с; η — коэффициент улавливания в золоуловителях.

Количество оксидов серы

$$M_{SO_2} = 20 S^р B(1-\eta'_{SO_2})(1-\eta''_{SO_2}), \qquad (11.14)$$

где $S^р$ — содержание серы в топливе в пересчете на рабочую массу, %; η'_{SO_2}, η''_{SO_2} — доля оксидов серы, улавливаемых соответственно в газоходах парового котла и золоуловителе (для твердого топлива $\eta'_{SO_2} = 0{,}1$; $\eta''_{SO_2} = 0{,}015 \div 0{,}025$).

Количество оксидов азота

$$M_{NO_2} = 0{,}034 \beta k B Q^р_н (1 - q_4/100), \qquad (11.15)$$

где $k = 12D/(200 + D_н)$; D и $D_н$ — фактическая и номинальная производительности котла, т/ч.

В (11.15) для природного газа коэффициент $\beta = 0{,}85$, для мазута $\beta = 0{,}7 \div 0{,}8$, для углей в зависимости от содержания азота в топливе и способа шлакоудаления значения β приведены ниже:

Содержание азота в топливе $N^г$, %	1	1—1,4	1,4—2	2
Значение β:				
для твердого шлакоудаления	0,55	0,7	1	1,4
для жидкого шлакоудаления	0,8	1	1,4	2

Наилучшее рассеивание вредных веществ в атмосфере достигается при отводе всех дымовых газов ТЭС через одну трубу. Однако при этом увеличивается длина газоходов и снижается надежность работы электростанции в целом. Поэтому на ТЭС предусматривается не менее двух независимых газовых трактов с дымовыми трубами. Размеры дымовых труб по высоте и диаметру устья унифицированы: высота может составлять 180; 210; 240; 270; 300; 330; 360; 390; 420; 450 м; диаметр устья — 6,0; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,0; 13,8 м.

Дымовая труба ТЭС представляет собой сложное и дорогостоящее сооружение. Ее конструкция зависит от высоты, агрессивности дымовых газов, мощности электростанции, свойств золы и способа золоулавливания.

При слабоагрессивных и неагрессивных дымовых газах применяются, как правило, необслуживаемые дымовые трубы с коническим газоотводящим стволом и с вентилируемым воздушным зазором или без него. При сжигании на ТЭС сернистых мазутов или углей, образующих агрессивные дымовые газы, целесообразна

установка обслуживаемых дымовых труб высотой более 240 м с газоотводящим стволом постоянного сечения из стали или кислотоупорного материала. Трубы с противодавлением в зазоре рекомендуется сооружать высотой 240 м и ниже.

Дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами могут выполняться одноствольными и многоствольными. В железобетонной оболочке многоствольной трубы размещается несколько металлических стволов с наружной теплоизоляцией. Между стволами сооружаются лестницы и площадки обслуживания.

Основное требование, предъявляемое к дымовым трубам ТЭС, — это их высокая надежность. В течение всего срока эксплуатации (30—50 лет) труба должна обеспечивать работу электростанции без проведения ремонтов. Такая надежность достигается при выполнении всех требований расчета, проектирования и строительства труб с учетом теплового, агрессивного и механического воздействий газов и окружающей среды.

11.5. Золошлакоудаление на ТЭС

Количество золы и шлака, которое образуется на электростанции, зависит от вида используемого топлива, его зольности, способа его сжигания, расхода и эффективности золоулавливающих устройств. Общее количество шлака и золы, подлежащее удалению с ТЭС, определяется по выражению

$$G_{ш.з} = 0{,}01B(A^{р} + q_4 Q_{н}^{р}/32{,}7)[1 - \alpha_{ун}(1 - \eta_{зу}/100)], \qquad (11.16)$$

где 32,7 — теплота сгорания недожога, МДж/кг; $\eta_{зу}$ — эффективность золоуловителей, %.

Находят применение механическая, гидравлическая, пневматическая и смешанная системы золошлакоудаления. В каждой системе используются элементы другой. Выбор той или иной системы определяется расходом топлива и свойствами золы и шлака, надежностью и экономичностью работы, стоимостными характеристиками, условиями обслуживания, наличием мест для золоотвалов и их удаленностью от электростанции, способом очистки дымовых газов, наличием достаточного количества воды.

Механические системы золошлакоудаления в настоящее время на ТЭС не применяются. Они используются только в малых котельных.

Гидравлические системы получили наиболее широкое распространение. В этих системах могут применяться совместная транспортировка золы и шлака по общим каналам и трубам и раздельная транспортировка — шлака удаляется отдельно от золы по самостоятельным каналам и трубам. Раздельная транспортировка осуществляется в случаях, когда при использовании шлака и золы не допускается их смешение.

Совместное удаление золы и шлака (пульпы) производится багерными насосами, которые могут размещаться в главном корпусе ТЭС или на некотором удалении от него. Багерные насосы устанавливаются с резервным и ремонтным агрегатами на каждой насосной станции. В качестве насосов используются специальные центробежные машины, изготовленные из износостойких материалов. На всасе багерных насосов предусматриваются приемные емкости: не менее чем на 2 мин работы насоса при расположении насосной в главном корпусе и не менее чем на 3 мин при

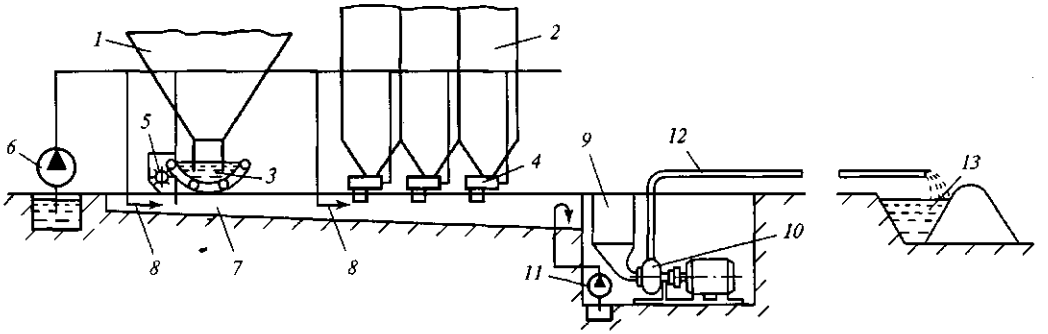


Рис. 11.14. Принципиальная схема золошлакоудаления:

1 — топочная камера котла; *2* — золоуловитель; *3* — ванна со скребковым транспортером для непрерывного шлакоудаления; *4* — золосмывной аппарат золоуловителя; *5* — шлакодробилка; *6* — смывной насос; *7* — шлакозоловой канал; *8* — побудительное сопло; *9* — приемный бункер пульпы с металлоуловителем; *10* — багерный насос; *11* — дренажный насос; *12* — пульпопровод; *13* — золоотвал

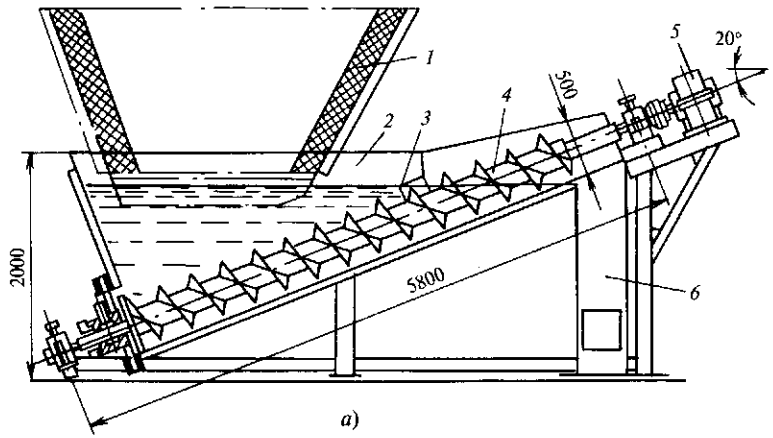
ее размещении за пределами главного корпуса. К одной багерной насосной подсоединяются не менее шести котлов производительностью по 320—500 т/ч, не менее четырех — по 640—1000 т/ч или двух котлов производительностью 1650—2650 т/ч.

К багерным насосам зола и шлак поступают по самотечным золовым и шлаковым каналам, которые в пределах котельного помещения выполняются раздельными. Шлаковые каналы имеют уклон не менее 1,5 %, а при жидком шлакоудалении — не менее 1,8 %, золовые каналы — не менее 1 %. Золошлаковые каналы защищают износостойкой облицовкой. Движение золы и шлака по ним осуществляется под действием потока воды, поступающего из побудительных сопл, которые располагаются в торцах каналов, местах их сопряжения, под каждой шлакосмывной шахтой, под золоспускными течками и по длине каналов. Общая схема золошлакоудаления показана на рис. 11.14.

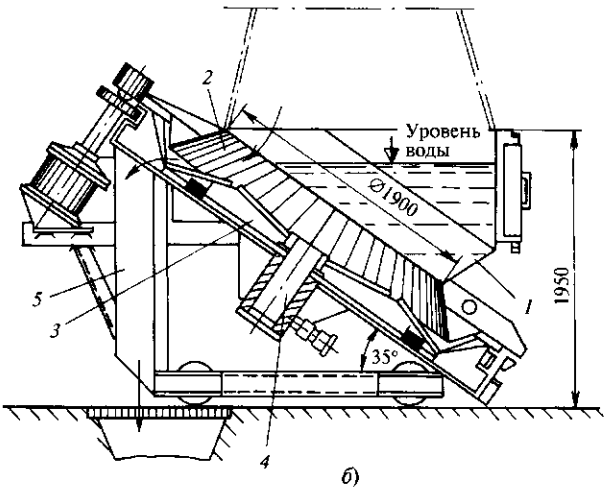
Для удаления летучей золы из бункеров золоуловителей служат золосмывные аппараты. В них происходит смачивание и перемешивание золы с водой. Золосмывные аппараты имеют производительность по сухой золе от 1 до 10 т/ч; кратность смыва составляет от 3 до 4 м^3 воды на 1 т золы. При большом числе золосмывных аппаратов для сброса золовой пульпы прокладывается коллектор длиной до 40 м и диаметром до 300 мм.

Для удаления шлака из топочных камер паровых котлов как в жидком, так и в твердом состоянии служат механизированные устройства непрерывного действия (рис. 11.15): скребковые транспортеры производительностью 25—35 т/ч; шнековые транспортеры (для твердого шлака) производительностью 4—8 т/ч и роторные устройства (для жидкого шлака) производительностью 10 т/ч.

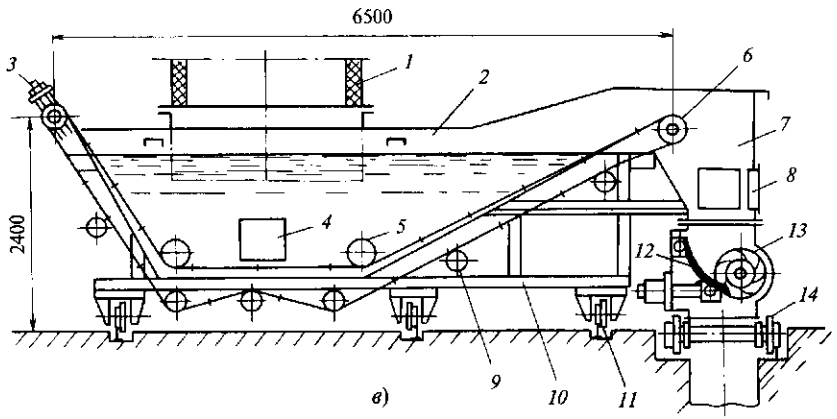
При установке скребкового транспортера предусматривается шлакодробилка для дробления шлака на куски размером 25—50 мм. Объем ванны скребкового транспортера составляет 5,5—8 м^3, скорость движения транспортера — 4—5 м/мин, а расход воды — 12 м^3 на тонну шлака. Роторные устройства не требуют установки дробилок, так как куски шлака измельчаются при их заклинивании между вращающимся диском (ротором) и неподвижной дробильной плитой.


1
2
3
4
5
20°
500
2000
5800
6

а)


2
Уровень воды
Ø1900
1
1950
5
3
35°
4

б)


6500
3
1
2
6
7
8
2400
4
5
13
12
14
9
10
11

в)

←

Рис. 11.15. Устройства для удаления шлака:

а — шнековый шлакоудаляющий транспортер: *1* — бункер холодной воронки; *2* — ванна; *3* — кольцо для дробления шлака; *4* — шнек; *5* — привод шнека; *6* — выход шлака; *б* — роторный шлакоудаляющий транспортер: *1* — корпус; *2* — неподвижная дробильная плита; *3* — ротор; *4* — опора ротора; *5* — короб выхода шлака; *в* — скребковый шлакоудаляющий транспортер: *1* — шахта холодной воронки; *2* — ванна; *3* — натяжное устройство тяговых цепей; *4* — люк; *5* — направляющий каток; *6* — ведущие звездочки; *7* — короб выхода шлака; *8* — люк для очистки дробилки; *9* — поддерживающий каток; *10* — рама-каркас ванны; *11* — ходовые колеса ванны; *12* — скребки; *13* — дробилка; *14* — тележка дробилки

Шнековые транспортеры оборудуются наклонным шнеком диаметром 500—600 мм и длиной 5—8 м, который имеет частоту вращения 2,5—5 $мин^{-1}$. Под топочной камерой можно устанавливать один или два шнековых транспортера суммарной производительностью до 25 т/ч.

При наличии индивидуальных дробилок шлака под паровыми котлами с дроблением его на куски размером 40 мм в багерной насосной шлакодробилки не устанавливаются.

Пульпопроводы от багерной насосной до золоотвалов выполняются из стальных труб диаметром 0,3—0,7 м с толщиной стенки 8—12 мм. Они прокладываются по поверхности земли и разбиваются на участки с фланцами, что дает возможность периодически поворачивать их на 90—120° вокруг оси в целях увеличения срока службы за счет равномерности износа. От каждой насосной прокладывается не менее двух пульпопроводов с одной резервной линией. Скорость движения пульпы принимается 1,5—1,9 м/с в зависимости от вида золошлаков и диаметра пульпопровода.

Площади, выделяемые для организации золошлакоотвалов, должны обеспечивать работу электростанции в течение не менее 25 лет. Вместимость золошлакоотвалов предусматривается достаточной для работы электростанции в течение 5 лет после вывода ее на проектную мощность. Необходимая площадь отчуждения для отвалов строящихся ТЭС оценивается по годовому выходу золошлакового материала и составляет 200—500 га при выходе золы и шлака более 1500 тыс. т/год. Максимальная высота золошлакоотвала 35—40 м.

Суммарный расход пульпы, поступающей на золошлакоотвал, больше количества золы и шлака, удаляемого с ТЭС и определяемого по (11.16), на количество воды, расходуемой для их транспортировки. При расчете системы гидрозолошлакоудаления расход воды определяется по принятой скорости движения пульпы, которая должна быть выше критической, соответствующей движению твердого материала с частичным волочением по дну трубопровода или канала без образования неподвижных отложений. Значения оптимальных скоростей пульпы в пульпопроводах приведены в табл. 11.4.

Таблица 11.4

Оптимальные скорости пульпы, м/с

Условный диаметр пульпопровода, м	Жидкий шлак без золы и с золой	Твердый шлак без золы и с золой	Зола
0,3	1,5—1,7	1,4—1,6	1,25—1,4
0,5	1,6—1,85	1,5—1,7	1,3—1,45
0,7	1,65—1,9	1,55—1,8	1,35—1,5

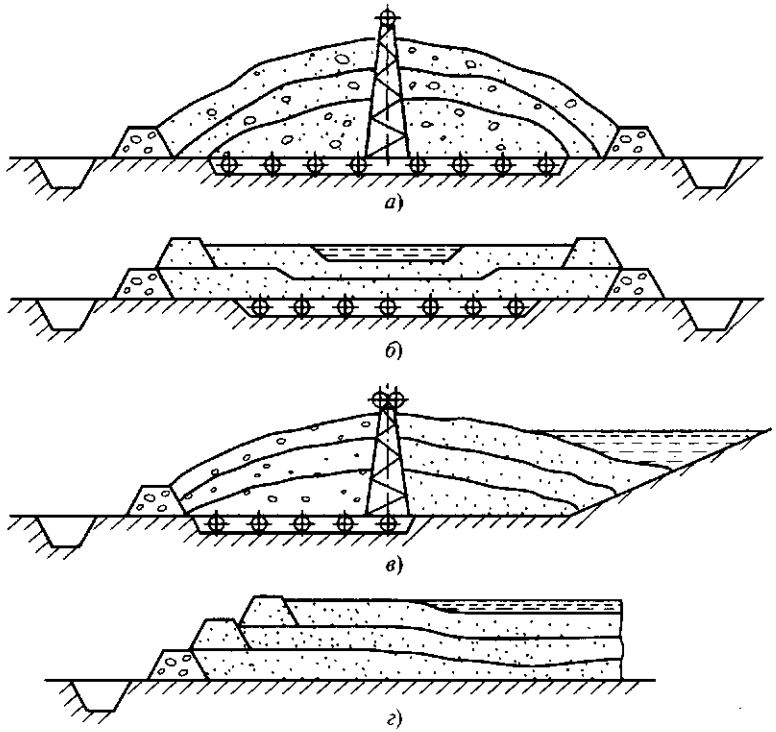


Рис. 11.16. Типы золоотвалов:

а — дренированный, образованный надводным намывом; *б* — дренированный с прудом инфильтрации; *в* — комбинированный с дренированной зоной и отстойным прудом; *г* — с поярусным отвалованием из золошлакового материала

В настоящее время на ТЭС применяются оборотные системы гидрозолоудаления, в которых осветленная на золошлакоотвале вода возвращается для повторного использования. С этой целью сооружают дренируемые золошлакоотвалы, в основании которых по всей территории отвала закладывается система дренажных труб (рис. 11.16, *а*). При таких отвалах отпадает необходимость в дамбах, а качество осветленной воды выше, чем после отстойного пруда. Однако при наличии частиц размером менее 0,1 мм эффективная работа системы дренирования не обеспечивается.

При высоких требованиях к качеству осветленной воды и расходе пульпы 500—1000 м^3/ч могут использоваться дренируемые отвалы с прудом инфильтрации и дамбами (рис. 11.16, *б*). При этом дамбы, образующие начальную емкость отвала, возводятся из грунта, а для их наращивания в процессе эксплуатации используются шлак и зола.

Для раздельного складирования золы и шлака возможно использование комбинированного отвала (рис. 11.16, *в*), а при высокой цементирующей способности золы и содержании шлаковых фракций в пульпе более 20 % наиболее рациональна и экономична конструкция отвала, приведенная на рис. 11.16, *г*.

Водный баланс системы гидрозолоудаления проектируется по нулевому принципу, когда соблюдается годовой баланс воды отстойного пруда и системы гидрозолоудаления, а количество воды, получаемое из отстойного пруда, достаточно для транспортировки золы и шлака. Подпитка системы предусматривается технологическими сточными водами.

Химический состав осветленной воды системы золошлакоудаления зависит от химического состава используемых топлив и наличия газообразных веществ, присутствующих в дымовых газах и растворимых в воде. В зависимости от состава воды предусматривается ее выдержка в бассейнах или отсеках отвалов. Так, если существует опасность образования в тракте осветленной воды отложений гидроксида кальция, то осветленная вода должна выдерживаться не менее 250 ч, а при возможности образования отложений карбоната кальция — 100 ч.

Зола и шлак могут широко использоваться при производстве строительных материалов, цемента, в дорожном строительстве, в сельском хозяйстве и др. С точки зрения широкого использования золы и шлака наиболее эффективным является их раздельное удаление с ТЭС. При этом в ряде случаев целесообразным оказывается применение системы пневмозолоудаления с отгрузкой сухой золы потребителям.

Глава 12

КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА И ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ТЭС

12.1. Основные понятия и структура главного корпуса

Под компоновкой главного корпуса ТЭС понимается взаимное расположение помещений в нем и его строительных конструкций. Главный корпус является основным производственным зданием ТЭС. В нем размещаются основные агрегаты — паровые (возможно, и газовые) турбины с электрическими генераторами, паровые котлы и часть тепломеханического вспомогательного оборудования. Здесь же прокладываются соединительные трубопроводы, электрические коммуникации к агрегатам собственных нужд, монтируются щиты управления работой оборудования.

В машинном зале ТЭС располагаются турбоагрегаты и их вспомогательное оборудование. В котельном цехе (помещении) устанавливаются паровые котлы с некоторым вспомогательным оборудованием (рис. 12.1).

Главный корпус ТЭС на высоте основной отметки обслуживания [на высоте 8 м (иногда до 12 м) считая от уровня планировки строительной площадки] делится на два этажа. Основная отметка обслуживания одинакова для машинного зала, котельного цеха и блочного щита управления (БЩУ).

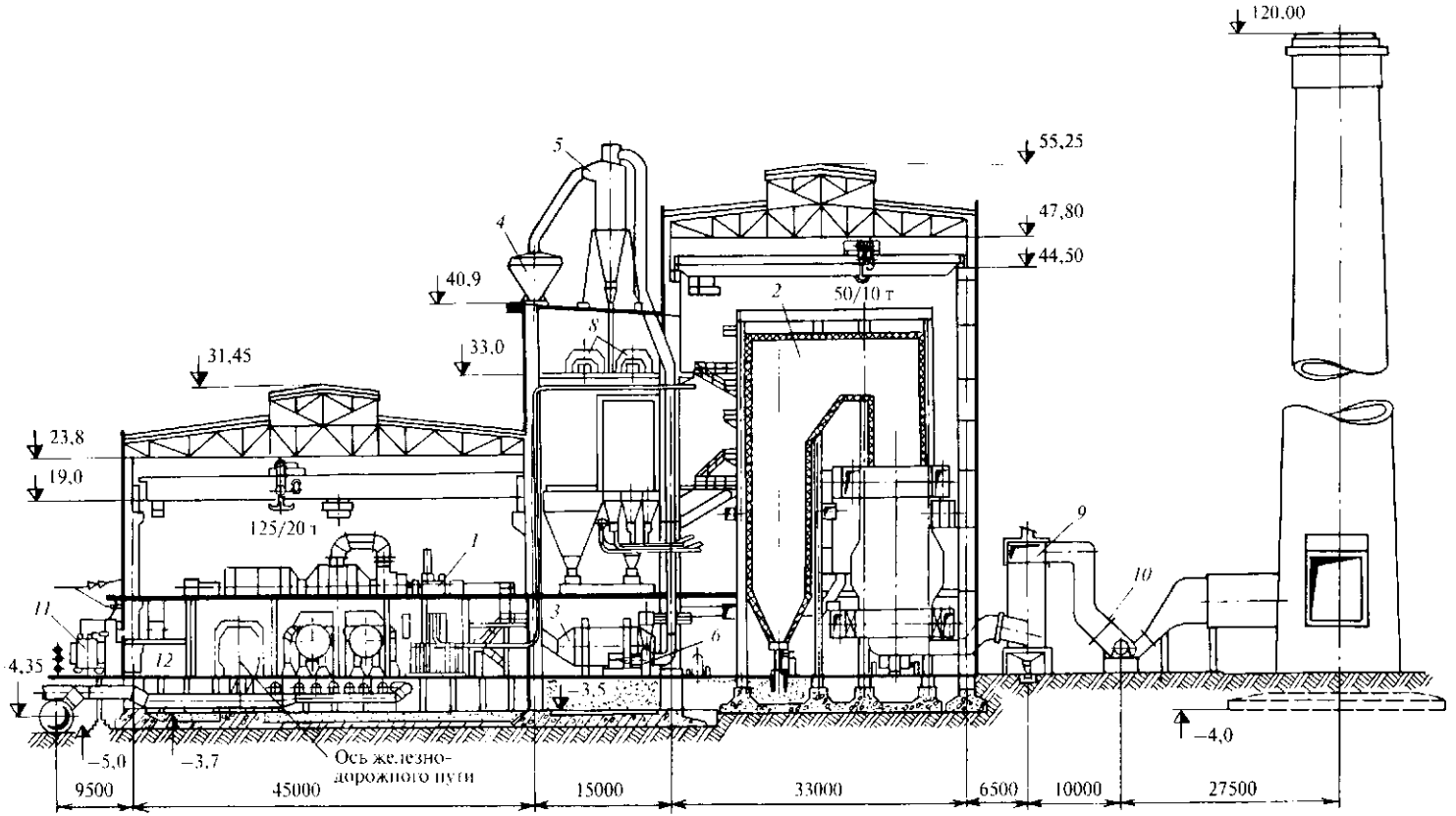
Частично открытый сверху для обслуживания мостовым краном первый этаж машинного зала, где размещаются конденсаторы турбин и вспомогательное турбинное оборудование, называется конденсационным помещением. Здесь располагаются регенеративные подогреватели низкого и высокого давлений, конденсатные, дренажные и бустерные насосы, маслоохладители и маслонасосы, иногда циркуляционные насосы охлаждения конденсаторов турбин. На некотором возвышении над нулевой отметкой машинного зала устанавливаются питательные насосы.

На втором этаже машинного зала на высоте основной отметки обслуживания располагаются паровые турбины, электрические генераторы, их возбудители и паровые эжекторы конденсаторов турбин.

В котельном цехе котлы занимают всю его высоту от нулевой отметки до мостового крана и ферм перекрытия. Часть котельного вспомогательного оборудования — тягодутьевая установка, воздухоподогреватели регенеративные (РВП) и трубчатые, а также золоуловители устанавливаются обычно за внешней стеной котельного цеха на нулевой отметке (на открытом воздухе) и обслуживаются при ремонте отдельным мостовым или полукозловым грузоподъемным краном.

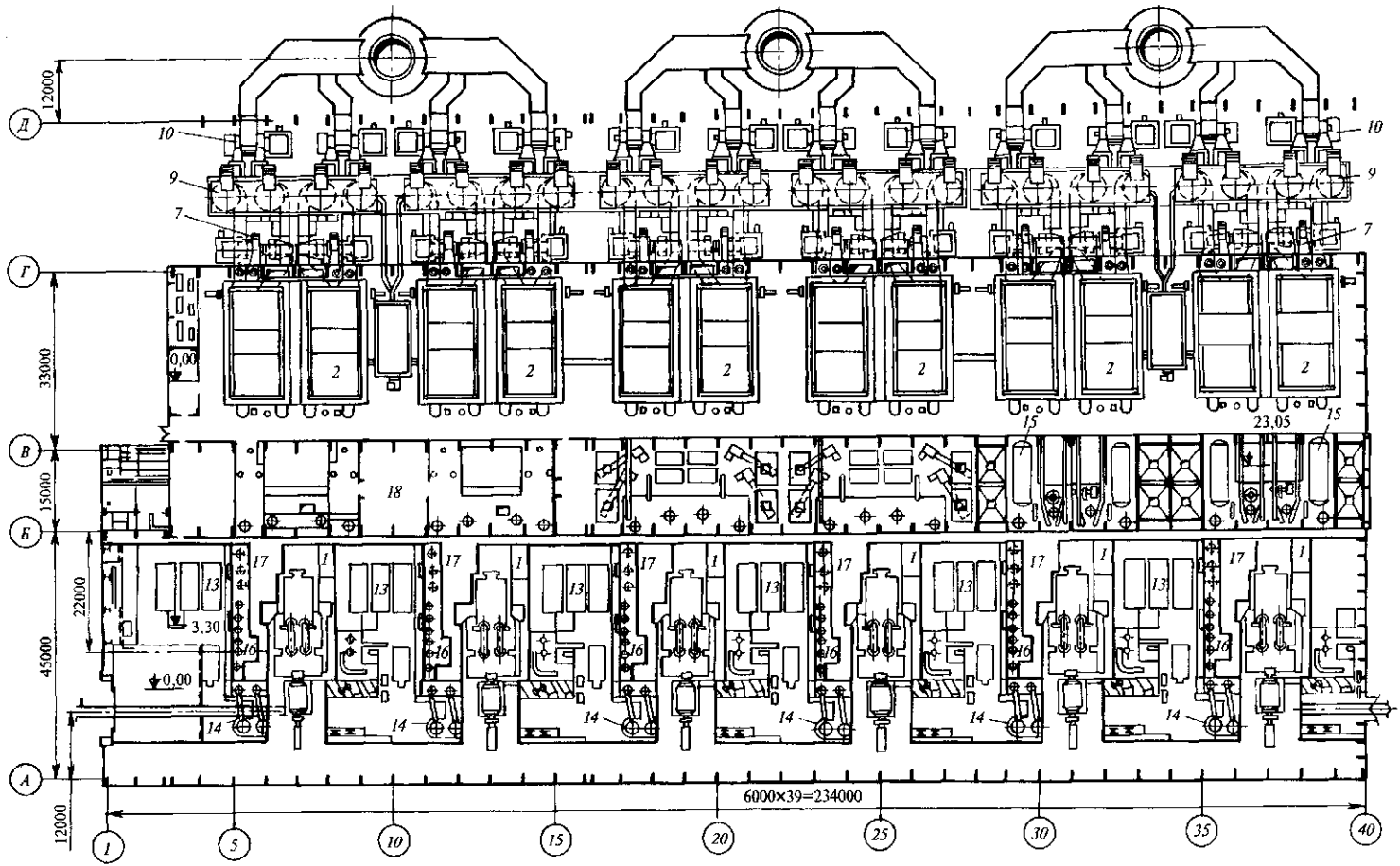
Около топочной камеры котла на высоте основной отметки обслуживания или немного выше располагаются горелки с растопочным устройством и шиберами воздуха.

В состав главного корпуса ТЭС входит также промежуточное помещение, обычно именуемое деаэраторной этажеркой из-за многоэтажности и располагающееся между котельным цехом и машинным залом. Здесь помимо деаэраторов размещаются трубо-



а)

Рис. 12.1 (начало). Компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции мощностью 1200 МВт блочной структуры:
а — поперечный разрез, *1* — турбина К-200-130 с параметрами пара 13 МПа, 565/565 °С; *2* — паровой котел производительностью 640 т/ч с параметрами пара 14 МПа, 570/570 °С; *3* — паровая барабанная мельница; *4* — сепаратор пыли; *5* — пылевой циклон; *6* — мельничный вентилятор; *7* — дутьевой вентилятор; *8* — конвейеры топливоподачи; *9* — золоуловитель типа МП-ВТИ; *10* — дымосос; *11* — повышающий трансформатор; *12* — распределительное устройство собственных нужд; *13* — питательные насосы; *14* — испарители; *15* — деаэраторы; *16* — ПНД; *17* — ПВД; *18* — блочный щит управления; *А—Д* — ряды несущих колонн



б)

Рис. 12.1 (окончание):
б — план главного корпуса (условные обозначения — см. рис. 12.1, вид *а*)

проводы с арматурой, БРОУ (ПСБУ), блочный щит управления и иногда распределительное устройство собственных нужд (РУСН) электростанции и его кабельный полуэтаж. В некоторых случаях деаэраторная этажерка делается встроенной в помещение котельного цеха.

На ТЭС, использующих твердое топливо, в состав промежуточного помещения входят также бункерная этажерка с бункерами угля и пыли, галереей транспортеров и оборудованием для пылеприготовления. Бункерное помещение иногда объединяется с деаэраторным и называется бункерно-деаэраторной этажеркой. На некоторых ТЭС бункерная этажерка размещается отдельно от деаэраторной у внешней стены котельного цеха.

В компоновке различают постоянный и временный торцы главного корпуса (главного здания). Постоянным именуется торец, от которого начинается строительство корпуса. Отсюда же нумеруются ряды колонн главного здания.

Временным торцом называется противоположный торец здания, в направлении которого ТЭС расширяется при дальнейшем строительстве и монтируются последующие агрегаты. Стена временного торца главного здания имеет конструкцию, удобную для расширения главного корпуса. У временного торца на открытом воздухе располагаются монтажные площадки, снабженные козловыми кранами на рельсовом ходу для перемещения оборудования и строительных конструкций. Со стороны временного торца не должно быть никаких сооружений, препятствующих расширению электростанции.

На ТЭС очень старой постройки в состав главного корпуса входит также административно-техническое помещение. В настоящее время на территории ТЭС сооружается отдельное административно-техническое здание, примыкающее к главному корпусу со стороны его постоянного торца и сообщающееся с ним переходным мостиком на высоте основной отметки обслуживания. Здесь размещаются руководящий инженерно-технический персонал, администрация и некоторые лаборатории.

Химический цех (цех водоподготовки) и химическая лаборатория находятся в отдельном вспомогательном корпусе.

Главный электрический щит управления ТЭС обычно располагается в отдельном здании за внешней стеной машинного зала между главным корпусом и объединенным электрическим распределительным устройством (ОРУ) обычно открытого типа и сообщается с машинным залом переходным мостиком на высоте основной отметки обслуживания. В помещении главного электрического щита управления размещается также электрическая лаборатория.

Развитие и совершенствование компоновок главных корпусов ТЭС происходит параллельно с совершенствованием оборудования, повышением его параметров и единичной мощности агрегатов и переходом к блочной структуре ТЭС.

12.2. Требования к компоновке главного корпуса ТЭС

Компоновка главного корпуса ТЭС должна обеспечивать безопасную, надежную и экономичную эксплуатацию оборудования электростанции, отвечать требованиям противопожарной безопасности и охраны труда.

К мерам обеспечения безопасности работы персонала ТЭС применительно к компоновке ее главного корпуса можно отнести, в частности, следующее.

Предохранительные клапаны в котельном цехе должны группироваться на отдельных площадках в стороне от основных проходов обслуживающего персонала, а их выхлопы выходить на крышу котельного цеха.

Взрывоопасное оборудование пылесистем (сепараторы и циклоны) на ТЭС, использующих твердое топливо, должны размещаться на открытом воздухе, обычно на крыше бункерной этажерки вдали от мест нахождения обслуживающего персонала (см. рис. 12.1).

Выхлопные короба взрывных клапанов топок котлов должны выходить наружу.

Ввод топливного газа в котельный цех должен осуществляться через короткие отводы во внешней стене с применением мер против накопления газа в помещении, его возможного взрыва и пожара. Магистрали топливного газа должны прокладываться на открытом воздухе за внешней стеной котельного цеха.

Выводы от электрических генераторов к трансформаторам (шинные мосты) в машинном зале и подвод электропитания к электрическим золоуловителям должны хорошо ограждаться. Помещения РУСН должны быть закрыты для доступа стороннего персонала.

К компоновочным мерам обеспечения надежной работы оборудования ТЭС можно отнести следующее.

Для надежной работы бустерно-питательных и других центробежных насосов их всасывающие линии должны быть по возможности короткими с минимальным числом гибов. Во избежание кавитации и в целях надежной работы центробежных насосов должен быть обеспечен достаточный подпор на их всасе. Это в первую очередь относится к питательным насосам, для чего деаэраторы устанавливают на 20 м выше их оси.

На ТЭС, использующих твердое топливо, предусматривается достаточный угол наклона бункеров во избежание зависания и застревания угля и пыли.

Если над РУСН и БЩУ приходится размещать баки или трубопроводы, между ними должно быть предусмотрено водонепроницаемое перекрытие.

Во избежание замерзания воды зимой в системе гидрозолоудаления необходимо утеплять нижнюю часть электрофильтров при «открытой» их компоновке.

Для обеспечения экономичной работы ТЭС оборудование в главном корпусе по возможности следует располагать в последовательности технологического процесса с минимальными расстояниями между технологически связанными агрегатами. Это способствует снижению потерь теплоты и энергии при транспортировке рабочего тела.

Должна быть создана удобная и короткая по протяженности связь котельного цеха с топливным хозяйством и с системой золошлакоудаления при применении твердого топлива.

Компоновка главного корпуса должна обеспечивать удобство эксплуатации и ремонта оборудования. Основные площадки обслуживания и блочные щиты управления должны располагаться по возможности на одинаковых отметках, чтобы избегать переходов по лестницам. Арматура и местные контрольно-измерительные приборы следует размещать группами в легко доступных и хорошо освещенных местах по возможности на основной отметке обслуживания. Проходы между оборудованием должны быть достаточно широкие. Необходимо наличие монтажно-ремонтных площадок, грузоподъемных механизмов, проемов для подъема и опускания грузов, грузовых и пассажирских лифтов, железнодорожных въездов с широ-

кой колеей через ворота в торцевых стенах котельного и турбинного отделений на нулевой отметке, проездов для грузового автотранспорта.

Компоновка главного корпуса ТЭС должна обеспечивать наилучшие условия труда персонала, надлежащие санитарно-гигиенические условия в помещении главного здания и окружающей местности. Желательно предусмотреть естественное дневное освещение и вентиляцию всех рабочих мест. При отсутствии естественного освещения используются лампы «дневного» света. Блочные щиты управления оборудуются кондиционерами.

Во избежание сквозняков в главном корпусе в зимнее время предусматривается забор воздуха дутьевыми вентиляторами котлов с улицы, а в летнее время для лучшей вентиляции — из верхней части котельного цеха.

Очистку дымовых газов от летучей золы необходимо осуществлять наиболее эффективными средствами — электрофильтрами. При использовании газомазутного топлива главной задачей в этой области является подавление оксидов азота NO_x: в компоновке главного корпуса ТЭС надо предусмотреть место для монтажа эффективных для этого каталитических реакторов.

При применении сернистого топлива в компоновке главного корпуса ТЭС следует предусмотреть место для сероочистки.

Дымовые трубы ТЭС монтируются вне котельного цеха на отдельных фундаментах за золоуловителями и дымососами, их высота достигает 250—400 м, что должно обеспечивать допустимую концентрацию вредных примесей на уровне дыхания человека в окружающей местности.

Более половины капитальных затрат на строительство электростанции приходится на оборудование и строительную часть главного здания. Поэтому рациональный выбор типа его компоновки играет большую роль в снижении стоимости строительства главного корпуса и монтажа оборудования.

Наглядным показателем качества проекта компоновки главного корпуса ТЭС является его удельный строительный объем (на 1 кВт установленной мощности). Для современных ГРЭС этот показатель составляет около 0,6—0,7 $м^3$/кВт, а для ТЭЦ — приблизительно 1,5 $м^3$/кВт.

Удельный строительный объем главного здания ТЭС зависит от тепловой схемы электростанции, вида сжигаемого топлива, единичной мощности устанавливаемых агрегатов, компактности размещения оборудования и степени его открытости (доли оборудования, располагаемого на открытом воздухе). Стремление к снижению удельного строительного объема главное здания ТЭС, однако, не должно идти в ущерб удобству обслуживания и ремонта агрегатов.

Размещение части оборудования на открытом воздухе способствует удешевлению строительства главного корпуса ТЭС. Климат России в ее европейской части, кроме Крайнего Севера и северо-востока Сибири, позволяет располагать часть вспомогательного оборудования котлов на открытом воздухе. Это относится к тягодутьевым машинам, воздухоподогревателям и электрофильтрам. В системах пылеприготовления на ТЭС, использующих твердое топливо, на открытом воздухе устанавливают сепараторы пыли и циклоны (на крыше бункерной этажерки).

Уменьшение затрат на строительство главного корпуса ТЭС обеспечивается также размещением тяжелого оборудования и вращающихся механизмов собственных

нужд большой мощности по возможности на нулевой или на низких отметках. Этому же способствует уменьшение ширины пролетов и высоты помещений.

Место для расположения электрического распределительного устройства собственных нужд при компоновке главного корпуса ТЭС выбирается так, чтобы суммарная длина питающих кабелей к электродвигателям собственных нужд была минимальной.

12.3. Строительная часть главного корпуса ТЭС

Основной строительной частью главного корпуса ТЭС является его каркас, который может сооружаться как из железобетона, так и из металла.

Независимо от материала каркаса большинство других элементов строительной части главного здания ТЭС выполняется из сборных железобетонных конструкций. Как при стальном, так и при железобетонном каркасе при ширине пролетов 24 м и более используются только металлические (стальные) фермы.

Каркас главного здания воспринимает нагрузки от оборудования, атмосферного воздействия (ветер) и собственного веса строительных конструкций. Он состоит из колонн, ригелей и ферм, образующих в поперечном направлении раму с жесткими или шарнирными узлами, воспринимающую поперечную ветровую нагрузку (рис. 12.2).

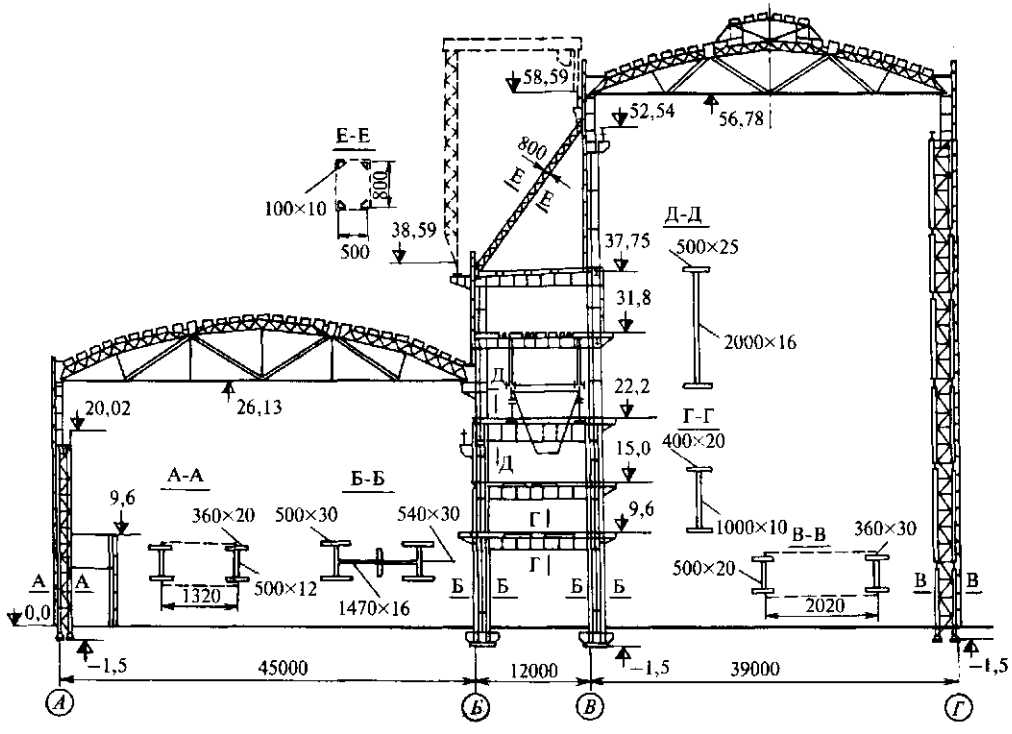


Рис. 12.2. Металлический каркас главного корпуса пылеугольной ГРЭС, выполненный по типовому проекту

На рис. 12.2 показан выполненный из металла каркас главного корпуса ГРЭС с блоками мощностью по 300 МВт, работающими на твердом топливе. Основными элементами каркаса являются колонны, опирающиеся на фундамент и располагающиеся в поперечном направлении здания рядами. В продольном направлении главного здания шаг рядов колонн составляет 12 м. Ряды колонн нумеруются, начиная от постоянного торца главного здания. Продольные ряда колонн имеют буквенное обозначение: колонны ряда *А* располагаются вдоль внешней стены машинного зала, колонны *Б* и *В* обрамляют бункерно-деаэраторную этажерку, колонны ряда *Г* образуют внешнюю стену котельного цеха.

Колонны рядов *Б* и *В* с помощью поперечных связей образуют рамную конструкцию, обеспечивающую поперечную устойчивость здания. Рама бункерно-деаэраторной этажерки на осях *Б* и *В* выполнена с жесткими узлами, а стойки турбинного и котельного отделений по осям *А* и *Г* соединяются с ней шарнирно через фермы.

Продольная жесткость главного здания обеспечивается шарнирными распорками, жестко соединенными с колоннами.

Каркас главного здания в продольном направлении делится на температурные секции, длина которых зависит от шага энергоблоков (60—180 м). Температурные швы компенсируют сезонные температурные удлинения и укорочения каркаса.

Широкое применение сборных железобетонных элементов заводского изготовления для строительства ТЭС предусматривает унификацию строительных конструкций при минимуме типоразмеров. Приняты единые модульные размеры сборных железобетонных элементов: по длине — 6 и 12 м, по ширине — 3 м и по высоте — 0,6 м.

Подземное хозяйство главного корпуса ТЭС включает в себя фундаменты здания и оборудования и конструкции для прокладки коммуникаций (каналы и туннели).

Колонны главного здания расчленяются на транспортабельные элементы из железобетона длиной 8—13 м, а из металла длиной 22—25 м и массой не более 25—30 т. Элементы колонн взаимно стыкуются.

Другими элементами каркаса главного здания являются ригели и продольные распорки, которые выполняются заводами железобетонных изделий на полную длину и стыкуются с колоннами жестко или шарнирно.

Междуэтажные перекрытия на ТЭС должны воспринимать значительные весовые нагрузки с напряжением до 10—15 кПа. Их выполняют из сборных ребристых крупнопанельных плит, укладываемых по верху ригелей.

Для хранения запаса твердого топлива на ТЭС предусматриваются металлические или железобетонные бункеры. Угол наклона стенок бункеров для угля, сланца и пыли принимается не менее 60°, а для торфа — 65°. Наиболее эффективная конструкция бункеров следующая: верхняя часть — призматическая, а нижняя — пирамидальная.

Подкрановые балки выполняются стальными с длиной пролетов по 12 м для кранов грузоподъемностью более 100 т. Предусматривается также тормозная площадка в виде горизонтальной фермы.

Несущие конструкции кровельных покрытий выполняются обычно в виде балок или ферм, устанавливаемых в зависимости от шага колонн через 6 или 12 м. Для пространственной жесткости фермы соединяют решетками из уголковой стали. Сверху балок и ферм укладываются крупнопанельные кровельные ребристые

плиты, воспринимающие нагрузку от собственного веса с утеплителем и снега. Зазоры между плитами заливают цементным раствором.

Для стенового заполнения используют армобетонные и керамзитобетонные панели, устанавливаемые на столиках, приваренных к закладным деталям колонн. Для окон применяются световые панели в виде блоков, состоящих из рам, переплетов и остекления. Стеновые панели монтируют одновременно со световыми.

Конструкции передвижных временных торцевых стен главного здания позволяют с минимальной разборкой передвигать их на новое место. Каркас их выполняется из металлоконструкций, а стеновое заполнение — из легких щитов и утеплителей.

Дымовые трубы могут иметь высоту до 400 м. Как правило, их изготовляют из монолитного железобетона. Фундамент под дымовую трубу выполняется в виде круглой плиты с консолями и стаканом для ствола. Железобетонный ствол трубы имеет коническую форму. Для защиты оболочки ствола от температурных воздействий и вредного влияния дымовых газов внутри трубы предусматривается футеровка из обычного или кислотоупорного кирпича. Между футеровкой и оболочкой имеется теплоизоляция из минераловатных плит или матов. При многоствольных трубах внутри образуется вентилируемое пространство между стволами, где монтируются лифт и площадки.

Конструкции и размеры фундаментов здания и оборудования определяются действующими нагрузками и качеством грунта. Применение фундаментов из сборных железобетонных конструкций повысило индустриальность строительства. При шаге колонн 12 м нагрузка на фундамент возрастает. В этом случае используется фундаментная лента таврового сечения, собираемая из плит, имеющих паз. В паз укладывается ребровая балка прямоугольного сечения, на которую устанавливают колонны. Фундаменты котлов и вспомогательного оборудования углубляют до отметки фундамента здания. Фундаменты котлов состоят из башмаков и подколенников, на которые ставят металлические колонны каркаса котла. Фундаменты турбин выполняются сборными из железобетона. Внизу устанавливается массивная монолитная железобетонная плита, а сверху ригелей и балок — вторая монолитная железобетонная плита, на которой размещаются рамы турбины и генератора.

12.4. Варианты размещения оборудования при компоновке главного корпуса ТЭС

Компоновка котельного цеха и ТЭС в целом в значительной степени зависит от вида топлива, способа его подготовки к сжиганию и конструкции котла.

При использовании газа и мазута отпадает необходимость в бункерном помещении и оборудовании для пылеприготовления.

Для углей марки АШ применяются системы пылеприготовления с промежуточным бункером пыли и с шаровыми барабанными тихоходными мельницами, размещаемыми на нулевой отметке бункерного помещения. Каменные угли (в том числе и марки Т) размалываются в среднеходных и молотковых мельницах, бурые угли — в молотковых мельницах или мельницах-вентиляторах. Мельницы трех последних типов устанавливаются около топочной камеры при индивидуальной системе пылеприготовления и непосредственной подачи пыли в топку.

Ранее применялись преимущественно котлы с П-образной компоновкой поверхностей нагрева. Для крупных энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт, работающих на экибастузских и канско-ачинских углях, применяют котлы с Т-образной компоновкой поверхностей нагрева и с двумя конвективными шахтами.

При эксплуатации газомазутных котлов для подогрева воздуха широко используются компактные регенеративные воздухоподогреватели типа РВП, а при эксплуатации пылеугольных котлов — крупногабаритные трубчатые воздухоподогреватели, устанавливаемые в обоих случаях на открытом воздухе.

При работе на твердом топливе приходится выбирать место для бункерной этажерки. Возможны два основных решения:

а) размещение ее со стороны машинного зала (внутреннее бункерное помещение);

б) размещение ее у наружной стены котельного цеха.

В первом случае возникает темный фронт котлов и отсутствуют дневное освещение и аэрация рабочего места обслуживания котлов. Во втором случае существует проблема с отводом дымовых газов от котлов к дымовым трубам через весь котельный цех. В настоящее время отдается предпочтение первому решению, поскольку управление работой котлов осуществляется с блочного щита.

В машинном зале применяется продольное или поперечное расположение турбин. В первом случае уменьшаются ширина пролетов и стоимость мостового крана и ферм перекрытия, однако увеличивается продольная длина машинного зала по сравнению с котельным цехом. Происходит продольное смещение турбин относительно котлов, возрастающее по мере дальнейшего расширения ТЭС. Соответственно возрастает длина паропроводов между котлами и турбинами. При попытке смещения котлов ближе к турбинам в котельном цехе в этом случае возникает неиспользуемое пространство между котлами и создается проблема его заполнения.

На блочных газомазутных ГРЭС с турбинами К-800-240 при продольном их расположении в машинном зале с использованием промежуточного перегрева пара, когда котлы должны быть максимально приближены к турбинам, это привело к появлению дорогой (капиталоемкой) так называемой зубчатой компоновки главного корпуса ТЭС с расчленением котельного цеха на отдельные отсеки и установкой в каждом из них своего котла с мостовым краном для монтажа и ремонта. Частично удешевить такую компоновку удалось, применив встречное попарное продольное размещение турбин в машинном зале за счет поворота их своими паровыми сторонами навстречу друг другу в отличие от последовательного их размещения, когда они своими паровыми сторонами повернуты в одну сторону — обычно в сторону постоянного торца главного здания. Это позволило разместить в каждом отсеке котельного цеха не по одному, а по два котла с общим мостовым краном (рис. 12.3).

Промежутки между секциями котельного цеха при «зубчатой» компоновке заполняются устанавливаемыми на открытом воздухе главными повысительными трансформаторами, циркуляционными насосами и другими объектами. Главным недостатком «зубчатой» компоновки является появление двух дополнительных торцовых капитальных ограничительных стен у отсеков котельного цеха.

На Березовской ГРЭС-1 с блоками мощностью по 800 МВт, работающей на каменном угле, при продольном размещении турбоагрегатов в машинном зале такая проблема не возникла. Здесь удалось отказаться от дорогой и неудобной «зубчатой» компоновки главного корпуса (рис. 12.4). Этому способствовало применение

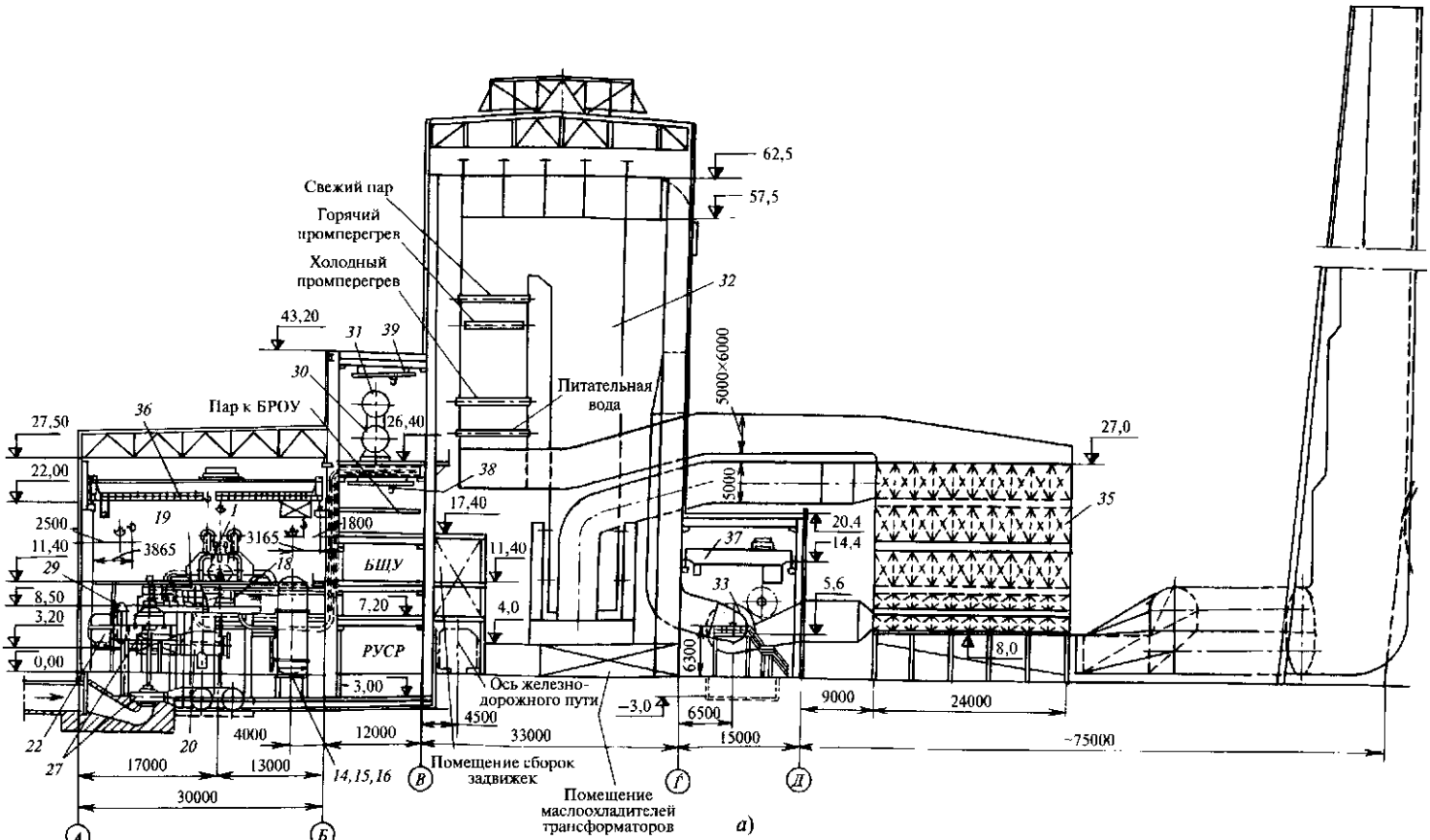


Рис. 12.3. Компоновка главного корпуса газомазутной электростанции с энергоблоками мощностью по 800 МВт при продольном расположении турбины в машинном зале («зубчатая» компоновка), *а* — поперечный разрез главного корпуса ГРЭС (условные обозначения — см. рис. 12.3, вид *в*)

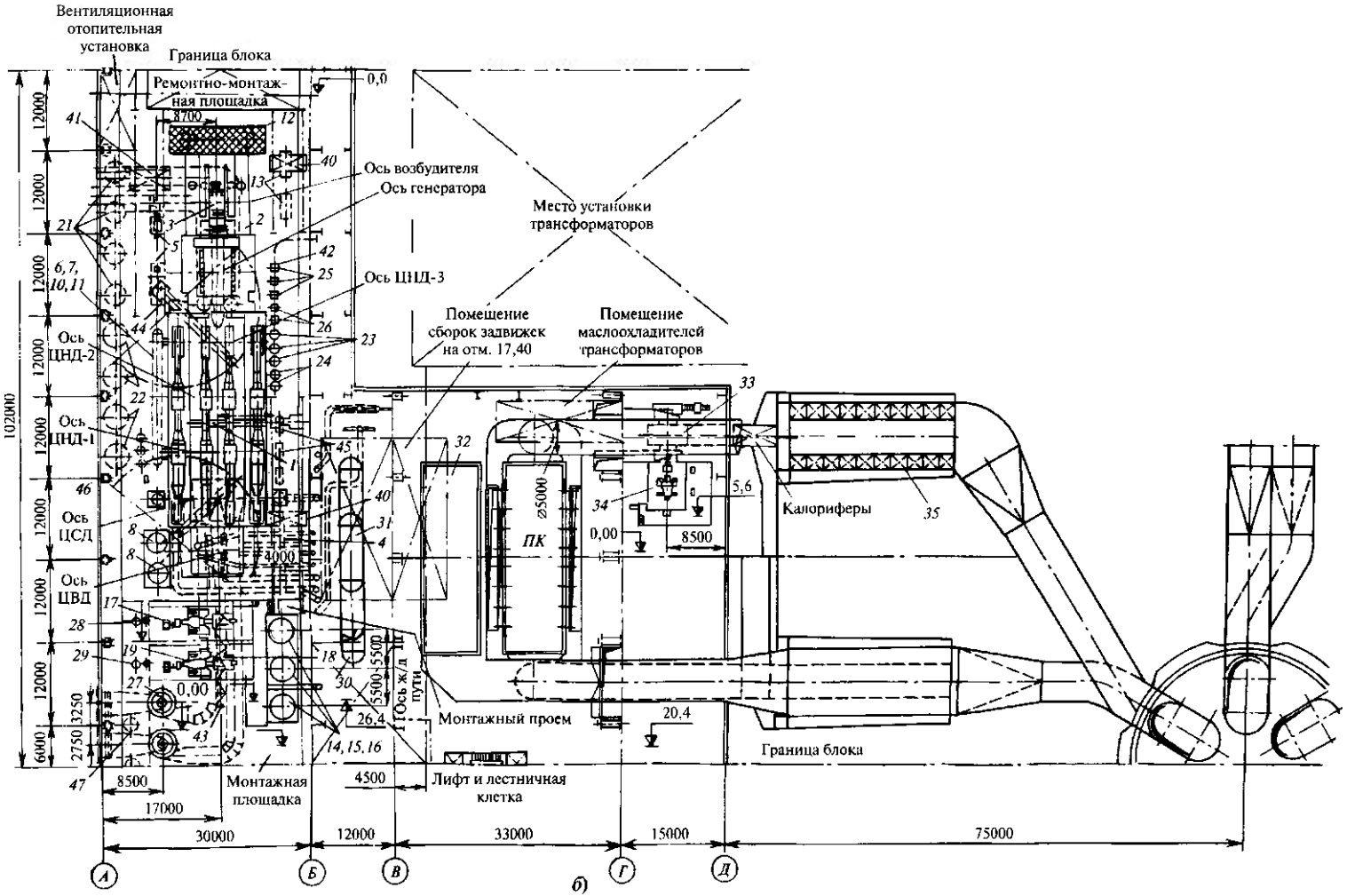
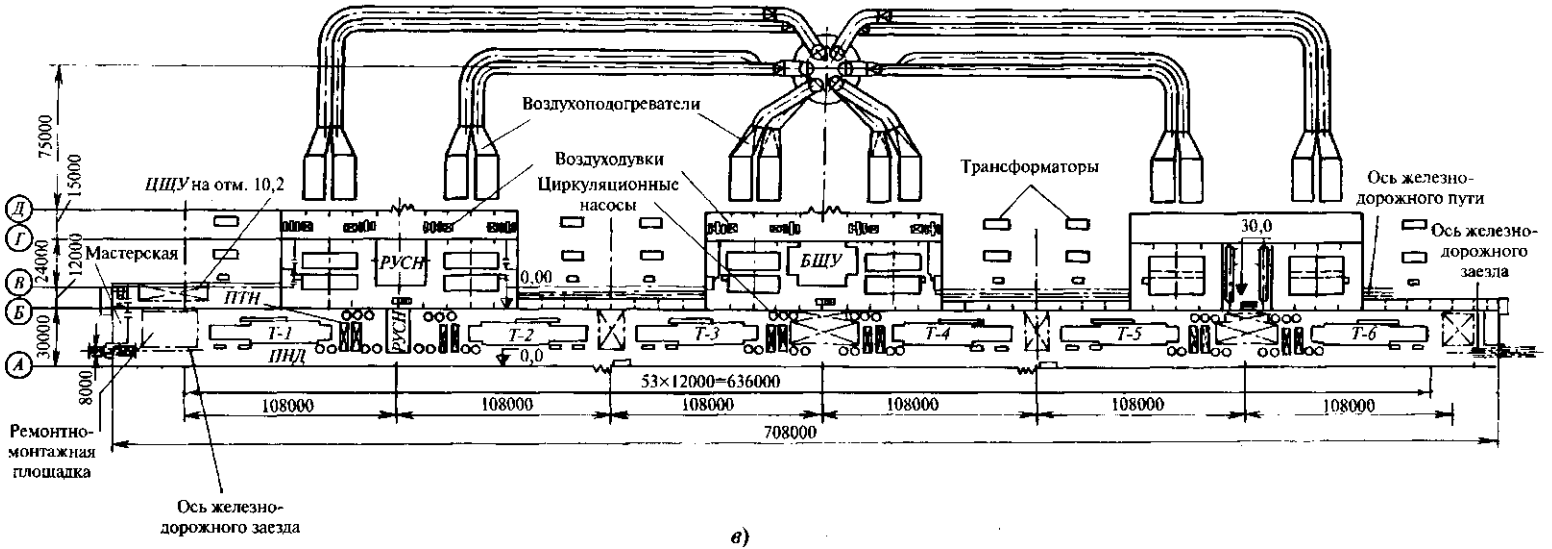


Рис. 12.3. Компоновка главного корпуса газомазутной электростанции с энергоблоками мощностью по 800 МВт при продольном расположении турбины в машинном зале («зубчатая» компоновка), *б* — план энергоблока (условные обозначения — см. рис. 12.3, вид *в*)



в)

Рис. 12.3. Компоновка главного корпуса газомазутной электростанции с энергоблоками мощностью по 800 МВт при продольном расположении турбины в машинном зале («зубчатая» компоновка), *в* — план главного корпуса ГРЭС:

1 — турбина; *2* — генератор; *3* — возбудитель генератора; *4* — насосы водяных эжекторов конденсаторов; *5* — конденсатные насосы; *6—9* — ПНД; *10, 11* — подогреватели уплотнений; *12* — охладитель циркуляционной воды генератора; *13* — насос замкнутой системы газоохладителей генератора; *14 – 16* — ПВД; *17* — бустерный насос; *18* — питательный турбонасос (ПТН); *19* — приводная турбина питательного насоса; *20* — конденсатор приводной турбины; *21* — целлюлозный фильтр блочной обессоливающей установки; *22* — фильтр смешанного действия БОУ; *23* — охладитель огнестойкой жидкости; *24* — насос системы регулирования; *25, 26* — насосы системы смазки; *27* — циркуляционный насос; *28, 29* — подогреватели сетевой воды; *30* — деаэраторный бак; *31* — деаэрационная колонка; *32* — паровой котел; *33* — центробежная воздуходувка котла под наддувом; *34* — турбопривод воздуходувки; *35* — воздухоподогреватель; *36, 37* — мостовые краны; *38—41* — кран-балки; *42* — монорельс; *43* — кран полукозловой переносный; *44* — кран; *45* — насосы для охлаждения огнестойкой жидкости; *46* — сливные насосы ПНД; *47* — фильтры выносной регенерации БОУ

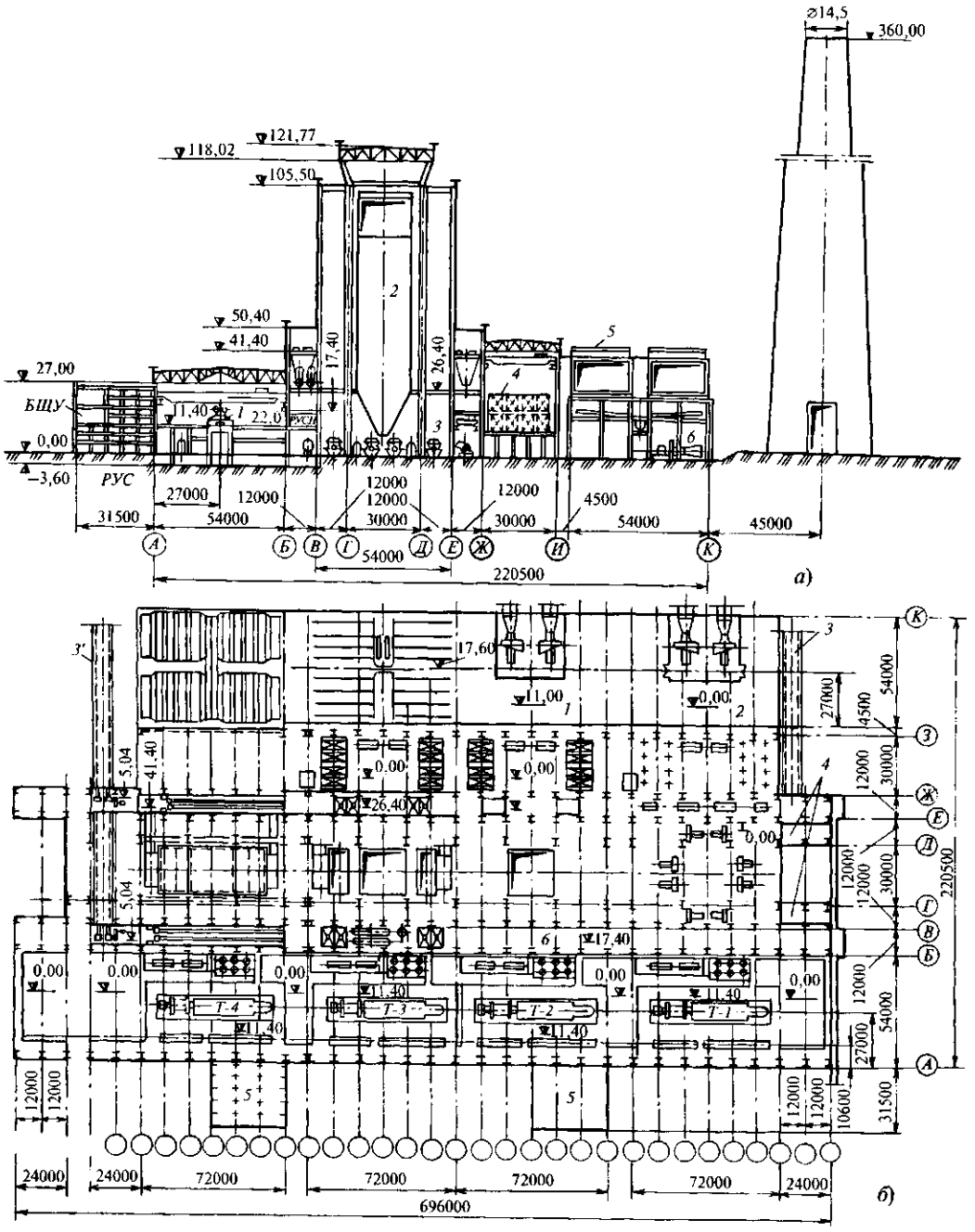


Рис. 12.4. Компоновка главного корпуса пылеугольной Березовской ГРЭС-1 с энергоблоками мощностью по 800 МВт:

а — поперечный разрез: *1* — турбина К-800-240; *2* — паровой котел марки П-67; *3* — мельницы-вентиляторы; *4* — трубчатый воздухоподогреватель; *5* — электрофильтр; *6* — дымосос; *б* — план главного корпуса: *1* — вспомогательные помещения; *2* — помещения химводоочистки и насосного отделения; *3* и *3'* — первый и второй вводы топливоподачи в главный корпус здания; *4* — бытовые помещения; *5* — БЩУ; *6* — трубопроводный этаж

Т-образной компоновки поверхностей нагрева котлов с двумя конвективными шахтами, что привело к увеличению ширины котельных ячеек. Она приблизилась к продольному размеру ячеек турбин.

Рассмотрим второй вариант размещения турбин в машинном зале — поперечное. В этом случае увеличиваются ширина пролета для мостового крана в машинном зале и стоимость крана. Турбины при этом должны быть повернуты паровыми сторонами к котельному цеху, чтобы сократить длину паропроводов и других коммуникаций, за счет чего улучшается компоновка оборудования на ТЭС. Поэтому поперечное размещение турбин в машинном зале является желательным.

Поперечная компоновка турбин в машинном зале применяется на большинстве ТЭЦ и ГРЭС с единичной мощностью турбин до 300 МВт. Такое расположение турбин в машинном зале было использовано и для блоков мощностью 500 МВт на Экибастузской ГРЭС-1 (рис. 12.5). Но, по-видимому, единичная мощность турбин 500 МВт является максимальной для их поперечного размещения в машинном зале. Исключением явилось лишь поперечное расположение турбин в машинном зале для блоков мощностью по 1200 МВт на Костромской ГРЭС. Однако для этого пришлось применить дорогую двухпролетную компоновку машинного зала с промежуточным рядом колонн и с двумя мостовыми кранами (рис. 12.6). Во втором (внешнем) пролете машинного зала разместились электрический генератор и его возбудитель.

В большинстве случаев компоновочные решения для главного корпуса ТЭЦ и КЭС при блоках с единичной мощностью до 300 МВт аналогичны.

Крупные горизонтальные сетевые подогреватели отопительных ТЭЦ размещаются в конденсационном помещении машинного зала под турбоагрегатами аналогично конденсаторам турбин. Менее габаритные вертикальные сетевые подогреватели устанавливаются отдельно от регенеративных подогревателей на отдельном каркасе в открытой сверху части конденсационного помещения, обслуживаемой главным мостовым краном.

Сетевые насосы располагаются на нулевой отметке конденсационного помещения в том же свободном проеме, обслуживаемом мостовым краном машинного зала. Часть сетевых насосов иногда устанавливается на нулевой отметке котельного цеха между котлами на свободном месте с использованием для их монтажа и ремонта мостового крана котельного цеха.

Дополнительной проблемой компоновки отопительной ТЭЦ является размещение пиковых водогрейных котлов (ПВК). Обычно для ПВК на территории ТЭЦ сооружается отдельное здание за дымовой трубой. Для выброса продуктов сгорания ПВК используются главные дымовые трубы ТЭЦ. Модернизированные ПВК типа КВГМ для этого имеют собственные дымососы.

Для ряда теплофикационных турбин (типов ПТ-135, Т-175, Р-100, Р-50, ПТ-80, ПТ-60 и Т-110) на параметры пара 13 МПа, 560 °С был разработан проект унифицированной ТЭЦ-ЗИТТ. В качестве парового котла использовался котел Барнаульского котельного завода производительностью 420 т/ч.

На рис. 12.7 приведен один из вариантов компоновки главного корпуса промышленно-отопительной ТЭЦ-ЗИТТ. Продольный размер ячейки унифицированного парового котла составляет 30 м. Продольный размер секции турбоагрегата зависит от типа турбины. Для турбин типов ПТ-135 и Т-175 он равен 60 м, что

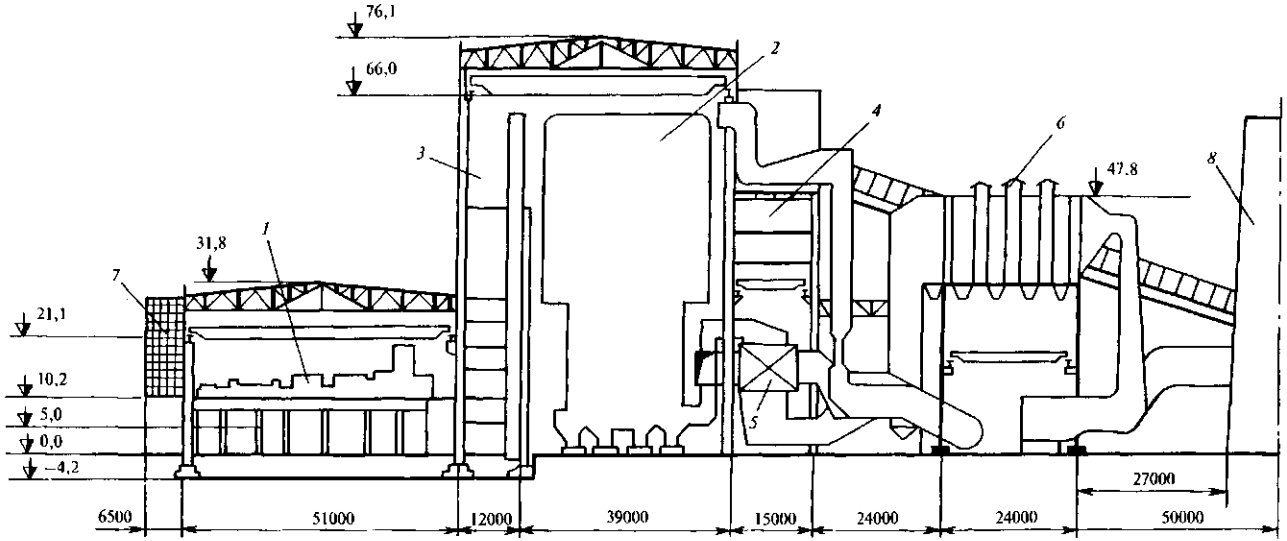
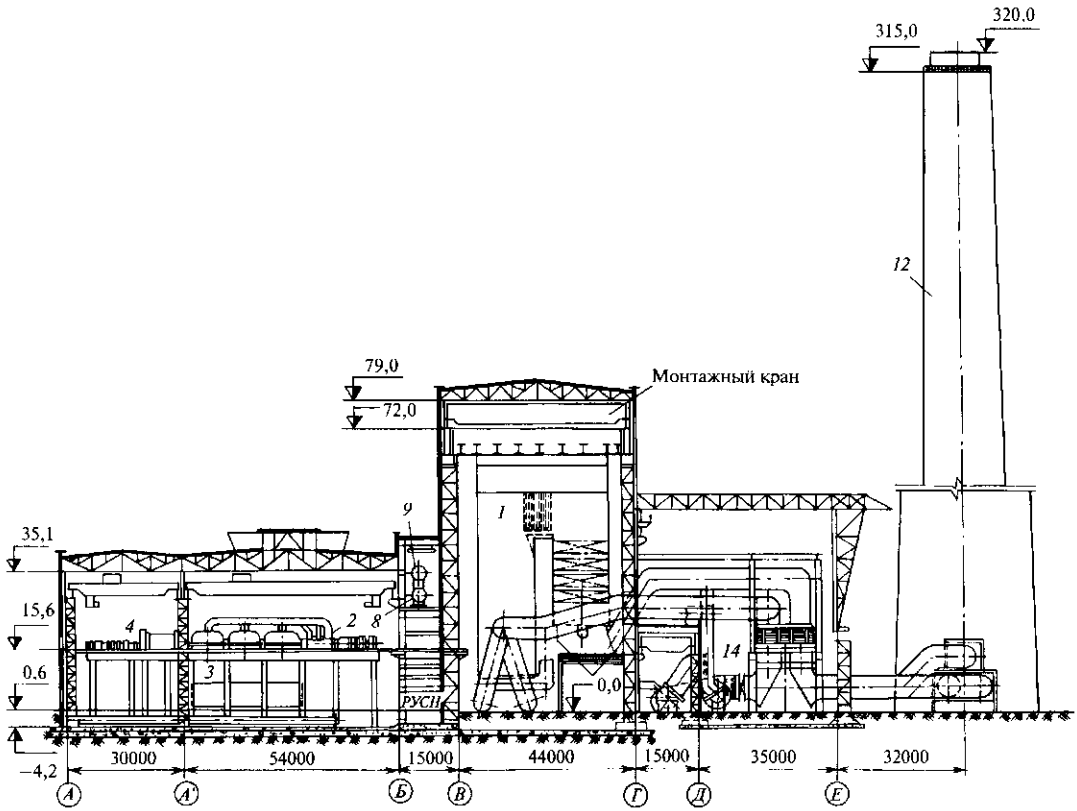


Рис. 12.5. Поперечный разрез главного корпуса Экибастузской ГРЭС-1:

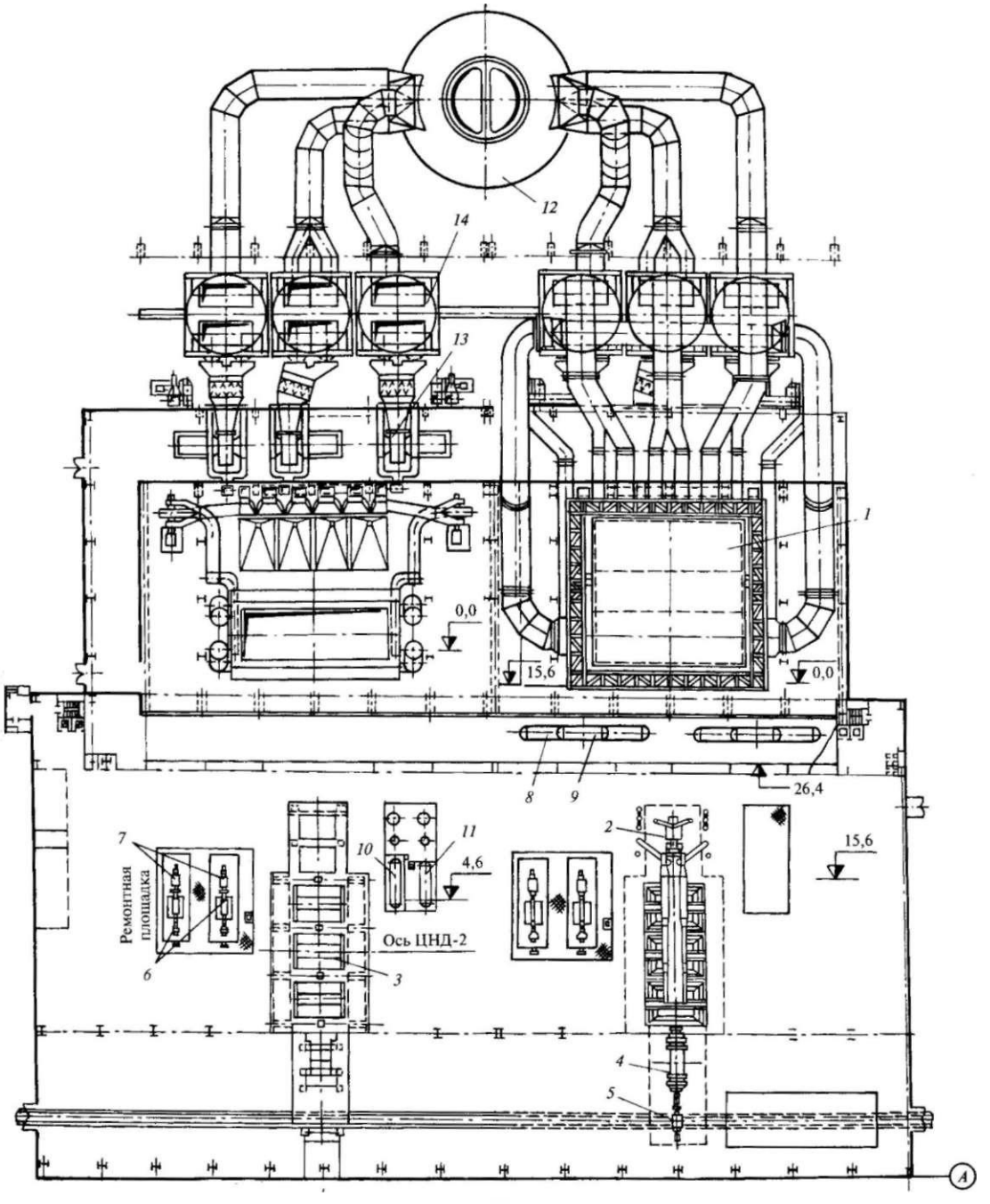
1 — турбоагрегат; *2* — паровой котел; *3* — деаэраторная этажерка; *4* — помещение ленточных транспортеров и питателей сырого угля; *5* — трубчатый воздухоподогреватель; *6* — электрофильтры; *7* — БЩУ; *8* — дымовая труба



а)

Рис. 12.6 (начало). Компоновка главного корпуса газомазутной КЭС мощностью 2400 МВт с двумя энергоблоками мощностью 1200 МВт при поперечном размещении турбоагрегатов в двухпролетном машинном зале (Костромская ГРЭС):

а — поперечный разрез; *б* — план; *1* — однокорпусный паровой котел; *2* — турбина; *3* — конденсатор; *4* — электрический генератор; *5* — возбудитель генератора; *6* — турбопривод питательного насоса; *7* — питательный насос; *8* — деаэраторный бак; *9* — колонка деаэратора (0,7 МПа); *10*, *11* — ПНД смешивающего типа; *12* —дымовая труба; *13* — воздуходувка котла под наддувом; *14* — РВП



б)

Рис. 12.6 (окончание)

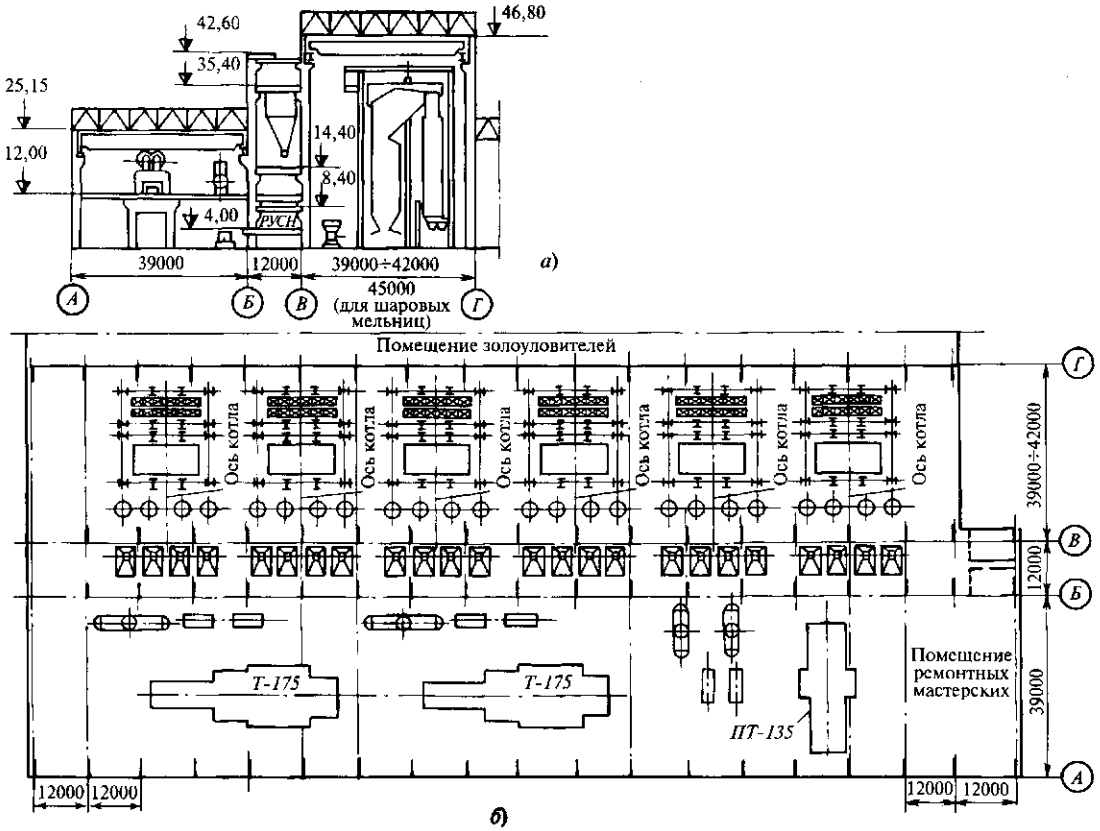


Рис. 12.7. Компоновка главного корпуса пылеугольной ТЭЦ-ЗИТТ:
а — поперечный разрез; *б* — план

позволяет установить два котла по дубль-схеме. Для турбин типов Т-110, ПТ-80 и Р-50 размеры секции попеременно составляют 36 и 24 м, что позволяет установить рядом два унифицированных котла производительностью по 420 т/ч.

Ширина пролета машинного зала принята равной 39 м, что позволяет расположить продольно турбину типа Т-175 или поперечно турбины типов ПТ-135, Т-110, ПТ-80 или Р-110.

Деаэраторы и питательные насосы размещаются в машинном зале. Питательные насосы рассчитаны на работу с пониженным кавитационным запасом, поскольку напор на их всасе снижен до 9 м.

В бункерной этажерке шириной 12 м располагаются питатели сырого угля, узлы трубопроводов, оборудование щитов управления.

Ширина пролета котельного отделения составляет 39—42 м в зависимости от системы пылеприготовления. Паровые котлы рассчитаны преимущественно на сухое шлакоудаление и компонуются с мельницами-вентиляторами типа МВ-2120/600/740 либо среднеходными мельницами типа МВС-180 (по четыре на один котел).

Главный электрический щит управления (ГЩУ) вынесен в пристройку за переднюю стенку машинного зала.

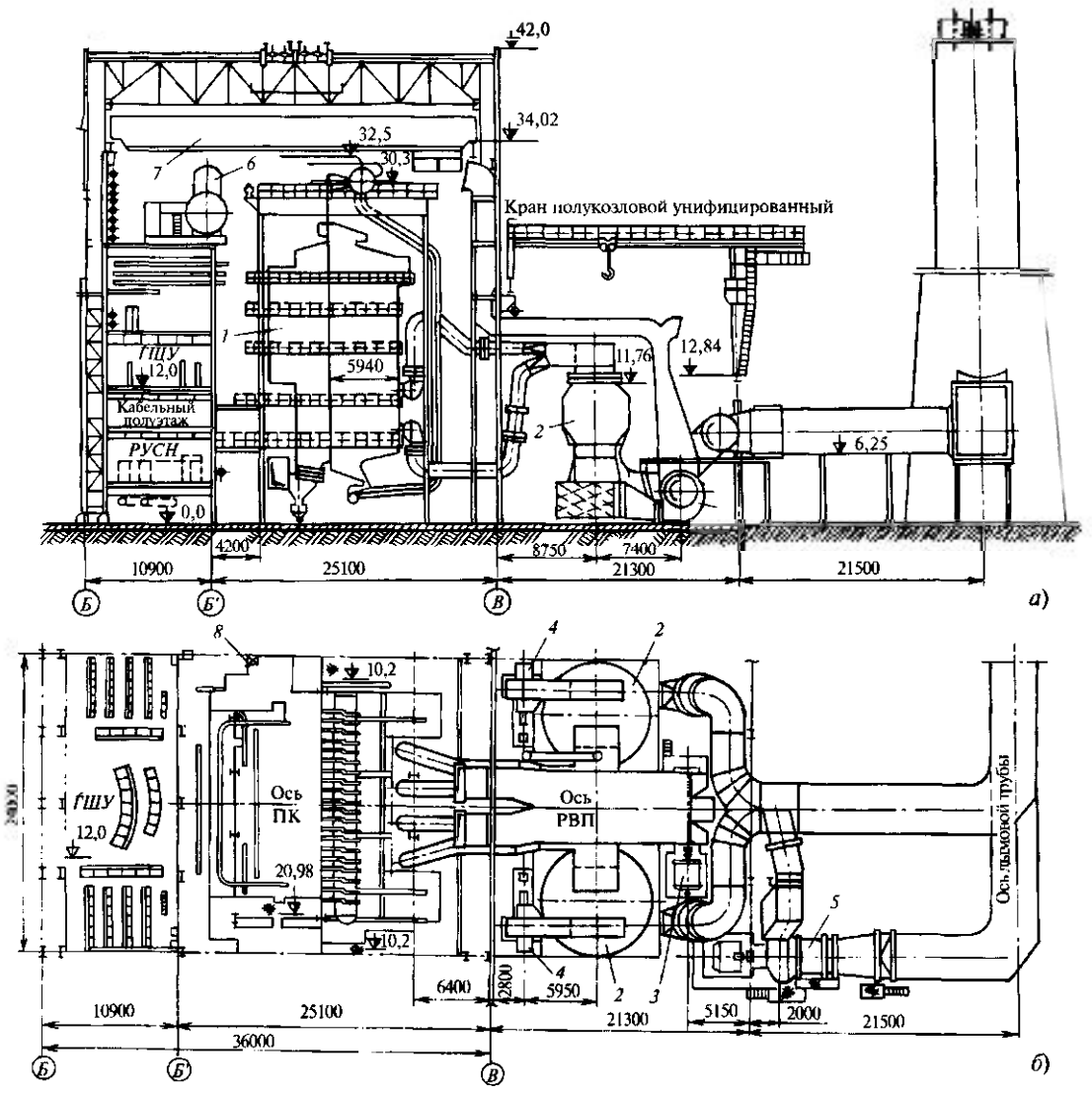


Рис. 12.8. Компоновка котельного отделения серийной газомазутной ТЭЦ-ЗИГМ заводского изготовления:
а — поперечный разрез; *б* — план; *1* — паровой котел БКЗ-420-140; *2* — регенеративные воздухоподогреватели РВП-5400 (5800); *3* —дутьевой вентилятор; *4* — дымососы рециркуляции газов; *5* — дымосос резервный; *6* — деаэратор; *7* — мостовой кран; *8* — грузовой лифт

Сетевые подогреватели компонуются с тремя ступенями сетевых насосов: первые две — с насосами типа СЭ-5000-70 и третья — с насосами типа СЭ-5000-1600. Сетевые трубопроводы выводятся через главный корпус в сторону фасадной стены котельного цеха (за колонны ряда *А*), а затем прокладываются к пиковым водогрейным котлам, размещаемым на свободной площадке ТЭЦ за дымовыми трубами. В качестве пиковых котлов используются модернизированные котлы марки КВТК-100.

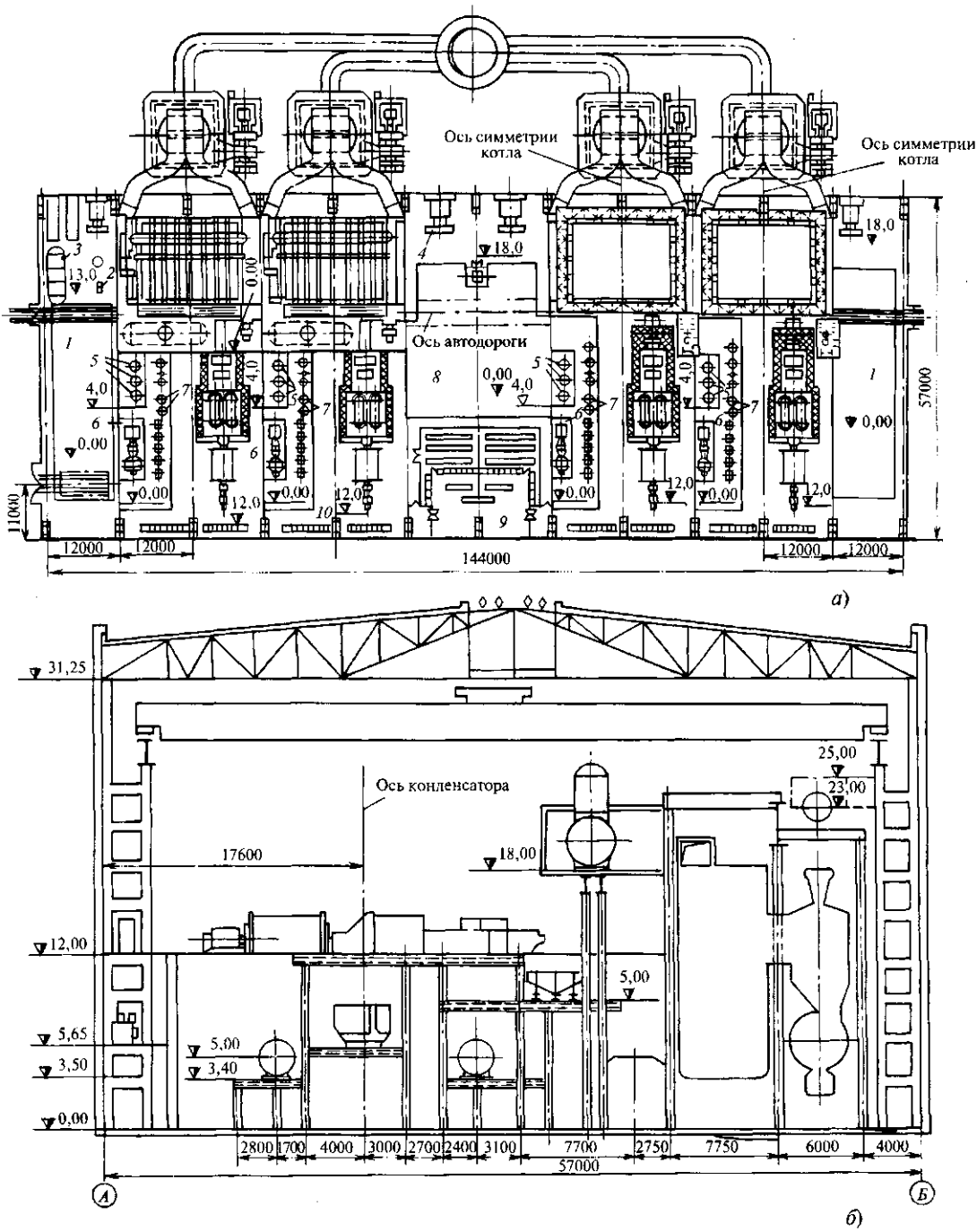


Рис. 12.9. Компоновка главного корпуса серийной газомазутной ТЭЦ-ЗИГМ с малогабаритными котлами:

а — с турбинами Т-110-130 (вариант с БЩУ на четыре блока); *б* — с турбинами ПТ-80-130/15; *1* — ремонтные площадки; *2* — теплообменник; *3* — вакуумный деаэратор; *4* — камера приточной вентиляции; *5* — ПВД; *6* — питательный электронасос; *7* — ПНД; *8* — ремонтно-монтажная площадка; *9* — БЩУ; *10* — РУСН

В машинном зале и котельном цехе устанавливаются мостовые краны грузоподъемностью по 50/10 т.

Главный корпус газомазутной ТЭЦ-ЗИГМ запроектирован в виде двухпролетного здания с машинным и котельным отделениями: котельное отделение при ширине пролета 36 м имеет встроенную деаэраторную этажерку. Турбины типов ПТ-80, Т-110 и Р-50 в машинном зале располагаются поперечно при шаге ячеек 24 м. Турбины типов ПТ-135, Р-100 и Т-175 устанавливаются продольно при ширине ячейки, равной соответственно 36 и 48 м.

На рис. 12.8 показана компоновка котельного отделения ТЭЦ-ЗИГМ с котлами марки БКЗ-420-140.

Дальнейшее усовершенствование компоновки ТЭЦ-ЗИГМ возможно за счет применения малогабаритных котлов с вихревыми циклонными топками конструкции ЦКТИ. Это позволит дополнительно снизить удельные строительные объемы компоновок главного корпуса ТЭЦ-ЗИГМ с 0,895 до 0,777 $м^3$/кВт.

Для примера на рис. 12.9 приведена компоновка главного корпуса Ростовской ТЭЦ-2 с малогабаритными котлами, работающими на газомазутном топливе. Такая компоновка позволила применить однопролетное совмещенное помещение машинного и котельного отделений шириной 57 м. Здесь использовано поперечное расположение турбин и выделена специальная площадка для деаэраторов питательной воды (на отметке 18 м).

12.5. Генеральный план ТЭС

Требования, предъявляемые к площадке ТЭС, весьма разнообразны и диктуются преимущественно стремлением снизить стоимость ее сооружения и повысить экономичность ее эксплуатации.

При выборе площадок для строительства ТЭС практически невозможно наилучшим образом удовлетворить все основные требования.

Районы для сооружения тепловых электростанций определяются народнохозяйственными планами, схемами развития энергосистем и теплоснабжения. Сооружению электростанции должны предшествовать всесторонние изыскания, после чего место и площадку для строительства выбирают на основании технико-экономического сравнения конкурирующих вариантов.

Экономическая целесообразность приближения ТЭС к районам потребления электроэнергии может возникнуть лишь при использовании высококалорийных топлив. При низкосортном топливе, добыче топлива открытым способом, как правило, выгоднее располагать ТЭС ближе к месту добычи.

Во всех случаях площадку для строительства КЭС выбирают как можно ближе к источнику технического водоснабжения. В противоположность этому ТЭЦ приходится располагать вблизи от тепловых потребителей, где не всегда имеется удобный источник технического водоснабжения. Поэтому для ТЭЦ приходится применять оборотную систему с градирнями.

Площадка для строительства электростанции должна быть расположена недалеко от магистральной железной дороги, необходимой для доставки строительных конструкций и оборудования, топлива и другого сырья. В районе площадки для ТЭС необходимы также хорошие шоссейные дороги.

Выбор площадки производится с учетом геологического строения почвы, сейсмичности района, наличия вечной мерзлоты. Ее нельзя выбирать в районах оползней, карстовых образований. Грунт должен быть надежным, не требующим устройства дорогого искусственного основания с допускаемым давлением на грунт не менее 0,2 МПа. Площадка должна иметь по возможности ровную поверхность с разностями отметок не более 4 м во избежание дорогих земляных работ.

Уровень грунтовых вод должен находиться на глубине не менее 3 м ниже уровня планировки местности во избежание дорогих гидроизоляционных работ для подземных частей зданий и сооружений. Площадка ТЭС не должна затапливаться паводковыми водами из источника технического водоснабжения: отметка планировки должна быть по крайней мере на 0,5 м выше максимального уровня паводковых вод за последние 100 лет. Однако чрезмерная ее высота приводит к увеличению расхода электроэнергии на привод циркуляционных насосов.

При работе на твердом топливе вблизи площадки ТЭС должно быть место для золошлакоотвала (овраг, старое русло реки, выработанный карьер после добычи угля открытым способом). Он рассчитывается на максимальный срок службы электростанции (не менее 25 лет). Место золоотвала должно быть ограждено во избежание загрязнения русла реки. Должно быть предусмотрено место для сброса засоленных и замазученных вод, изолированное от открытых водоемов.

При выборе площадки для строительства электростанции следует стремиться к минимальным расходам на отчуждение участка (занятие пахотной земли, снос жилья и др.). Площадка для строительства электростанции не должна располагаться на землях, содержащих ценные полезные ископаемые, и должна иметь достаточные размеры для размещения всех необходимых сооружений и устройств. В зависимости от мощности электростанции и ее агрегатов требуемая площадь ее составляет 25—30 га.

При выборе места для жилого поселка при ГРЭС учитывается «роза ветров» — поселок размещают на наветренной стороне. Под «розой ветров» понимают годограф, указывающий направление наибольшей годовой продолжительности ветра в данной местности по многолетним метеорологическим наблюдениям.

Для обеспечения охраны воздушного бассейна в окружающей местности должна быть предусмотрена возможность сооружения дымовых труб достаточной высоты. Однако при этом надо учитывать наличие близко расположенных аэродромов и трасс низко летящих самолетов.

Генеральным планом электростанции называется план размещения на ее выбранной производственной площадке всех основных и вспомогательных сооружений и объектов:

а) зданий и сооружений основного производственного назначения;

б) подсобных производственных объектов;

в) вспомогательных объектов.

К зданиям и сооружениям основного производственного назначения относятся объекты, непосредственно задействованные в технологическом процессе производства и выдачи электрической и тепловой энергии: главный корпус; объекты приема, хранения и подготовки топлива к сжиганию; объекты, связанные с техническим водоснабжением, выдачей электрической энергии [главное распределительное электрическое устройство и линии электропередачи (ЛЭП)]; главный электрический щит управления.

К подсобным производственным объектам относятся: административно-технический корпус, цех химической водоподготовки, ремонтный цех и мастерские, складские помещения, маслохозяйство, компрессорная, железные и автомобильные дороги, оборудование для шлакоудаления и др.

Вспомогательными объектами являются: пожарное депо; гаражи; устройства по очистке сточных вод; столовая; проходная; ограда территории и др.

Основными требованиями к генеральному плану ТЭС являются компактность размещения сооружений и их расположение в соответствии с последовательностью технологического процесса, удобный вывод внешних коммуникаций.

При составлении генерального плана ТЭС предусматриваются пожарные разрывы и проезды между всеми объектами, а также подводы железнодорожных путей к главному корпусу, топливному хозяйству, главным трансформаторам, главному электрическому распределительному устройству, складским помещениям.

На генеральном плане ТЭС изображается «роза ветров». С учетом «розы ветров» выбирается место для сооружения градирен относительно ГРУ и ЛЭП во избежание возможного их оледенения и обрыва проводов в зимнее время. С учетом «розы ветров» устанавливаются места для строительства жилого поселка при ГРЭС и других крупных населенных пунктов, а также для золошлакоотвала.

Генеральный план ТЭС должен предусматривать возможность расширения электростанции, для чего в створе главного здания и других основных сооружений со стороны временного торца не должно быть объектов, препятствующих расширению. При сооружении электростанции очередями не должна нарушаться эксплуатация введенной ранее части станции.

Следует предусмотреть удобные транспортные связи основных объектов строительства ТЭС с монтажными площадками и складами для оборудования.

Показателями экономичности генерального плана ТЭС служат удельная площадь площадки, $м^2/МВт$, коэффициент застройки территории, представляющий собой отношение площади, занятой зданиями, к полной площади участка в ограде (обычно 9—13 %), и коэффициент использования территории — отношение площади, занятой всеми сооружениями, к полной площади участка в ограде (обычно 45—60 %).

На рис. 12.10 представлен пример генерального плана пылеугольной электростанции мощностью 2400 МВт с энергоблоками мощностью по 300 МВт. Машинный зал главного здания обращен к водохранилищу, что облегчает подвод и отвод циркуляционной воды к конденсаторам турбин. Между ними и источником водоснабжения расположено лишь главное электрическое распределительное устройство с боковыми отводами линий электропередачи к потребителям в обход водохранилища.

Подвоз топлива (угля) осуществляется со стороны котельного цеха, между ним и топливным складом расположены только дымовые трубы. Рядом с угольным складом находится приемно-разгрузочное устройство (вагоноопрокидыватель), связанное ленточными транспортерами с угольным складом, дробильным помещением и бункерами котельного цеха. Все объекты размещены в соответствии с последовательностью технологического процесса на электростанции.

Для механизации погрузочно-разгрузочных работ на топливном складе используется портальный грейферный кран.

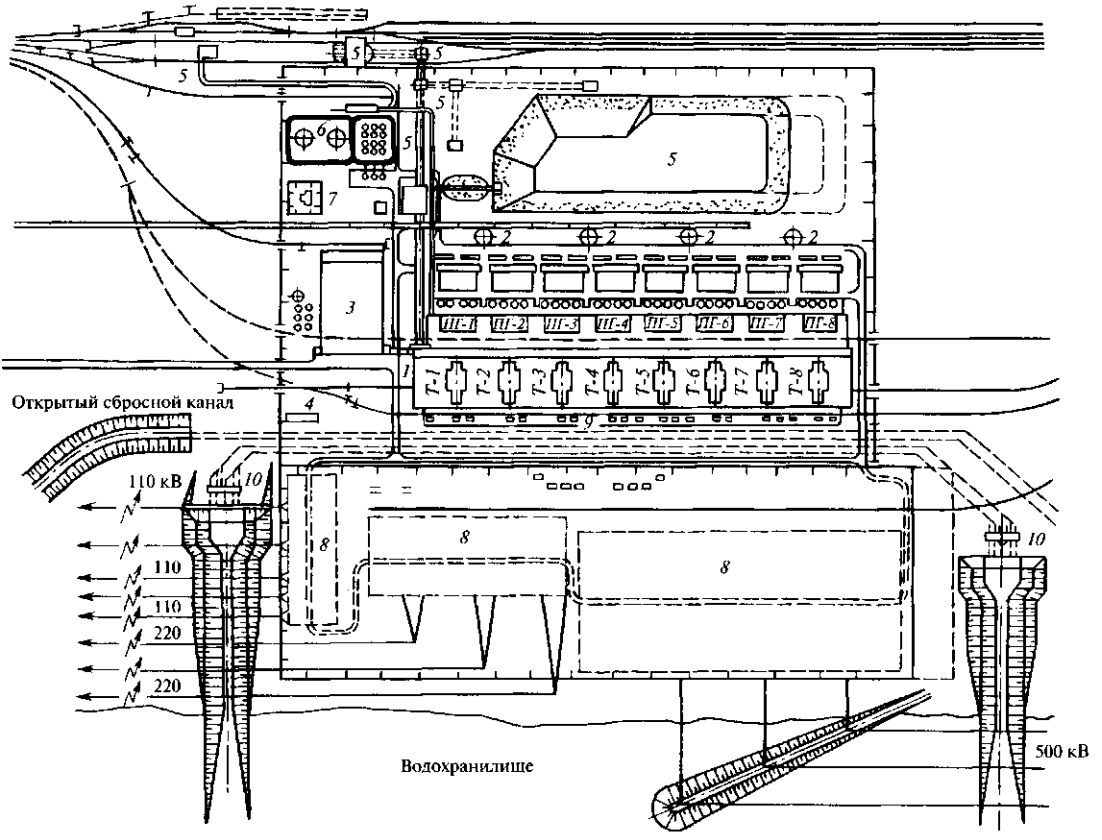


Рис. 12.10. Генеральный план типовой пылеугольной электростанции мощностью 2400 МВт с размещением открытого распределительного устройства (ОРУ) перед фронтом машинного зала:
1 — главный корпус; *2* — дымовые трубы; *3* — вспомогательный корпус; *4* — водородные ресиверы; *5* — сооружения топливоподачи и топливного хозяйства; *6* — мазутное и масляное хозяйство; *7* — ацетиленокислородная установка; *8* — открытое распределительное устройство (110, 220 и 500 кВ); *9* — повышающие трансформаторы; *10* — насосные станции технического водоснабжения

Предусмотрены подводы железнодорожных путей как к угольному приемно-разгрузочному устройству, так и к мазутному и масляному хозяйствам, а также к материальному складу, котельному и турбинному цехам главного корпуса, трансформаторам ТЭС. Территория электростанции ограждается забором с проходной.

Глава 13

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЭС В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

13.1. Общая характеристика режимов работы ТЭС

Для обеспечения высокой надежности электроснабжения потребителей генерирующие источники и потребители объединяются с помощью линий электропередачи в энергосистемы, что создает возможность снабжения потребителей от различных источников. Обычно в состав энергосистем входят электростанции разных типов и мощностей, например гидроэлектростанции, теплоэлектроцентрали, тепловые конденсационные, атомные, газотурбинные, парогазовые, гидроаккумулирующие, геотермальные, дизельные электростанции и др.

В этом случае характер режимов работы и эксплуатации электрических станций зависит не только от нагрузки потребителей, но и от условий распределения нагрузки между станциями при соблюдении баланса энергии при потреблении, производстве и потерях ее во время транспортировки.

Суммарная нагрузка потребителей, а значит, и электростанций в энергосистеме существенно меняется в течение суток, недели, а также в зависимости от времени года. Поэтому различают суточную, недельную, сезонную и годовую неравномерности нагрузки.

Статистический анализ суточных графиков электрической нагрузки отдельных электростанций и энергосистем в целом показывает, что происходит их систематическое разуплотнение. Это объясняется как ростом бытовых нагрузок, так и уменьшением числа предприятий, работающих в ночное время. Кроме того, нагрузка промышленных потребителей в воскресные и праздничные дни существенно падает, поэтому заметно уменьшается общая электрическая нагрузка ТЭС.

Тепловая нагрузка района складывается из нагрузок на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и потребление пара промышленными объектами. Составляющие суммарной тепловой нагрузки в течение суток меняются в гораздо меньшей степени, чем составляющие суммарной электрической нагрузки. Зато сезонные колебания тепловой нагрузки очень велики. Так как на отопление и вентиляцию приходится большая часть тепловой нагрузки, то в летний период тепловая нагрузка снижается в несколько раз.

На рис. 13.1 представлены графики нагрузок одной из энергосистем в характерные дни недели для различных сезонов года. Из графиков видно, что максимальные уровни нагрузки наблюдаются зимой, весной и летом происходит заметное снижение потребления электроэнергии. Кроме того, эти графики показывают рез-

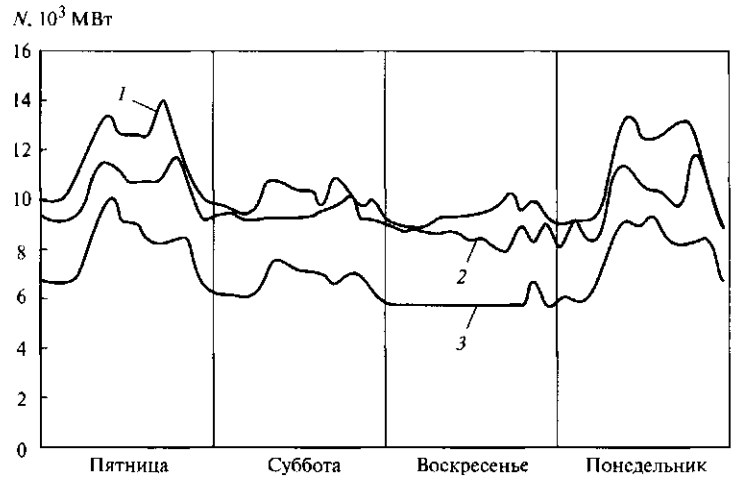


Рис. 13.1. Типичные графики нагрузок энергосистемы в характерные дни:
1 – – зимний период; *2* — осенне-весенний период; *3* — летний период

кое снижение и сглаживание нагрузки в выходные дни, что обусловлено перераспределением бытовой нагрузки в течение выходного дня и снижением потребляемой мощности промышленными предприятиями, работающими в основном в односменном или двухсменном режиме. В начале понедельника нагрузка снова возрастает.

Суточный график электрической нагрузки энергосистемы в обычный рабочий день, как правило, имеет один или два пика — утренний и (или) вечерний и соответственно один или два провала — дневной и ночной. На рис. 13.2 представлен типичный график нагрузки в течение рабочего дня с двумя пиками и провалами. В зависимости от колебаний нагрузки такой график разбивается на характерные зоны. Нижнюю часть графика (с постоянной нагрузкой) принято называть базовой зоной. Верхнюю обычно делят на полупиковую и пиковую зоны.

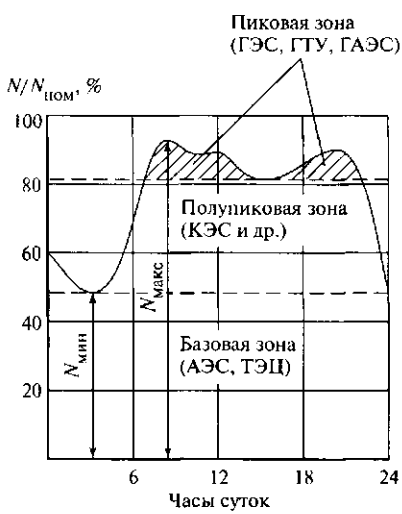


Рис. 13.2. График нагрузки с выделением рабочих зон

В каждой зоне графика нагрузки используются различные типы станций и установок исходя из их маневренных характеристик. Это позволяет обеспечить наиболее эффективное применение оборудования ТЭС с точки зрения как экономичности, так и надежности.

В соответствии с этими зонами классифицируют и установки, работающие в них. Так, в базовой зоне работают агрегаты, несущие постоянную, преимущественно номинальную, нагрузку как в суточном, так и в недельном разрезе. Чаще всего к таким станциям относятся АЭС, ТЭЦ, работающие по тепловому графику, и ГЭС без регулируемого стока.

В полупиковой зоне графика нагрузки используются агрегаты, которые могут разгружаться в периоды снижения нагрузки в системе или останавливаться в выходные и праздничные дни. К таким агрегатам относятся большая часть конденсационных энергоблоков ТЭС, а также парогазовые установки.

В пиковой зоне станции работают с максимальной нагрузкой только в часы покрытия ее пиков. К ним относятся ГТУ ТЭС, ГАЭС, ГЭС с регулируемым стоком, в период провалов нагрузки большинство агрегатов таких станций останавливается. Работа станций в той или иной зоне графика нагрузки определяется в основном ее маневренными характеристиками.

В базовой зоне графика нагрузки (в основном в отопительный период) также используются ТЭЦ, что обусловлено необходимостью обеспечения графика отпуска теплоты. В летний (неотопительный) период года ТЭЦ могут привлекаться к регулированию графика электрической нагрузки в полупиковой зоне.

Маневренные характеристики конденсационных электростанций зависят в основном от маневренных возможностей котлов (см. § 13.2).

Современные газотурбинные установки даже большой мощности обладают высокой маневренностью и могут пускаться и набирать нагрузку до номинальной мощности за 15—30 мин, что позволяет использовать их в пиковой зоне. Агрегаты ГЭС и ГАЭС могут набирать номинальную мощность всего за несколько минут, поэтому их также используют в пиковой зоне графика нагрузки.

Наряду с суточной и недельной неравномерностями графиков электрической нагрузки энергосистемы имеет место существенное изменение потребления электроэнергии в течение года. На рис. 13.3 представлен типичный график изменения электрической нагрузки в течение года для энергосистемы России. Анализ этого графика показывает, что в течение летнего периода наблюдается существенный спад потребления электроэнергии (на 30—33 %). Он обусловлен увеличением продолжительности светового дня и повышением температуры наружного воздуха. Для некоторых зарубежных стран, особенно расположенных в климатической зоне с высокими летними температурами и имеющих развитую систему кондиционирования, характерен летний максимум электрической нагрузки, например для штата Калифорния в США.

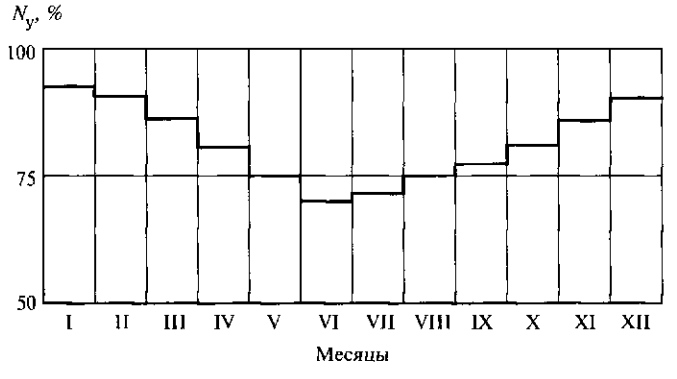


Рис. 13.3. График изменения нагрузки в течение года

Наличие провала электрической нагрузки энергосистемы в летний период создает благоприятные условия для ремонта оборудования. Летний провал нагрузки часто называют «зоной ремонтов» (или «ремонтной площадкой»). Наличие этой зоны позволяет уменьшить значение специального так называемого ремонтного резерва мощности в энергосистеме.

Для оценки напряженности работы электростанции и эффективности использования основного оборудования вводится коэффициент использования установленной мощности. Этот коэффициент представляет собой отношение количества электрической (тепловой) энергии Э, выработанной электрической станцией в течение определенного промежутка времени (за месяц, квартал, год), к тому количеству, которое могло быть выработано за тот же период при работе электростанции с установленной мощностью $N_у$:

$$K_у = Э/(N_у\tau), \tag{13.1}$$

где τ — продолжительность периода работы, ч.

Работа электростанции может характеризоваться также числом часов использования установленной мощности $\tau_у$:

$$\tau_у = Э/N_у. \tag{13.2}$$

Для оценки степени неравномерности графиков нагрузки используют ряд показателей:

коэффициент неравномерности суточной нагрузки $K_{нер}$, равный отношению минимальной нагрузки $N_{мин}$ к максимальной $N_{макс}$:

$$K_{нер} = N_{мин}/N_{макс}; \tag{13.3}$$

коэффициент плотности (заполнения) графика нагрузки $K_{зап}$, равный отношению суточного потребления электроэнергии $Э_{сут}$ к максимально возможному:

$$K_{зап} = Э_{сут}/(N_{макс} \cdot 24); \tag{13.4}$$

коэффициент регулирования $K_{рег}$, равный отношению разности максимальной и минимальной суточных нагрузок к максимальной:

$$K_{рег} = (N_{макс} - N_{мин})/N_{макс}. \tag{13.5}$$

В настоящее время тенденция разуплотнения графиков нагрузки продолжает сохраняться, и в последние годы коэффициент неравномерности во многих энергосистемах $K_{нер} = 0{,}5 \div 0{,}55$.

Кроме того, существенной характеристикой графиков нагрузки является *скорость ее изменения* w_N, представляющая собой изменение нагрузки в единицу времени или производную от потребляемой мощности во времени:

$$w_N = \Delta N/\Delta\tau = dN/d\tau. \tag{13.6}$$

В первую очередь эта величина важна для периода подъема нагрузки. Значение w_N в определенные периоды работы энергосистемы может достигать 3 % в минуту, что требует высоких маневренных характеристик энергетического оборудования и особенно при повышении нагрузки.

13.2. Маневренные характеристики оборудования

Понятие маневренность комплексное. Оно включает в себя целый ряд требований, предъявляемых к основному оборудованию ТЭС. В первую очередь к ним можно отнести соблюдение следующих показателей:

1) допустимой скорости разгружения и нагружения оборудования при плановых изменениях нагрузки;

2) разрешенного (регулировочного) диапазона изменения нагрузки;

3) технического минимума нагрузки;

4) возможности длительной работы оборудования на холостом ходу;

5) расчетной продолжительности и условий пуска блока из различных исходных тепловых состояний;

6) приемистости оборудования, способности обеспечивать быстрый «подхват» изменившейся нагрузки;

7) расходов теплоты и топлива на пуск оборудования.

Перечисленные показатели (характеристики) имеют большое значение для привлечения оборудования к покрытию диспетчерского графика нагрузки энергосистемы.

Маневренность паротурбинных установок. Основными факторами, определяющими маневренные характеристики паровых турбин, являются:

1) температурные напряжения в толстостенных элементах, характеризующие возможность возникновения термоусталостных трещин;

2) перемещения роторов ЧВД, ЧСД и ЧНД по отношению к соответствующему корпусу турбины (относительные перемещения), характеризующие вероятность задевания вращающихся частей за неподвижные;

3) усиление вибрации при частичных нагрузках.

Считается, что наибольшие температурные напряжения при изменении нагрузки возникают в роторах турбин из-за наибольшей скорости изменения их температур. При этом наиболее опасными элементами являются области паровпуска турбины, зона регулирующей ступени, выточки на валу турбины-галтели, тепловые канавки, где возникает местная концентрация напряжений. Другим опасным элементом считается корпус ЦВД — наиболее толстостенная деталь турбины.

Температурные напряжения в корпусах турбин контролируются по разностям температур:

1) в верхней и нижней частях корпуса;

2) по длине корпуса;

3) по толщине стенки корпуса;

4) по ширине фланцев горизонтального разъема;

5) фланцев и шпилек;

6) фланцев и корпуса.

Важным ограничивающим фактором маневренности турбин является относительное смещение роторов. Его причина заключается в следующем: со стороны входа пара в цилиндр обычно имеется упорный подшипник, фиксирующий положение ротора относительно корпуса в этом месте. При изменении нагрузки или при пусках температура ротора изменяется быстрее температуры корпуса. Поэтому свободный конец ротора начинает смещаться относительно корпуса, в результате возникает опасность задевания вращающихся частей за неподвижные.

Одной из причин усиления вибрации турбин является неравномерный прогрев корпуса. Например, появление разности температур верхнего и нижнего фланцев горизонтального разъема, а также корпуса и фланца приводит к усилению вибрации. Следствием этого является температурное коробление корпуса.

Причиной ограничения продолжительности работы турбины на малых нагрузках и на холостом ходу является чрезмерный нагрев выхлопного патрубка, что приводит к опасности разрушения лопаточного аппарата ротора ЧНД. Для расширения маневренности паровых турбин проводят различные мероприятия. Эти мероприятия подразделяются на конструктивные и эксплуатационные. К конструктивным относятся следующие мероприятия:

применение системы парового обогрева шпилек и фланцев горизонтальных разъемов турбин при пуске;

уменьшение ширины фланцев;

локализация областей высоких температур путем экранирования ротора и зоны паровпуска;

применение двухстенной конструкции цилиндров (прежде всего ЦВД);

конструирование маневренных турбин с увеличенными осевыми и радиальными зазорами;

улучшение качества тепловой изоляции цилиндров путем использования метода напыления;

применение системы охлаждения выхлопного патрубка ЦНД при малых нагрузках.

В процессе эксплуатации для повышения маневренности турбин используют следующие мероприятия:

предтолчковый прогрев перепускных труб при пусках энергоблоков;

подача пара с повышенной температурой на концевые уплотнения турбины при пусках блока из горячего состояния.

Применение специальных маневренных паровых турбин в настоящее время не нашло широкого применения. В начале 80-х годов прошлого века широко дискутировался вопрос о создании маневренных турбин, приспособленных к быстрому пуску и останову. Для создания таких турбин предполагалось:

1) уменьшить число цилиндров и число ступеней в них;

2) уменьшить число регенеративных отборов, патрубки которых располагаются в нижних частях корпусов, что приводит к увеличению разности между температурами верхней и нижней частей корпусов;

3) снизить начальные параметры пара;

4) увеличить зазоры между ступенями и гребнями лабиринтных уплотнений;

5) повысить давление отработавшего пара турбины, которое способствовало снижению высоты лопаток последних ступеней.

Все эти меры приводили к снижению экономичности турбин и поэтому не нашли применения. После появления высокоманевренных и экономичных газотурбинных установок необходимость использования таких турбин отпала.

Маневренность энергетических котлов. Как и у турбин, важным фактором, ограничивающим маневренность котлов (по скорости растопки и набора нагрузки), являются температурные напряжения в толстостенных элементах: барабанах, коллекторах (камерах), паропроводах.

Для элементов котлов регламентируются допустимые разности температур верхней и нижней частей, по толщине стенки, по длине (только для барабанов). Температурные напряжения ограничивают скорость растопки котла и изменение его паровой нагрузки в процессе эксплуатации.

Таблица 13.1

Допустимые скорости изменения температур и разности температур в барабанах

Показатель	Барабан	
	I группы	II группы
Скорость роста температуры насыщения при растопке, °С/мин, при $p_{бар}$, МПа:		
менее 2	2,0	1,5
более 2	2,5	2,0
Скорость снижения температуры насыщения при останове, °С/мин, при $p_{бар}$, МПа:		
более 10	1,5	1,0
менее 10	2,0	1,5
Перепад температур в верхней и нижней частях, °С	60	40
Разница температур стенки и воды при заполнении, °С	±40	±40

Допустимые скорости изменения температур в соответствии с ПТЭ приведены в табл. 13.1.

Поддержание заданной скорости прогрева осуществляется изменением тепловыделения в топке (изменением расхода топлива на котел) и поддержанием определенного уровня давления в прогреваемом тракте. Уровень давления обеспечивается регулировкой степени открытия, дренажных магистралей (для понижения давления дренажные линии открываются, для повышения — прикрываются). Скорость роста давления в барабане определяется интенсивностью парообразования в области поверхностей нагрева, сопротивлением тракта или растопочных сбросных трубопроводов котла, расположенных за барабаном. Это сопротивление может меняться путем прикрытия арматуры на растопочной линии. При полном закрытии растопочной линии скорость роста давления в барабане (а значит, и температуры насыщения) будет определяться интенсивностью парообразования в области поверхностей нагрева. При прогреве барабана следует учитывать, что верхняя часть прогревается более интенсивно, так как ее прогрев происходит за счет конденсации пара, при этом коэффициент теплоотдачи намного выше, чем таковой от воды к стенке.

У барабанных котлов с естественной циркуляцией один из факторов, ограничивающих скорость растопки, — неравномерность обогрева экранных контуров топки. Причиной этого является различие тепловосприятий отдельных контуров циркуляции, обусловленное компоновкой поверхностей нагрева топочной камеры (например, между серединой и углами топки). В процессе растопки эти явления усиливаются. В результате возникают дополнительные напряжения в экранных трубах и коллекторах, а также создается опасность опрокидывания циркуляции.

Для решения этих задач современные котлы выполняются с принудительной циркуляцией в парогенерирующих контурах. Кроме того, в котлах с естественной циркуляцией температурный режим поверхностей нагрева зависит от степени их обогрева и гидравлических характеристик. Поэтому необходимо разжигать такие горелки котла, которые обеспечивают максимум равномерного тепловыделения в топке.

13.3. Классификация и характеристика режимов работы ТЭС

Все возможные режимы работы основного и вспомогательного оборудования ТЭС можно разделить на стационарные и нестационарные.

Стационарные режимы работы ТЭС — это режимы работы в первую очередь основного оборудования, когда тепловая и электрическая нагрузки, а также параметры, характеризующие режимы работы и температурное состояние элементов оборудования, не меняются во времени. Стационарные режимы работы могут быть реализованы при номинальной или частичной нагрузке основного оборудования ТЭС.

Под ***номинальной нагрузкой*** ТЭС понимается сумма номинальных (паспортных) нагрузок ее основных агрегатов. Под номинальной нагрузкой агрегата (котла, турбины, генератора) понимается мощность (паропроизводительность), развиваемая в соответствии с его паспортными характеристиками.

Частичная нагрузка — режим работы основных агрегатов, при котором мощность (тепловая нагрузка отборов или паропроизводительность котла) меньше номинальной.

Нестационарные режимы работы агрегатов ТЭС — это режимы, при которых мощность (тепловая нагрузка регулируемых отборов, паропроизводительность котла) или основные параметры, характеризующие процесс, меняются в течение короткого промежутка времени от одного уровня до другого. К нестационарным режимам относят резкие изменения нагрузки, разгружение или нагружение агрегатов, пуски и остановы агрегатов, резкое изменение основных параметров рабочей среды, характеризующих процесс.

Под ***переменными режимами работы*** понимается эксплуатация оборудования ТЭС с систематическим чередованием стационарных и нестационарных режимов работы в течение достаточно короткого промежутка времени (например, суток). Фактически в течение всего времени эксплуатации станции работают при переменных режимах.

Регулировочный диапазон энергоблока (агрегата) — это диапазон изменения мощности, в пределах которого энергоблок может надежно работать длительное время без существенных переключений и изменений в тепловой схеме. Для энергоблоков регулировочный диапазон, как правило, определяется значением допустимой минимальной нагрузки котла, которая, в свою очередь, зависит от возможности поддержания устойчивого режима горения топлива в топочной камере и температурного режима в перегревательной и радиационной частях котла, надежности гидравлического режима и устойчивости работы системы автоматического регулирования, предотвращения шлакования поверхностей нагрева при работе на твердом топливе.

Наряду с регулировочным диапазоном еще одной характеристикой маневренности является технический минимум нагрузки.

Технический минимум нагрузки — это режим работы оборудования с минимально допустимой нагрузкой длительное время, не приводящий к снижению надежности. Основные ограничения для этого режима такие же, как и для регулировочного диапазона.

Для теплоэлектроцентралей можно выделить еще три режима работы.

Режим работы по тепловому графику — это режим, при котором расход отработавшего пара в конденсатор минимален. В этом случае теплоэлектроцентраль или теплофикационная турбоустановка работает в базовой зоне графика нагрузки. Электрическая мощность установки определяется тепловой нагрузкой. Этот режим обеспечивает достижение максимальной экономичности работы оборудования.

Конденсационный режим — режим работы ТЭЦ или отдельных теплофикационных турбоустановок при пропуске всего отработавшего пара в конденсатор.

Режим работы с частичным пропуском пара в конденсатор — режим работы ТЭЦ или отдельных теплофикационных турбоустановок, когда выработка электроэнергии осуществляется в соответствии с электрическим графиком нагрузки, диафрагма находится в полуоткрытом состоянии, обеспечивая подачу пара в соответствии с тепловой нагрузкой на сетевые подогреватели и пропуск оставшегося пара в конденсатор. Этот режим характерен для переходного периода в начале отопительного сезона и летнего периода работы теплоэлектроцентрали для обеспечения нагрузки горячего водоснабжения.

13.4. Работа ТЭС при переменных режимах

Общая характеристика переменных режимов работы ТЭС. При работе ТЭС в режиме регулирования графика электрической нагрузки возникает необходимость систематического ее изменения. При прохождении пиков нагрузки основное оборудование нагружается до своей максимально возможной мощности или используются режимы перегрузки. В настоящее время наиболее широкое распространение при снижении нагрузки получили следующие способы ее изменения:

разгружение энергоблока в пределах регулировочного диапазона или до технического минимума;

останов энергоблока на период провала нагрузки с последующим пуском;

снижение мощности турбоагрегата на ТЭС с поперечными связями до минимально возможного уровня (в настоящее время до 20—30 % номинальной мощности) при одновременном разгружении или останове части котлов;

разгружение оборудования до нагрузки холостого хода или собственных нужд.

Возможны также перевод турбины энергоблока в моторный режим (МР) с одновременным остановом и горячей консервацией котла блока или с разгружением группы котлов на ТЭС с поперечными связями и перевод энергоблока в так называемый режим частичных оборотов, иногда называемый режимом горячего вращающегося резерва (ГВР).

Все перечисленные способы изменения нагрузки агрегатов могут быть использованы при применении как конденсационных, так и теплофикационных турбин. Каждый из перечисленных выше режимов работы обладает определенными эксплуатационными преимуществами и недостатками. Выбор того или иного режима определяется в конечном итоге исходя из условий экономичности и надежности работы оборудования.

Режимы разгружения и нагружения оборудования. Разгружение оборудования в регулировочном диапазоне для прохождения провалов электрической нагрузки получило самое широкое распространение на ТЭС благодаря ряду эксплуатационных преимуществ:

сохранению в энергосистеме горячего вращающегося резерва;

более высокой надежности работы основного и вспомогательного оборудования по сравнению с надежностью его при других способах снижения нагрузки;

высоким маневренным свойствам (возможности разгружения и нагружения с высокими скоростями — до 3—4 МВт/мин для отдельных агрегатов);

высокой автоматизации операций.

Целесообразность использования режима разгружения зависит от глубины снижения нагрузки и продолжительности провала ее. Режимы разгружения могут быть реализованы в зависимости от условий (глубины) разгружения следующим образом: работа на номинальном давлении, разгружение и последующая работа на скользящем давлении, использование комбинированного способа регулирования.

Уровень регулировочного диапазона оборудования определяется в основном условиями работы котлов, так как ограничений по работе турбин в рассматриваемом диапазоне нагрузок практически нет. Гидравлический и температурный режимы поверхностей нагрева котлов не лимитируют снижение нагрузки до 0,4 номинальной. Исключение составляют только пылеугольные котлы, работающие на сильно шлакующихся углях.

Для пылеугольных котлов основным фактором, ограничивающим регулировочный диапазон, является топочный режим, надежность которого зависит от вида сжигаемого топлива, конструктивных особенностей топочных устройств и способа шлакоудаления (жидкого или твердого).

В табл. 13.2 и 13.3 приведены пределы регулировочного диапазона энергоблоков. Для пылеугольных блоков с твердым шлакоудалением устойчивость горения

Таблица 13.2

Пределы нагрузок пылеугольных блоков мощностью 300 МВт с жидким шлакоудалением

Энергоблоки	Топливо	Уровень нагрузки, %	Продолжительность работы	Давление
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-210	Уголь марки АШ	75*	Не ограничена	Номинальное
	Промпродукт	60**	Не более 2 ч	
	Газ	50	Не ограничена	
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-210 А	Уголь марки АШ	75*	Не ограничена	Скользящее, номинальное
	Промпродукт	60**	Не более 2 ч	
	Газ	50	Не ограничена	
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами П-50	Кузнецкий уголь марки Т	75*	Не ограничена	Скользящее, номинальное
	Промпродукт	60**	Не более 2ч	
	Газ	40	Не ограничена	
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-312 и ТПП-312А	Донецкий уголь марки ГСШ	75 65*	Не ограничена	Номинальное
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-110	Уголь марки АШ	75*	Не ограничена	Номинальное
	Кузнецкий уголь марки Т	60**		
	Газ	50		

*Допускается ограниченная подсветка 8—10 % по теплоте.

**Обязательна ограниченная подсветка 8—10 % по теплоте.

Таблица 13.3

Пределы нагрузок пылеугольных блоков с твердым шлакоудалением

Энергоблоки	Мощность, МВт	Топливо	Уровень нагрузки, %	Продолжительность работы	Давление
Моноблоки с турбинами К-500-240 и котлами П-57	500	Экибастузский уголь	60	Не ограничена	Номинальное
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ПК-39, ПК-39-1, ПК-39-2	300	Экибастузский уголь	65	Не ограничена	Скользящее, номинальное
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами П-59	300	Подмосковный бурый уголь	50	Не ограничена	Номинальное

топлива при понижении нагрузки является тем фактором, который лимитирует диапазон нагрузки. Для энергоблоков с жидким шлакоудалением основным ограничивающим фактором служит шлакование поверхностей нагрева при снижении нагрузки. Для блоков, работающих на низкореакционных топливах, для расширения диапазона изменения нагрузки и повышения надежности используют подсветку факела мазутом или газом. Диапазон нагрузки этих блоков существенно шире, чем для блоков с жидким шлакоудалением без использования подсветки.

Блоки, работающие на жидком и газообразном топливах, позволяют существенно расширить диапазон разгрузки по сравнению с блоками, оборудованными пылеугольными котлами. Устойчивость горения в газомазутных котлах остается достаточно высокой при глубокой разгрузке блоков. Основным фактором, ограничивающим снижение нагрузки таких блоков, в большинстве случаев является гидравлический режим работы поверхностей нагрева. Регулировочный диапазон изменения нагрузки газомазутных блоков представлен в табл. 13.4.

При работе основного оборудования в режимах разгружения и нагружения или на частичных нагрузках происходит снижение экономичности. Это, с одной стороны, обусловлено снижением показателей работы оборудования на частичной

Таблица 13.4

Пределы нагрузок газомазутных блоков

Энергоблоки	Мощность, МВт	Топливо	Уровень нагрузки, %	Продолжительность работы	Давление
Моноблоки с турбинами К-800-240 и котлами ТГМП-204	800	Мазут	50 40	Не ограничена	Номинальное Скользящее
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТГМП-324	300	Мазут	40	Не ограничена	Скользящее
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТГМП-314А(Б), ТГМП-314	300	Мазут, газ	50 40	Не ограничена	Номинальное Скользящее
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ТГМП-114, ПК-41, ПК-41-1	300	Мазут, газ	40	Не ограничена	Скользящее

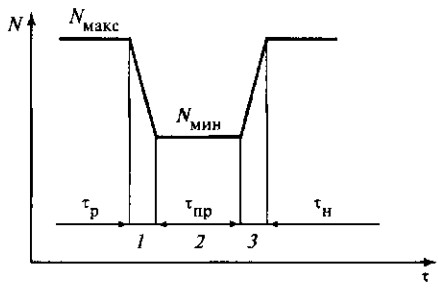


Рис. 13.4. График прохождения провала нагрузки и его этапы

нагрузке, а с другой — дополнительными затратами топлива при переходных процессах (разгружение — нагружение). Дополнительные затраты топлива связаны с нестационарностью процессов и определяются в основном следующими характеристиками:

изменением потерь теплоты с уходящими газами из-за повышения избытков воздуха и температуры уходящих газов в процессе разгружения;

увеличением доли потерь теплоты в окружающую среду через обмуровку нагретых элементов;

выделяемым или поглощаемым количеством теплоты, аккумулированной в конструкциях;

диапазоном нагрузки и скоростью изменения самого переходного процесса — разгружение или нагружение.

Таким образом, при расчете суммарных затрат топлива на весь период работы оборудования в режимах разгружения и нагружения необходимо учитывать затраты его на нестационарность процессов. На рис. 13.4 приведен упрощенный график изменения нагрузки отдельного агрегата при работе в режиме регулирования графика нагрузки при разгружении и нагружении. В целом все этапы можно условно разделить на три категории: *1* — разгружение — этап связан с переходным процессом; *2* — работа на стационарной нагрузке (провал нагрузки); *3* — нагружение — этап связан с переходным процессом.

В этом случае, например, при оценке затрат топлива на реализацию режима необходимо рассчитывать все составляющие для каждой зоны. Затраты топлива по этапам переменного режима определяются следующим образом:

при разгружении (стационарная составляющая)

$$B_р = b_{ср} N_{ср} \tau_р, \tag{13.7}$$

где $N_{ср} = (N_{макс} + N_{мин})/2$;

при провале нагрузки

$$B_{пр} = b_{пр} N_{мин} \tau_{пр}; \tag{13.8}$$

при нагружении (стационарная составляющая)

$$B_н = b_{ср} N_{ср} \tau_н. \tag{13.9}$$

Этапы нагружения и разгружения — это переходные этапы, и наряду со стационарными составляющими в них входят нестационарные, связанные с динамикой переходного процесса. Затраты топлива зависят от амплитуды и скорости изменения нагрузки, вида топлива, а также возможности на всем этапе удерживать изменяющиеся при переходном процессе параметры на уровне, соответствующем оптимальному значению в каждый момент этого процесса, т.е. от эффективности системы регулирования и стабилизации процесса после завершения переходного периода.

В этом случае дополнительные затраты топлива при переходном процессе

$$\Delta B_{\text{перех}} = f\begin{pmatrix}\Delta N,\ \Delta N/\Delta\tau, \text{ вид топлива, способ регулирования;}\\ \text{система пароораспределения, } p_0^{\text{р}}/p_0^{\text{ном}},\ t_0^{\text{р}}/t_0^{\text{ном}},\ \alpha_{\text{возд}} \text{ и др.}\end{pmatrix} \qquad (13.10)$$

Суммарные затраты топлива за весь период можно определить по выражению

$$B_{\text{перем}} = B_{\text{р}} + \Delta B^{\text{р}}_{\text{перех}} + \Delta B^{\text{р}}_{\text{стаб}} + B_{\text{пр}} + B_{\text{н}} + \Delta B^{\text{н}}_{\text{перех}} + \Delta B^{\text{н}}_{\text{стаб}} + B_{\text{макс}}, \qquad (13.11)$$

где $\Delta B^{\text{р}}_{\text{перех}}$, $\Delta B^{\text{н}}_{\text{перех}}$, $\Delta B^{\text{р}}_{\text{стаб}}$, $\Delta B^{\text{н}}_{\text{стаб}}$ — дополнительные составляющие затрат топлива при переходных процессах и стабилизации режимов.

Основным недостатком режимов разгружения и нагружения является существенное снижение экономичности при длительной эксплуатации на частичных нагрузках (в течение 5 ч и более), т.е. при длительных провалах нагрузки. Кроме того, при эксплуатации оборудования на частичных нагрузках существенное значение для обеспечения надежности и экономичности играет выбор способа регулирования нагрузки. При использовании соплового пароораспределения могут быть реализованы следующие способы регулирования нагрузки: при постоянном давлении перед турбиной; на скользящих параметрах; комбинированный.

Работа на частичных нагрузках при постоянном давлении. При работе на частичных нагрузках расход пара на турбину снижается. При дроссельном пароораспределении весь поток пара дросселируется в регулирующих клапанах. Процесс расширения пара смещается вправо по отношению к этому процессу при номинальном режиме (рис. 13.5, *а*), в результате срабатываемый теплоперепад уменьшается, снижается экономичность работы.

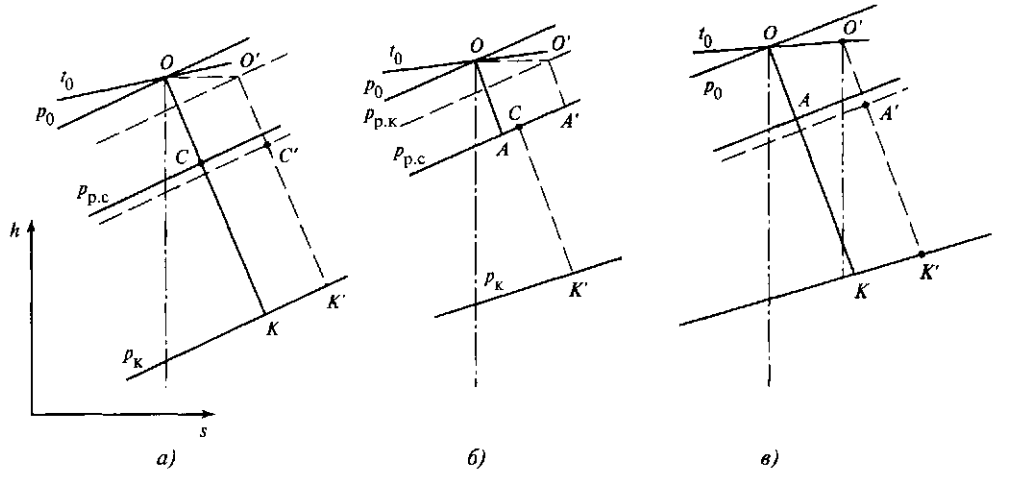


Рис. 13.5. Процессы расширения пара в проточной части турбины при частичной нагрузке:
а — дроссельное пароораспределение при постоянном давлении; *б* — то же сопловое; *в* — работа на скользящем давлении; — — номинальный режим; - - - — частичная нагрузка; $p_{\text{р.с}}$ — давление за регулирующей ступенью; $p_{\text{р.к}}$ — давление за регулирующими клапанами

При использовании соплового парораспределения и постоянного давления перед клапанами наибольшим нагрузкам подвергается регулирующая ступень.

Процесс расширения пара при постоянном давлении перед турбиной и сопловом парораспределении представлен на рис. 13.5, *б*. В этом случае процесс расширения пара в регулирующей ступени турбины можно условно (приближенно) изобразить как расширение двух потоков: а) идущего через полностью открытые клапаны (процесс расширения *OA*); б) идущего через частично открытый клапан (процесс расширения *OO'A'*).

Первый поток дросселированию не подвергается. Второй поток дросселируется в зависимости от степени открытия клапана. В камере регулирующей ступени оба потока перемешиваются, параметры их выравниваются и становятся равными параметрам смешения (точка *C*), далее процесс расширения идет из точки смешения линии *CK'*.

При использовании режима с постоянным давлением вследствие дросселирования происходит снижение температуры пара, причем оно может быть довольно значительным. На рис. 13.6 показано изменение температуры пара в камере регулирующей ступени в процессе разгружения при постоянном и скользящем давлениях. Из рис. 13.6 видно, что при работе в режиме постоянного давления и снижении нагрузки на 50 % температура пара за регулирующей ступенью снизится почти на 70 °С. Систематическое изменение уровня нагрузки при работе турбины в режиме регулирования нагрузки вызывает постоянные изменения температуры металла ротора и корпуса турбины в зоне регулирующей ступени, что приводит к дополнительным термическим напряжениям и малоцикловой усталости металла, а значит, и к снижению надежности.

Работа на частичных нагрузках с использованием регулирования на скользящих параметрах. Использование скользящего давления позволяет избавиться от значительной части проблем. В этом режиме регулирующие клапаны турбины находятся в полностью открытом положении, а в качестве регулирующего органа служит питательный насос. Начальное давление снижается за счет уменьшения подачи питательной воды насосом. При этом начальная температура пара перед турбиной остается постоянной.

Процесс расширения пара в регулирующей ступени при скользящем давлении представлен на рис. 13.5, *в*. При этом процесс расширения пара идет по линии *OO'A'K'*.

При скользящем давлении начальная энтальпия даже возрастает, температуры пара в камере регулирующей ступени, в проточной части и на выходе из ЦВД остаются более высокими.

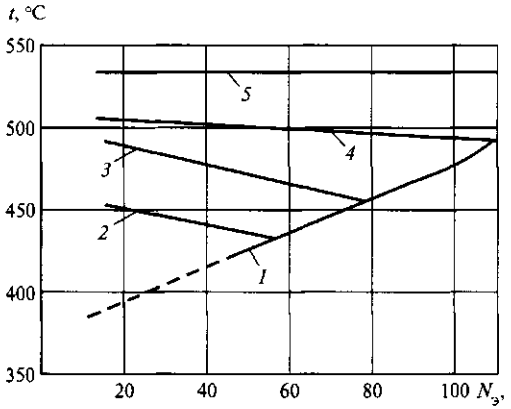


Рис. 13.6. Изменение температуры пара в камере регулирующей ступени турбины при регулировании нагрузки:

1 — при постоянном начальном давлении; *2* — при скользящем начальном давлении с нагрузкой 60 %; *3* — при скользящем давлении после закрытия первой группы клапанов; *4* — при скользящем давлении во всем диапазоне нагрузки; *5* — температура пара на входе в турбину

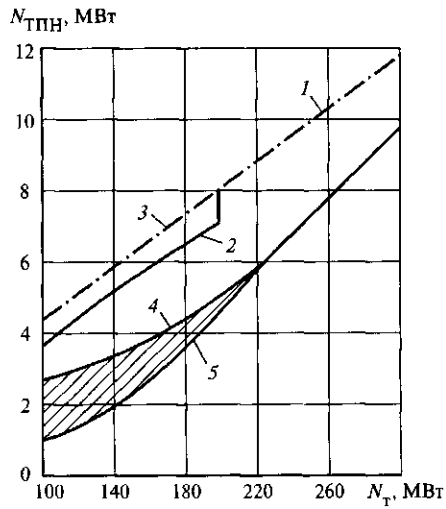


Рис. 13.7. Зависимость мощности турбопривода питательного насоса от мощности турбогенератора:

1 — располагаемая мощность турбопривода при питании деаэратора от четвертого отбора турбины; *2* — то же при питании деаэратора от третьего отбора турбины; *3* — то же при питании деаэратора от постороннего источника пара; *4* — требуемая мощность турбопривода при работе блока с двумя корпусами котла при номинальном давлении свежего пара; *5* — то же при скользящем давлении свежего пара

Из рис. 13.6 видно, что температура пара в камере регулирующей ступени практически не меняется во всем диапазоне изменения нагрузки, поэтому надежность турбоагрегата при этом режиме работы выше.

На энергоблоках с промежуточным перегревом пара температура его за ЦВД более высокая, что позволяет легче регулировать температуру пара промежуточного перегрева. При работе котла на сниженной нагрузке и скользящих параметрах происходит смещение зоны начала парообразования. Она может сместиться из конвективной зоны в нижнюю радиационную часть топочной камеры, что неблагоприятно сказывается на надежности работы поверхностей нагрева котла.

Значительный выигрыш в эффективности использования скользящего давления даст и снижение собственных нужд питательного насоса.

На рис. 13.7 приведена зависимость мощности, потребляемой питательным насосом блока мощностью 300 МВт, от изменения нагрузки и различных способов регулирования. Как видно из рисунка, использование скользящего давления позволяет снизить мощность привода питательного насоса при разгружении до 50 % более чем на 1 МВт.

Недостатком регулирования на скользящем давлении является снижение приемистости (мобильности) блока. В этом случае мобильность блока целиком определяется мобильностью котла, инерция которого весьма значительна и измеряется минутами. Поэтому энергоблоки, которые эксплуатируются на скользящем давлении, не могут участвовать в регулировании частоты в сети, когда изменение мощности должно происходить в течение нескольких секунд.

Комбинированный способ регулирования. Под комбинированным способом регулирования понимаются работа при постоянном начальном давлении до момента полного закрытия чаще всего одной из групп регулирующих клапанов и переход на скользящее давление при дальнейшем понижении нагрузки. Этот способ, обла-

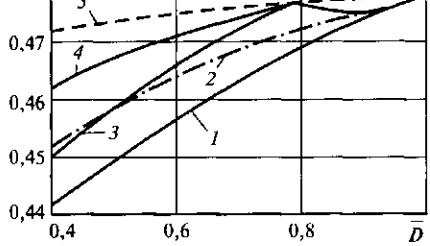


Рис. 13.8. Зависимость термического КПД цикла ПТУ от относительного расхода пара $\bar{D}$ и способа регулирования:

1 — дроссельное парораспределение; *2* — регулирование на скользящем давлении; *3* — сопловое реальное парораспределение; *4* — комбинированное регулирование; *5* — сопловое идеальное парораспределение

дая высокой экономичностью, обеспечивает лишь небольшие колебания температур в регулирующей ступени.

Изменение КПД регулирующей ступени для различных режимов работы приведено на рис. 13.8. Как видно из рисунка, наиболее оптимально для всех режимов использование комбинированного регулирования.

Использование теплофикационных агрегатов для прохождения провалов нагрузки. Самый простой путь уменьшения электрической мощности теплофикационной турбины при ее работе с полностью закрытой диафрагмой и минимальным вентиляционным расходом пара в конденсатор связан с принудительным уменьшением ее тепловой нагрузки до того значения, которое соответствует требуемому уровню разгрузки турбины. При работе по тепловому графику одновременно со снижением электрической мощности происходит уменьшение количества отпускаемой теплоты. В этом случае снижение теплоты у потребителя должно быть восполнено теплотой, вырабатываемой замещающим ее источником (в данном случае пиковыми водогрейными котлами).

Подавляющую часть времени, когда ПТУ работает с большими нагрузками отопительных отборов, ПВК эксплуатируются с частичными тепловыми нагрузками или остановлены. В этом случае ПВК могут быть использованы в ночные часы для восполнения той части тепловой нагрузки, которая недоотпущена сетевыми подогревателями. Однако в отдельные периоды года, когда температура наружного воздуха близка к минимальной расчетной, ПВК работают круглосуточно с полной загрузкой. Возможности компенсации недовыработки тепловой мощности основными сетевыми подогревателями за счет ПВК становятся ограниченными, и в этот период маневренность ТЭЦ существенно снижается. Этот способ нашел широкое применение для регулирования нагрузки, но передача тепловой нагрузки на ПВК приводит к увеличению доли раздельной выработки электроэнергии.

13.5. Остановочно-пусковые режимы

Остановы основного оборудования. В зависимости от назначения остановы основного энергетического оборудования разделяют на следующие типы:

1) вывод в резерв на одну ночь (продолжительность простоя 6—8 ч);

2) вывод в резерв на выходные дни (40—50 ч);

3) вывод в ремонт (остановы агрегатов для ремонта могут быть разделены на аварийные и плановые).

Аварийный останов зачастую проводится, как правило, за счет срабатывания систем защиты в соответствии с условиями эксплуатации энергоблока в аварийной ситуации.

При плановых выводах энергоблоков в резерв независимо от продолжительности простоя стремятся обеспечить сохранение температурного состояния основного оборудования на уровне, близком к номинальному, как в процессе разгружения, так и при простое. Сохранение более высокой температуры оборудования позволяет сократить продолжительность пусковых операций и тем самым обеспечить более высокий уровень надежности и экономичности при последующем пуске.

При останове блока на ремонт целесообразно, наоборот, обеспечить расхолаживание его для того, чтобы сократить время естественного остывания блока до температуры, когда можно приступать к выполнению ремонтных работ. В большинстве случаев с этой целью производится разгружение энергоблока на скользящих параметрах с постепенным понижением температуры свежего пара вплоть до температуры насыщения. Такая система останова позволяет за 6—10 ч снизить темпе-

ратуру наиболее нагретых частей ЦВД до 300 °С (даже у самых мощных энергоблоков на закритические параметры, имеющих наиболее толстостенные элементы). Дальнейшее расхолаживание под нагрузкой становится невозможным по условиям работы котлов. Поэтому, как правило, для окончательного расхолаживания применяют воздушное охлаждение с использованием штатных или специальных эжекторных установок. Все это позволяет обеспечить расхолаживание даже турбин на закритические параметры в течение 24—36 ч, в то время как их естественное остывание продолжается около 100 ч.

Пусковые режимы и пусковые схемы ТЭС. Пусковые режимы наряду с режимами разгружения являются основными, характеризующимися снижением вырабатываемой мощности ТЭС. Остановы с последующими пусками используются в основном при прохождении провалов нагрузки значительной продолжительности (6 ч и более) или в условиях, когда разгружение оборудования не обеспечивает требуемого уровня снижения нагрузки. Преимуществом режима останова с последующим пуском является максимальная глубина разгружения (100 % установленной мощности).

Для осуществления пусковых операций на современных энергоблоках разработаны специальные пусковые схемы. Из существующих различных вариантов пусковых схем наибольшее распространение получили схемы, представленные на рис. 13.9.

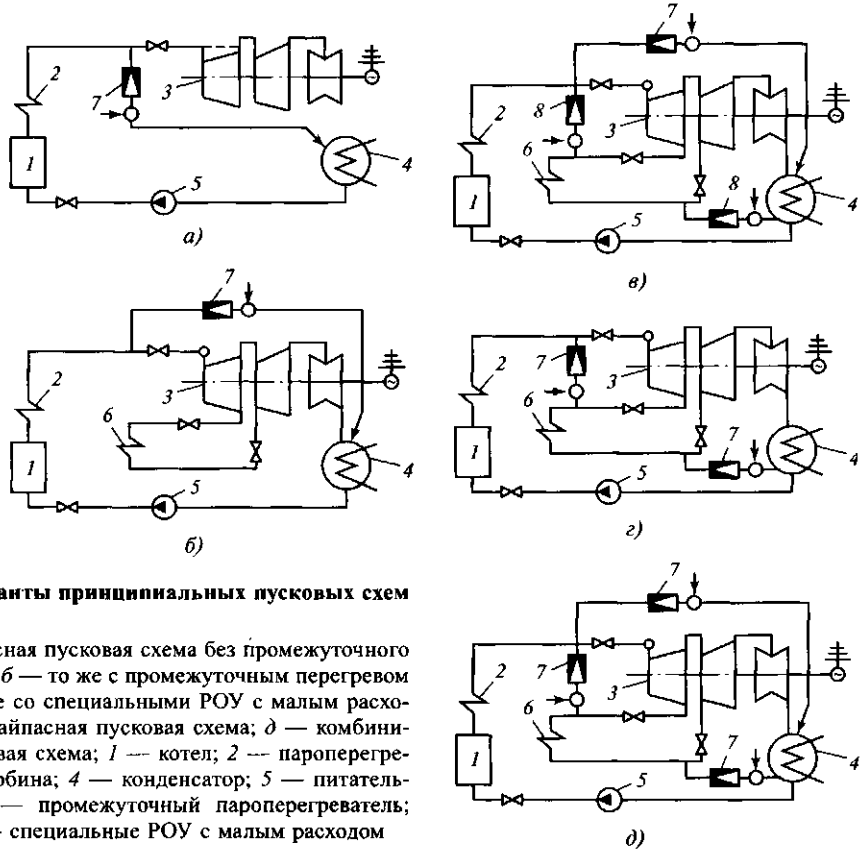


Рис. 13.9. Варианты принципиальных пусковых схем энергоблоков:

а — однобайпасная пусковая схема без промежуточного перегрева пара; *б* — то же с промежуточным перегревом пара; *в* — то же со специальными РОУ с малым расходом; *г* — двухбайпасная пусковая схема; *д* — комбинированная пусковая схема; *1* — котел; *2* — пароперегреватель; *3* — турбина; *4* — конденсатор; *5* — питательный насос; *6* — промежуточный пароперегреватель; *7* — БРОУ; *8* — специальные РОУ с малым расходом

Однобайпасная пусковая схема применяется на станциях без промежуточного перегрева пара (рис. 13.9, *а*), а также с промежуточным перегревом пара (рис. 13.9, *б*). При работе по этой схеме на этапах растопки, повышения параметров и прогрева трубопроводов пар, получаемый в котле, сбрасывается через БРОУ в конденсатор в обвод турбины. В этом случае поверхности промежуточного перегревателя не охлаждаются паром и размещаются в зоне умеренных температур дымовых газов — в конвективной части котла. При указанных режимах температура газов на входе в пакеты не должна превышать предельно допустимых значений ее для стали, из которой изготовлены пароперегреватели.

Главным преимуществом однобайпасной схемы по сравнению с другими схемами является меньшее число арматуры и трубопроводов, а недостатком — невозможность прогрева системы промежуточного перегрева собственным паром до толчка ротора турбины и включения генератора в сеть. Поэтому в некоторых схемах для прогрева системы промежуточного перегрева предусмотрены специальные РОУ с подачей пара в промежуточный пароперегреватель на этапах пуска с последующим сбросом его в конденсатор (рис. 13.9, *в*).

Двухбайпасная схема может быть применена в котлах с промежуточным перегревом пара, причем пакеты промежуточного пароперегревателя котла должны быть размещены в зоне высоких температур дымовых газов. Для обеспечения надежности работы металла промежуточного пароперегревателя в пусковых режимах свежий пар через БРОУ-1 поступает в область поверхностей пароперегревателя, охлаждая их, и затем сбрасывается через БРОУ-2 в конденсатор турбины (рис. 13.9, *г*). Пропускные способности БРОУ выбирают из условий обеспечения возможности прогрева (охлаждения) поверхностей нагрева пароперегревателя, а также удержания энергоблока в рабочем состоянии при сбросах нагрузки.

Комбинированная схема позволяет часть вырабатываемого котлом свежего пара через БРОУ-1 направлять в промежуточный пароперегреватель и далее через БРОУ-2 сбрасывать его в конденсатор. Вторая часть свежего пара через БРОУ-3 непосредственно сбрасывается в конденсатор. По этой схеме промежуточный пароперегреватель в котле можно размещать в зоне средних или высоких температур дымовых газов. Она обеспечивает надежность его работы в пусковых режимах, а также при сбросах нагрузки (рис. 13.9, *д*). Основным достоинством комбинированной схемы по сравнению с другими является возможность эффективного регулирования (при прочих равных условиях) температуры пара промежуточного перегрева путем байпасирования турбины через БРОУ-3. Это позволяет быстро повысить температуру пара промежуточного перегрева.

По сравнению с барабанными прямоточные котлы можно растапливать быстрее из-за отсутствия у них массивного толстостенного барабана, где при быстрой растопке могут возникать значительные температурные напряжения. Прямоточные котлы имеют ограничения по минимуму расхода питательной воды через экономайзерно-испарительную часть поверхностей нагрева (около 30 % номинального). Эти ограничения связаны с особенностями гидродинамики потока среды. При малых расходах среды в области поверхностей нагрева возникают расслоение пароводяной эмульсии, межвитковая пульсация потока и температурная разверка по змеевикам, приводящие к пережогу и разрыву трубок поверхностей нагрева.

Продолжительность пуска современных энергоблоков с мощными турбинами в зависимости от мощности, параметров и конструкции может составлять 4—9 ч. В течение всего этого времени турбина не в состоянии принять такое большое

количество пара из котла (30 % $D_{ном}$). Для снижения потерь теплоты специально была разработана пусковая схема.

Впоследствии пусковые схемы отечественных энергоблоков на закритические параметры были унифицированы, что облегчает их проектирование и эксплуатацию. На рис. 13.10 представлена типовая пусковая схема блока мощностью 800 МВт.

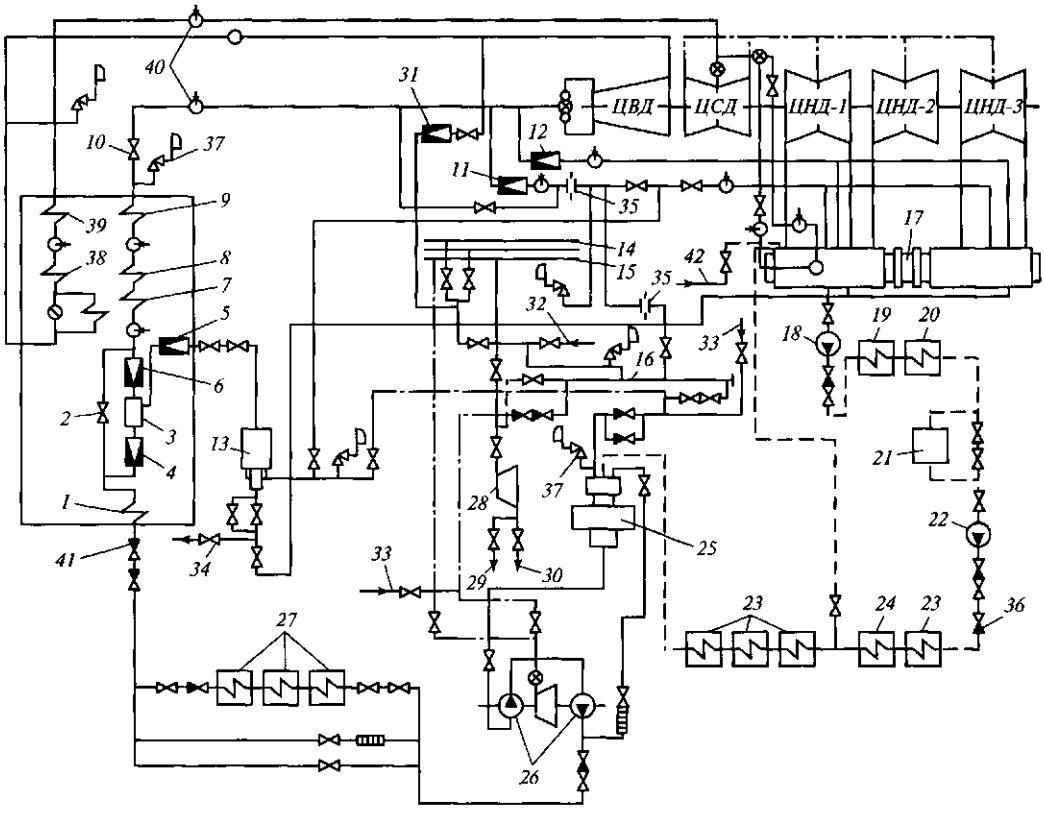


Рис. 13.10. Упрощенная пусковая схема блока мощностью 800 МВт:

1 — испарительные поверхности нагрева котла; *2* — встроенная задвижка; *3* — встроенные сепараторы; *4—6* — дроссельные клапаны Др-1—Др-3; *7* — ширмовый пароперегреватель; *8, 9* — конвективные пароперегреватели первой и второй ступеней; *10* — главная паровая задвижка; *11* — пускосбросное устройство собственных нужд; *12* — пускосбросное устройство сброса в конденсатор; *13* — растопочный сепаратор; *14* — общестанционные магистрали «холодного» пара с температурой 250 °С; *15* — общестанционная магистраль «горячего» пара с температурой 380 °С; *16* — коллектор собственных нужд блока; *17* — конденсатор турбины; *18* — конденсатный насос первой ступени (КЭН-1); *19* — охладитель газоохладителей; *20, 24* — охладители пара из уплотнений турбины; *21* — блочная обессоливающая установка; *22* — конденсатный насос второй ступени (КЭН-2); *23* — подогреватели низкого давления; *25* — деаэратор; *26* — турбопитательный насос; *27* — подогреватели высокого давления; *28* — приводная турбина воздуходувки; *29* — отвод пара к ПНД-2; *30* — отводы пара к калориферам; *31* — редукционная установка; *32* — подвод пара от четвертого отбора турбины; *33* — то же третьего отбора; *34* — сброс воды в циркуляционный канал; *35* — ограничительные шайбы; *36* — регулирующий клапан уровня воды в конденсаторе; *37* — предохранительный клапан; *38, 39* — промежуточные пароперегреватели первой и второй ступеней; *40* — впрыск; *41* — регулирующий питательный клапан котла; *42* — подвод обессоленной воды

Суть ее состоит в том, что требование 30 %-ного растопочного расхода среды относится только к экономайзерно-испарительной части прямоточного котла: расход среды (пара) через пароперегревательную часть котла может быть и меньше. При работе по этой схеме с помощью запорной встроенной задвижки (ВЗ) отделяется экономайзерно-испарительная часть котла от его пароперегревательной части. Среда сбрасывается до встроенной задвижки через дроссельный клапан Др-1 во встроенный сепаратор (ВС). Образовавшийся в результате вскипания среды при понижении ее давления пар через дроссельный клапан Др-3 сбрасывается в пароперегревательную часть котла, а оставшаяся вода через дроссельный клапан Др-2 и растопочный расширитель (РР) — в конденсатор турбины. На первом этапе пуска, когда вода загрязнена оксидами железа и солями, производится удаление воды в сбросной водовод.

Благодаря такой схеме существенно снизились потери теплоты и рабочей среды при пуске блока с прямоточным котлом.

Основные принципы организации режимов пусков блоков сверхкритического давления (СКД). В зависимости от температурного состояния узлов оборудования (котла, паропроводов, турбины) режимы пусков подразделяются на четыре группы.

1. Пуск из холодного состояния — при полностью остывших котле и паропроводах и при температуре паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины не более соответственно 150 и 100 °С.

2. Пуск из неостывшего состояния — при температуре металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины выше 150, но не более 400 °С.

3. Пуск из горячего состояния — при температуре металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины выше 400 °С и сохранившемся избыточном давлении в тракте котла до ВЗ.

4. Пуск из состояния горячего резерва, когда давление среды перед ВЗ не ниже критического.

Рассмотрим основные особенности унифицированной технологии пуска блоков СКД с прямоточными котлами из холодного состояния. Как уже отмечалось, на начальной стадии пуска блока пароперегреватель СКД не включен (дроссельный клапан Др-3 на выходе пара из ВС закрыт, и пароперегреватель СКД находится в беспаровом режиме). Пар для прогрева тракта промежуточного перегрева, ЦВД, пароперепускных труб, регулирующих клапанов ЦВД подается из растопочного расширителя (РР).

Часть потока этого пара противотоком проходит через холодные нитки промежуточного перегрева, ЦВД, регулирующие клапаны ЦВД и сбрасывается в конденсатор. Вторая часть потока пара прямотоком проходит через холодные нитки промежуточного перегрева, промежуточный пароперегреватель котла, горячие нитки промежуточного перегрева, а затем через отсечно-перепускные клапаны перед ЦСД турбины сбрасывается в конденсатор. Регулирующие клапаны ЦСД турбины при этом закрыты, а ротор турбины на этой стадии вращается от валоповоротного устройства. Часть пара из РР, кроме того, поступает в деаэратор, за счет чего обеспечивается постепенный прогрев всех вышеперечисленных элементов блока и деаэрация питательной воды, подаваемой непрерывно питательным электронасосом в котел через экономайзерно-испарительную часть до ВЗ.

Поскольку пароперегреватель СКД на этой стадии пуска блока работает в беспаровом режиме, должна быть обеспечена его сохранность. По условиям надежности металла пароперегревателя СКД его длительная работа без охлаждения допускается

при средней температуре дымовых газов в поворотной камере котла не выше 550 °С. Поэтому на этой стадии пуска блока (до включения пароперегревателя СКД в поток пара) регламентируется подача топлива в топку котла со «стартовым» расходом. «Стартовый» расход топлива на этой стадии пуска блока обычно составляет:

при пусках из холодного состояния 10—15 % $B_{ном}$;

при пусках из горячего состояния 17—20 % $B_{ном}$.

После достижения во встроенном сепараторе степени сухости пара не менее 8 % начинается открытие дроссельного клапана Др-3 и подключение пароперегревателя СКД. Далее пар проходит через тракт котла и направляется для прогрева главных паропроводов к турбине. Сброс этого пара осуществляется через БРОУ.

После прогрева трубопроводов и повышения температуры пара перед турбиной до допустимого уровня производится толчок и разворот турбины путем первоначальной подачи пара в ЦВД (к этому времени подача пара в холодную нитку промежуточного перегрева должна быть отключена), если температура трубопроводов промежуточного перегрева ниже температуры ЦСД на 50 °С и более. В этом случае пар, подаваемый в ЦВД, вращает ротор с частотой n = 800 мин$^{-1}$. Пар, отработавший в ЦВД, проходит через холодную нитку промежуточного перегрева и промежуточный пароперегреватель котла, прогревает трубопроводы горячей нитки и сбрасывается через отсечно-перепускные клапаны перед ЦСД турбины в конденсатор. После окончания прогрева трубопроводов промежуточного перегрева пар подается в ЦСД и производится увеличение частоты вращения до номинальной (n = 3000 мин$^{-1}$).

Следующим этапом являются синхронизация и включение генератора в сеть, после чего начинается нагружение энергоблока. В процессе нагружения производятся повышение параметров пара в котле и прогрев турбины. При достижении нагрузки около 60 % осуществляется переход с сепараторного режима на прямоточный.

Общая продолжительность пуска блока с турбиной К-300-240 по графикам (заданиям ОРГРЭС) обычно составляет: при пуске из холодного состояния 6 ч; при пуске из неостывшего состояния 3—5 ч; при пуске из горячего состояния 2—3 ч. Это время включает в себя период от начала пусковых операций до выхода на номинальную нагрузку.

При пусках из горячего и неостывшего состояний последовательность операций практически не меняется, но отсутствует операция прогрева ЦВД и трубопроводов промежуточного перегрева паром из растопочного расширителя, так как в данном случае эти элементы зачастую имеют более высокую температуру. Перед подачей пара в ЦВД для уменьшения расхолаживания паровпуска турбины температура пара перед ней должна быть выше температуры наиболее нагретой части турбины не менее чем на 50 °С.

Дополнительные затраты топлива в режиме пуска. Режимы останова и последующего пуска характеризуются затратами топлива и электроэнергии на этапах подготовки энергоблока к пуску и последующих этапах растопки и повышения параметров и набора нагрузки. Для определения затрат топлива при пусковых операциях разработана методика расчета. В соответствии с этой методикой основные затраты топлива на этапах пуска вычисляются в виде

$$\Delta B_{пуск} = \Delta B_{р} + \Delta B_{рез} + \Delta B_{подг} + \Delta B_{раст} + \Delta B_{синх} + \Delta B_{н} + \Delta B_{стаб}, \qquad (13.12)$$

где $\Delta B_{р}$ — затраты топлива на разгружение блока; $\Delta B_{рез}$ — затраты топлива, связанные с поддержанием блока в резерве, т.е. в остановленном состоянии; $\Delta B_{подг}$ —

затраты топлива, связанные с подготовительными операциями к пуску блока; $\Delta B_{раст}$ — затраты топлива, связанные с растопкой котла и набором параметров пара до «толчковых» для турбины; $\Delta B_{синх}$ — затраты топлива на увеличение частоты вращения ротора и синхронизацию турбоагрегата; $\Delta B_{н}$ — дополнительный расход топлива, связанный с этапом нагружения; $\Delta B_{стаб}$ — дополнительные затраты топлива, связанные с этапом стабилизации теплового состояния (блока) на окончательной нагрузке.

Остановочно-пусковые режимы эффективно применять при глубоких и продолжительных провалах нагрузки (в течение более 8—10 ч). Эти режимы имеют ограничение числа пусков за весь срок службы по условиям надежности работы металла (для большинства турбин допустимое число пусков из горячего состояния составляет 1500—2000, а из холодного состояния — 600). Основной причиной этого ограничения является снижение надежности оборудования из-за дополнительных термических напряжений, возникающих в процессе пуска на этапах прогрева оборудования.

Дополнительные термические напряжения при пусковых операциях являются основным фактором ограничения скорости набора нагрузки (продолжительность с момента начала пуска до полного нагружения составляет для большинства блоков 1,5—8 ч в зависимости от времени простоя и типа оборудования).

В настоящее время для снижения термических напряжений в процессе пуска растопка котла, прогрев трубопроводов и набор нагрузки осуществляются на скользящем давлении пара в тракте пароперегревателя свежего пара котла.

13.6. Моторный режим

Моторный режим (режим двигателя) (МР) представляет собой режим работы турбогенератора, когда подача пара через паровпускные органы турбины прекращается, но генератор от сети не отключается, а переходит в режим двигателя и вращает ротор турбины с синхронной частотой, потребляя из сети мощность, необходимую для преодоления сил трения в подшипниках турбины и генератора, а также для преодоления сил трения и вентиляции в лопаточном аппарате турбины.

В этом случае вакуум в конденсаторе не срывается, в работе остается эжекторная установка и продолжает осуществляться подвод к конденсатору циркуляционной воды. На уплотнения турбины подается пар, так как практически вся проточная часть ее в этом случае оказывается под вакуумом.

Вращение ротора турбины с синхронной частотой приводит к разогреву направляющих и рабочих лопаток проточной части вследствие трения и вентиляции, а также протечек пара через уплотнения. Для обеспечения допустимого температурного состояния проточной части турбины в этом случае в регенеративные отборы предусматривают подачу небольшого количества охлаждающего пара от стороннего источника (например, от соседнего агрегата или общестанционной магистрали).

Место подвода определяется следующим образом. Если количество подводимой энергии в ступень превышает количество отводимой энергии, то ступень разогревается и требуется обеспечение отвода теплоты за счет подачи охлаждающего пара. Это условие характерно для последних ступеней турбины, имеющих большую высоту лопаток и высокую окружную скорость их, в результате чего потери на трение и вентиляцию становятся очень большими (для последней ступени тур-

бины К-210-130 эти потери составляют 200—350 кВт и более в зависимости от вакуума в конденсаторе, а для турбины К-300-240 — 600 кВт и более).

Если количество отводимой теплоты превосходит количество подводимой, то происходит остывание, которое характерно для первых ступеней ЦВД и ЦСД.

Место подвода пара и его параметры определяются исходя из равенства подводимого и отводимого количества теплоты ступени. Этому соответствует условие, когда в установившемся режиме потери на трение и вентиляцию $Q_{\text{тр. вен}}$ в лопаточном аппарате равны потерям в окружающую среду $Q_{\text{о.ср}}$ и температурное состояние ступени остается на уровне, существующем при режиме работы с полной нагрузкой.

На рис. 13.11 представлена схема дополнительных паропроводов при переводе турбины К-200-130 в МР.

Затраты топлива и электроэнергии на поддержание блока в моторном режиме складываются:

из затрат топлива $\Delta B^{\text{п}}_{\text{м.р}}$ на выработку сторонними источниками пара, идущего на уплотнения турбины, эжекторную установку и охлаждение проточной части;

из потребления дополнительной энергии механизмами собственных нужд $\Delta N^{\text{с.н}}_{\text{м.р}}$;

из потребления энергии генератором из сети $\Delta N^{\text{г}}_{\text{м.р}}$.

При этом затраты топлива определяются в виде

$$\Delta B_{\text{м.р}} = \Delta B^{\text{п}}_{\text{м.р}} + b_{\text{ср}}(\Delta N^{\text{с.н}}_{\text{м.р}} + \Delta N^{\text{г}}_{\text{м.р}}), \qquad (13.13)$$

где $b_{\text{ср}}$ — удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в среднем по энергосистеме, г/(кВт · ч).

Моторный режим имеет свои достоинства и недостатки. К достоинствам его можно отнести следующее:

турбина вращается с синхронной частотой, ее не надо разворачивать, можно сразу подавать пар и набирать нагрузку;

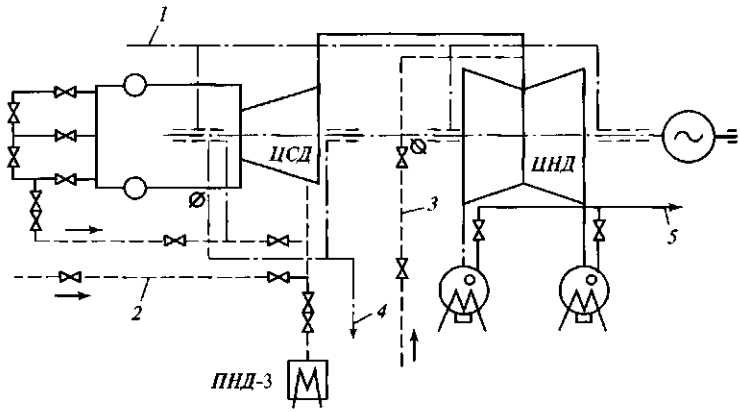


Рис. 13.11. Схема дополнительных паропроводов при переводе турбины К-200-130 в моторный режим:

1 — подача пара на уплотнение; *2* — подача пара в ЦСД; *3* — то же в ЦНД; *4* — отсос пара в конденсатор; *5* — впрыск конденсата в выхлопной патрубок

турбина сохраняет температурное состояние, близкое к температурному состоянию при работе под нагрузкой, что снижает термические напряжения при наборе нагрузки и позволяет повысить скорость ее набора;

отсутствие этапа разворота ротора турбины уменьшает расхолаживание ее органов паровпуска, что снижает термические напряжения;

обеспечивается глубокая (до 100 %) разгрузка блока;

генератор турбоагрегата, находящегося в МР, можно использовать в качестве синхронного компенсатора для выработки или потребления реактивной составляющей мощности.

Недостатками этого режима являются:

дополнительные затраты топлива и энергии на поддержание моторного режима;

сохранение затрат топлива, связанных с остановом и пуском котла при блочных установках.

Экспериментальные исследования показали, что применение МР экономически целесообразно при продолжительности провала нагрузки в энергосистеме не более 8 ч, а при использовании генератора в режиме синхронного компенсатора — до 15 ч. В настоящее время этот режим не нашел широкого применения в практике эксплуатации. Наиболее эффективно его использование на станциях с поперечными связями при турбоагрегатах мощностью не более 100 МВт.

13.7. Режим горячего вращающегося резерва

Режим горячего вращающегося резерва (ГВР), который также называют режимом частичных оборотов (РЧО), сводится к следующему.

Энергоблок разгружается на скользящих параметрах, генератор отключается от сети. Закрывается главная паровая задвижка (ГПЗ) турбины, и при достижении частоты вращения ротора турбины, равной 800—1100 мин$^{-1}$, через байпас ГПЗ подается пар с таким расчетом, чтобы частота вращения ротора сохранялась на этом уровне.

В этом случае котел продолжает работать с одним дымососом и одним вентилятором, а поддержание выработки небольшого количества пара обеспечивается работой на одной растопочной форсунке или газовой горелке. Вакуум в конденсаторе сохраняется, и на уплотнения турбины подается пар по пусковой схеме энергоблока. Схема работы блока в режиме ГВР представлена на рис. 13.12.

Режим горячего вращающегося резерва имеет свои достоинства и недостатки. К достоинствам режима ГВР можно отнести следующее:

котел остается в работе, трубопроводы свежего пара и пара промежуточного перегрева находятся все время в прогретом состоянии;

отсутствует этап пуска с «толчком» турбины, и при пуске блока требуются только «добор» частоты вращения до номинальной и синхронизация генератора, что уменьшает расхолаживание турбины.

Недостатками режима ГВР являются:

разогрев последних ступеней ЦСД и ЦВД турбины из-за высокой температуры пара на входе в ЦСД и малого внутреннего относительного КПД проточной части при малом расходе пара;

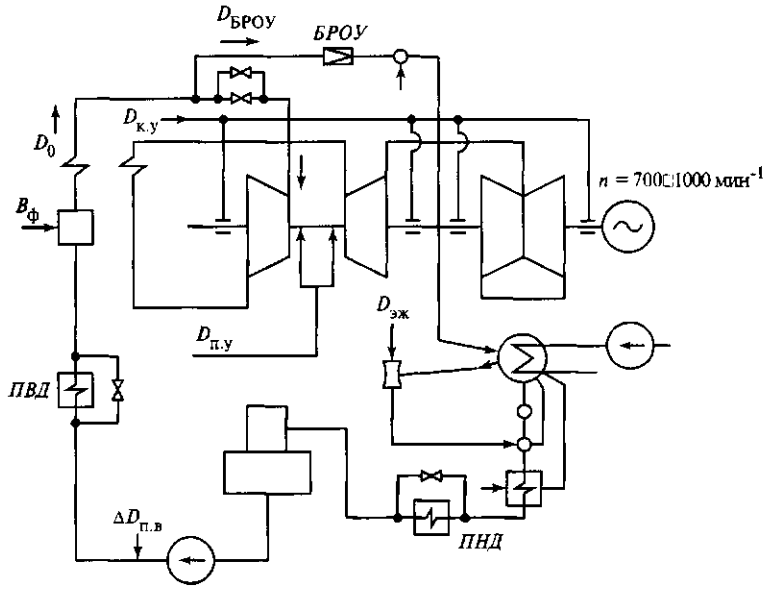


Рис. 13.12. Схема работы энергоблока мощностью 200 МВт в режиме горячего вращающегося резерва:

$\Delta D_{п.в}$ — количество питательной воды, подаваемой от соседнего блока; $D_{п.у}, D_{к.у}$ — расходы пара через передние и задние концевые уплотнения турбины; $D_{БРОУ}$ — количество «лишнего» пара, сбрасываемого в конденсатор; $D_{эж}$ — расход пара в эжекторной установке

невозможность увеличения расхода пара через пароперегреватель котла, так как повышение этого расхода приводит к недопустимому увеличению частоты вращения турбины;

довольно большой расход теплоты на поддержание режима ГВР.

Экспериментальные исследования показали, что применение режима ГВР экономически целесообразно по сравнению с остановочно-пусковым режимом при продолжительности провала нагрузки в энергосистеме не более 5 ч. В настоящее время этот режим не нашел широкого применения в практике эксплуатации.

13.8. Способы получения пиковой мощности

Дополнительную мощность для прохождения пиков нагрузки можно получить вводом новых высокоманевренных агрегатов или увеличением нагрузки на действующих. Ввод в эксплуатацию новых агрегатов, обеспечивая наличие резерва, в то же время приводит к значительным капиталовложениям, уменьшению уровня загрузки оборудования, следовательно, к снижению экономичности его работы.

Для получения пиковой мощности на действующем паротурбинном оборудовании используют следующие способы:

1) форсировка котла и выработка пара сверх номинальной паропроизводительности;

2) для теплофикационной турбины возможно увеличение электрической мощности за счет снижения тепловой нагрузки путем перевода ее на пиковые водогрейные котлы;

3) отключение части системы регенерации.

В практике эксплуатации реально используют в основном только два первых способа.

Максимальный прирост мощности определяется в первую очередь возможностями по перегрузке основного и вспомогательного оборудования (пропускной способностью турбины, запасом мощности генератора, конденсирующей способностью конденсатора, запасами подачи дутьевых вентиляторов и дымососов).

При форсировке котла основное ограничение связано, как правило, с его генерирующей способностью, которая зависит от многих факторов: допустимого тепловосприятия поверхностей нагрева, состава и качества сжигаемого топлива, запаса подачи тягодутьевых машин (вентиляторов, дымососов). Поэтому в зависимости от конкретных условий определяются допустимые пределы использования того или другого способа. Как правило, все котлы имеют запас по производительности 5—7 % по сравнению с количеством пара, необходимым для обеспечения номинальной мощности турбины.

Генераторы турбин обычно допускают достаточно длительное повышение активной мощности (на 10—15 % номинальной) при одновременном снижении их реактивной нагрузки. Например, турбогенератор типа ТВВ-320-2УЗ, работающий с турбиной К-300-240, допускает повышение мощности на 10 % при $\cos\varphi = 0{,}9$, и возможно повышение мощности генератора до 360 МВт при увеличении $\cos\varphi$ до 0,95.

При использовании режима форсировки необходимо учитывать, что увеличение расхода пара приводит к перераспределению параметров по проточной части турбины и изменению срабатываемых теплоперепадов, в результате чего возрастают изгибающие напряжения в лопаточном аппарате. При этом максимальной перегрузке подвергаются регулирующая ступень, последние ступени ЦНД, а также предотборные ступени регулируемых отборов пара теплофикационных турбин. Кроме того, происходит перераспределение осевых усилий в проточной части турбины и возникают дополнительные осевые усилия, которые необходимо учитывать при использовании перечисленных выше способов для получения пиковой мощности.

Гораздо более широко для регулирования мощности энергосистем используются теплофикационные турбоагрегаты. При этом уменьшается тепловая нагрузка отопительных отборов с одновременным увеличением расхода пара в конденсатор.

При применении этого режима первоначально повышают расход пара в головную часть турбины до максимально возможного, сохраняя при этом тепловую нагрузку на неизменном уровне, и только после этого при необходимости увеличения электрической мощности начинают снижение тепловой нагрузки турбины. В этом случае ее поворотная регулирующая диафрагма постепенно открывается, тепловая нагрузка уменьшается, а электрическая увеличивается за счет повышения теплоперепада и расхода пара в конденсатор. Этот процесс может продолжаться до момента перевода турбоагрегата полностью в конденсационный режим. Получение дополнительной пиковой мощности в этом случае сопровождается значительным ростом удельного расхода топлива на выработку электрической энергии. На рис. 13.13 приведено изменение удельного расхода топлива при выработке

дополнительной электрической мощности на энергоблоке с турбиной Т-250/300-240 за счет передачи отборной теплоты водогрейным котлам. График построен при $t_{н.в} = -15$ °С и $G_{с.в} = 800$ м^3/ч и $D_0 = 950$ т/ч. Анализ графика показывает, что при первом открытии диафрагмы удельные расходы топлива на выработку электрической энергии в начальный момент резко возрастают. Затем удельные затраты топлива на выработку электроэнергии начинают уменьшаться, этот процесс продолжается до момента, когда диафрагма будет полностью открыта. Дальнейший рост электрической мощности и уменьшение отпуска теплоты могут достигаться за счет снижения расхода сетевой воды через сетевые подогреватели, вплоть до перехода в чисто конденсационный режим. При этом, как видно из рис. 13.13, удельные расходы топлива на выработку электроэнергии существенно возрастают. Это объясняется тем, что по мере открытия диафрагмы понижаются давления в регулируемых отборах пара и рост мощности происходит как за счет увеличения выработки электроэнергии всем потоком пара вследствие повышения срабатываемого теплоперепада, так и за счет работы, совершаемой дополнительным потоком пара, идущим в конденсатор.

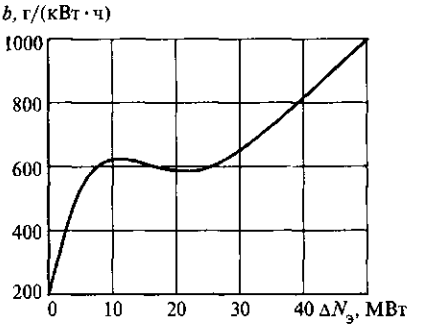


Рис. 13.13. Изменение удельного расхода топлива при получении дополнительной электрической мощности на энергоблоке с турбиной Т-250/300-240 при ограничении отбора теплоты

При полностью открытой диафрагме дальнейшее увеличение расхода пара в ЦНД и в конденсатор возможно лишь за счет повышения давления в камере регулируемого отбора, достигаемого путем поступления части сетевой воды в обвод сетевых подогревателей. В этом случае прирост электрической мощности происходит только за счет работы пара в ЦНД, что и приводит к резкому последующему росту удельного расхода топлива на выработку электрической энергии.

Таким образом, для получения максимального экономического эффекта снижение тепловой нагрузки надо производить до того момента, когда регулирующая диафрагма будет открыта полностью, затем целесообразнее начать снижение тепловой нагрузки на следующем блоке. Этот режим можно использовать только в том случае, если снижение тепловой нагрузки отборов турбины будет скомпенсировано увеличением отпуска теплоты от ПВК.

Получение пиковой мощности возможно также путем отключения части системы регенерации. Отключение ПНД для этих целей не практикуется, так как дополнительный выигрыш в мощности слишком мал. Кроме того, если деаэратор работает с постоянным давлением, то отключение ПНД приводит к повышению расхода пара в деаэраторе для обеспечения деаэрации питательной воды, в результате чего выигрыш в мощности практически сводится к нулю. Перевод деаэратора на пониженные параметры пара в таких режимах приводит к усложнению тепловой схемы и снижению надежности. Поэтому для получения пиковой мощности используют отключение только ПВД, что позволяет повысить мощность турбины на 10—12 %.

Отключение ПВД вызывает понижение температуры питательной воды, поэтому для обеспечения заданных параметров пара на выходе из котла необходимо увеличить расход топлива на котел.

Наряду с полным отключением ПВД используют подачу части питательной воды в обвод их. При этом расход воды через ПВД можно снижать до 30 % номинального.

Недостатком повышения мощности за счет отключения ПВД или подачи части питательной воды в обвод их является понижение температуры питательной воды на входе в котел и, как следствие, снижение экономичности. Систематическое отключение ПВД может привести к малоцикловой усталости металла питательных трубопроводов, ПВД, экономайзера и других поверхностей нагрева.

По условиям организации защиты на применяющихся в настоящее время системах ПВД заводы-изготовители разрешают отключать только всю группу ПВД. Учитывая довольно высокий расход удельного топлива на выработку пиковой мощности [$b_{пик} \approx 600$ г/(кВт · ч)] и снижение надежности работы оборудования, эти режимы используют довольно ограниченно.

13.9. Энергетические характеристики оборудования КЭС

Экономичность работы оборудования определяется его энергетическими характеристиками. Энергетические характеристики — это графические или аналитические зависимости, устанавливающие взаимосвязь между уровнем нагрузки оборудования и затратами энергии. Графические зависимости, диаграммы режимов обладают наглядностью, достаточно высокой точностью, но вместе с тем их сложно использовать при расчетах на ЭВМ, кроме того, такие зависимости справедливы только для определенных условий и при отклонении от этих условий требуется внесение поправок.

Поэтому в последнее время широкое распространение как для конденсационных, так и для теплофикационных машин получили аналитические зависимости.

Все характеристики делятся: на *расчетные*, определяемые заводами-изготовителями; *типовые*, устанавливаемые для группы однотипного оборудования на основании обработки большого числа экспериментальных данных для оборудования одного и того же типа, размещенного на различных станциях; *нормативные*, устанавливаемые специализированной организацией для конкретного агрегата или группы агрегатов данной станции. Нормативные характеристики получают при оптимальных эксплуатационных параметрах данного оборудования.

Все характеристики получают при определенных условиях эксплуатации, поэтому на каждой из них обязательно указываются условия, при которых данная характеристика найдена. Характеристики могут быть определены как для блока в целом, так и для отдельных агрегатов.

Для турбоагрегата используются в основном тепловая и паровая энергетические характеристики.

Тепловая характеристика устанавливает зависимость часового расхода теплоты Q на входе в турбоагрегат от его электрической нагрузки $N_э$.

Паровая характеристика показывает зависимость часового расхода пара в головную часть турбоагрегата D_0 от электрической нагрузки $N_э$.

Все перечисленные выше характеристики по своему отношению к режиму работы установки делятся на статические и динамические.

Статические характеристики получают для установившихся режимов с постоянной во времени нагрузкой, имеющей достаточную продолжительность, т.е. при стабильных значениях потоков энергоносителей, их параметров и показателей установки.

Динамические характеристики получают для неустановившихся режимов, т.е. при изменениях нагрузки, потоков энергоносителей и их параметров, в частности, во время пуска, останова или разгружения и нагружения.

В дальнейшем будем рассматривать только статические характеристики, так как практически невозможно получить достаточно достоверные обобщенные динамические характеристики. Фактически каждый переходный процесс будет иметь свою собственную характеристику.

Основой для построения расходных характеристик турбоагрегатов являются данные их тепловых испытаний, реже — результаты заводских расчетов. При испытаниях обычно определяются расходы свежего пара D_0 на входе в турбину при различных электрических нагрузках, давление, температура и энтальпия свежего пара и питательной воды, а также давление в конденсаторе, что позволяет перейти от расходов пара к расходам теплоты. При обработке материалов испытаний показатели приводятся к номинальным условиям, в качестве которых обычно принимаются постоянные номинальные параметры свежего пара, пара отборов и постоянное давление в конденсаторе, фиксированная схема системы регенерации и режим ее работы (иногда вместо заданного давления в конденсаторе рассматриваются показатели при постоянных расходе и температуре охлаждающей воды).

Результаты тепловых расчетов, испытаний и эксплуатационные данные показывают, что зависимость расхода пара D, кг/ч, от мощности турбоагрегата $N_э$, кВт, с точностью, достаточной для ориентировочных тепловых и технико-экономических расчетов, можно принимать прямолинейной в широких пределах нагрузок турбоагрегата — от нулевой ($N_э = 0$) до расчетной экономической нагрузки $N_{эк}$ (рис. 13.14, *а*). Мощность $N_{эк}$ условно называют экономической, а также нормальной мощностью $N_н$, поскольку турбоагрегат должен в условиях эксплуатации

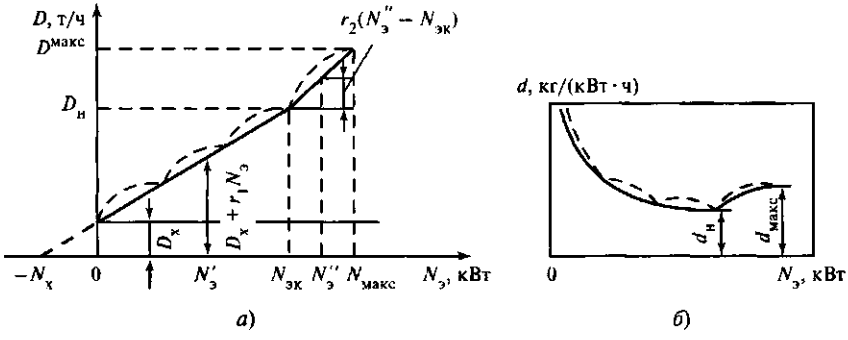


Рис. 13.14. Зависимость общего и удельного расходов пара от нагрузки для конденсационного турбогенератора:
а — $D = f(N_э)$; *б* — $d = f(N_э)$

работать с нагрузкой, близкой по возможности к экономической. Обычно эта мощность составляет 80—100 % номинальной мощности, расход пара в таком режиме равен $D_н$.

При нулевой электрической мощности и номинальной частоте вращения ротора турбины свежий пар в количестве $D_х$ расходуется на преодоление постоянных потерь холостого хода, состоящих из внутренних и механических потерь турбины, механических и электрических потерь генератора. Относительный расход пара на холостой ход турбоагрегата характеризуется коэффициентом холостого хода:

$$x = D_х / D_н. \tag{13.14}$$

Коэффициент холостого хода зависит от соотношения начальных и конечных параметров рабочего процесса и от мощности турбоагрегата. Для современных мощных конденсационных турбоагрегатов этот коэффициент составляет 3—7 %.

Наклон основного прямолинейного участка характеристики определяется приростом расхода пара на единицу прироста нагрузки — удельным (относительным) приростом расхода пара:

$$r = \Delta D/\Delta N. \tag{13.15}$$

При $N_{эк} = N_н$ удельный прирост расхода пара r_1, коэффициент холостого хода x и удельный расход пара при нормальной нагрузке турбоагрегата $d_н$ связаны между собой соотношением

$$r = \frac{D_н - D_х}{N_н} = \frac{D_н}{N_н}(1 - x) = d_н(1 - x). \tag{13.16}$$

В случае криволинейной непрерывной характеристики относительный прирост расхода пара можно определить как первую производную от нагрузки турбины:

$$r = \lim\frac{\Delta D}{\Delta N} = \frac{\mathrm{d}D}{\mathrm{d}N}. \tag{13.17}$$

Расход пара при холостом ходе турбоагрегата и относительный его прирост имеют большое значение для оценки экономичности работы турбоагрегата и рационального выбора режимов эксплуатации. Зная эти величины для любой заданной нагрузки, можно определить часовой расход пара в головной части турбоагрегата.

В диапазоне от нулевой до экономической нагрузки расход пара на турбину вычисляют по формуле

$$D = D_х + r_1 N = xD_н + (1 - x)d_н N, \tag{13.18}$$

где N — текущая мощность в пределах от нулевой до $N_н$.

Удельный расход пара в зависимости от нагрузки имеет вид

$$d = D/N = D_х / N + r_1. \tag{13.19}$$

Удельный расход пара конденсационного турбоагрегата при изменении мощности от нулевой до экономической состоит из постоянного относительного прироста r_1 и переменной величины $D_х/N$, зависящей от коэффициента загрузки и обусловленной постоянными потерями при холостом ходе. При снижении мощности

удельный расход пара на турбоагрегат резко повышается, стремясь к бесконечности при нулевой электрической мощности (рис. 13.14, *б*). Гиперболический характер зависимости удельного расхода пара от нагрузки и стремление ее к бесконечности при снижении нагрузки до нулевой определяются наличием постоянных потерь при холостом ходе. В идеальном турбоагрегате без потерь при холостом ходе, для которого $x = 0$, удельный расход пара — величина постоянная и равная $r = d_н$, т.е. удельному приросту расхода пара, который в этом случае превращается в удельный расход пара при нормальной мощности.

В реальных условиях эксплуатации при увеличении нагрузки удельный расход пара уменьшается и стремится к относительному приросту r для области нагрузок, не превышающих экономическую.

Экономичность турбоагрегатов при малой нагрузке резко снижается. Режим работы агрегатов с малой нагрузкой допустим лишь как вынужденный и непродолжительный. В периоды прохождения провалов графиков нагрузки следует проверять целесообразность останова части агрегатов (вместо глубокого разгружения).

В области нагрузок выше экономической (для турбоагрегатов, имеющих излом графиков нагрузок в точке экономической мощности) характеристики также можно считать прямолинейными, но имеющими больший наклон, чем в основной ее части.

Для области перегрузок паровая характеристика турбоагрегата имеет вид

$$D = D_х + r_1 N_{эк} + r_2(N - N_{эк}), \tag{13.20}$$

где r_2 — относительный прирост расхода пара для области, расположенной выше точки экономической (нормальной) мощности.

Уравнение (13.20) можно представить в виде

$$D = D_х + r_1 N_{эк} + (r_2 - r_1)(N - N_{эк}). \tag{13.21}$$

Это уравнение можно рассматривать как обобщающее, охватывающее всю область изменения нагрузки.

Для расчета удельного расхода пара в области перегрузки уравнение (13.21) преобразуется к виду

$$d = \frac{D}{N} = \frac{D_х}{N} + r_1 + (r_1 - r_2)\frac{N - N_{эк}}{N}. \tag{13.22}$$

При принятом виде характеристики кривая удельного расхода пара в области изменения нагрузки выше нормальной является частью гиперболы, обращенной выпуклостью вверх, с удельным приростом r_2 для области перегрузки.

Расход пара и паровая характеристика служат для оценки экономичности турбоагрегата при различных нагрузках лишь в первом приближении. Обычно для расчета технико-экономических показателей используют тепловые характеристики, которые можно получить из паровых, если известна зависимость температуры питательной воды от нагрузки.

Расход теплоты на конденсационную установку определяется по выражению

$$Q_0 = D_0 \Delta H, \tag{13.23}$$

где $\Delta H = h_0 - h_{п.в}$ — расход теплоты на 1 кг пара для турбины без промежуточного перегрева и $\Delta H = h_0 - h_{п.в} + \alpha_{п.п}(h'' - h')$ — то же для турбины с промежуточным перегревом; здесь $\alpha_{п.п}$ — доля пара, идущего на промежуточный перегрев; h_0, $h_{п.в}$, h'', h' — энтальпия соответственно свежего пара, питательной воды, пара на выходе из промежуточного перегревателя и входе в него.

Исходя из формул для определения расхода пара можно получить следующее соотношение для вычисления расхода теплоты на турбоагрегат:

$$Q_0 = D_x \Delta H + r_1 \Delta H N. \tag{13.24}$$

Если

$$Q_x = D_x \Delta H, \quad r_{1Q} = r_1 \Delta H,$$

то

$$Q_0 = Q_x + r_{1Q} N. \tag{13.25}$$

Для нагрузок выше экономической можно представить обобщенную тепловую характеристику аналогично обобщенной паровой характеристике:

$$Q_0 = Q_x + r_{1Q} N_{эк} + r_{Q2}(N - N_{эк}), \tag{13.26}$$

где r_{2Q} — удельный прирост расхода теплоты при нагрузках $N > N_{эк}$.

Мерой тепловой экономичности турбоагрегата наряду с КПД служит удельный расход теплоты, кДж/(кВт · ч), на выработку электроэнергии:

$$q_0 = Q_0/N. \tag{13.27}$$

Удельный расход теплоты для обобщенной характеристики с изломом может быть представлен в следующем виде:

$$q_0 = \frac{Q_x}{N} + r_1 + (r_2 - r_1)\frac{N - N_{эк}}{N}. \tag{13.28}$$

Приведенные на рис. 13.14 паровые характеристики близки к характеристикам турбин с дроссельным регулированием в сочетании с байпасным (обводным) регулированием при больших нагрузках.

При наиболее часто применяемом сопловом парораспределении (регулировании) при мощностях, соответствующих полному открытию части клапанов, линии $D = f(N_э)$ и $d = f(N_э)$ имеют излом и принимают волнообразный вид (см. штриховую линию на рис. 13.14). Расходы пара и теплоты после точек излома вначале быстро возрастают из-за потерь дросселирования при открытии очередного клапана, затем (по мере его открытия) потери дросселирования снижаются и повышение расходов пара и теплоты замедляется.

При сопловом парораспределении расходную характеристику изображают приближенно ломаной линией с точками излома при нагрузках, соответствующих полному открытию первого, второго, третьего и других регулирующих клапанов.

Аналитический вид тепловой характеристики, МВт, для блока К-200-130 имеет вид

$$Q_0 = 24{,}0 + 2{,}16 N_э,$$

а для блока К-300-240

$$Q_0 = 28 + 2{,}04 N_э.$$

13.10. Энергетические характеристики теплофикационных турбоустановок

Число параметров, определяющих тепловую экономичность теплофикационного агрегата, довольно велико. Кроме расхода пара, тепловой нагрузки и электрической мощности такими параметрами являются: давление в регулируемых отборах, расход сетевой воды, температуры прямой и обратной воды, недогрев воды в сетевых подогревателях, давление в конденсаторе, начальные температура и давление пара и др. В общем виде расходная характеристика теплоты на входе в турбину зависит от следующих основных факторов:

$$Q_0 = f(t_0, p_0, D_0, D_{\text{п.п}}, t_{\text{п.п}}, p_{\text{к}}, p_{\text{т}}, N, Q_{\text{т}}, t_{\text{пр}}, t_{\text{о.с}}).$$

Учитывая, что влияние ряда параметров не очень велико, при построении графических характеристик (диаграмм режимов) к ним дополнительно прикладывают несколько отдельных графиков в виде поправок. В результате число взаимосвязанных величин, рассматриваемых в диаграмме режимов, существенно сокращается и тогда $Q_0 = f(N_{\text{э}}, Q_{\text{т}}, p_{\text{т}}, D_{\text{к}})$. При этом начальные параметры t_0, p_0 фиксируются.

Графические характеристики теплофикационных турбин строятся для конкретных температурных графиков теплосети, расходов сетевой воды и пара в конденсатор. При этом тепловая нагрузка $Q_{\text{т}}$ и давление в регулируемом отборе $p_{\text{т}}$ связаны между собой через $G_{\text{с.в}}$, $t_{\text{пр}}$ и $t_{\text{о.с}}$.

Без искажений на плоскости диаграммы можно представить только функционал, имеющий не более трех членов. Поэтому при представлении диаграммы часть действительных зависимостей между параметрами может быть заменена на приближенные.

Для построения характеристик всю турбину условно делят на предотборную и послеотборную части. В этом случае часть низкого давления рассматривается как конденсационная турбина с фиксированным расходом пара в конденсатор и заданным $p_{\text{к}}$ (иногда расход пара в конденсатор рассчитывают для каждого уровня давления в регулируемом отборе перед диафрагмой в соответствии с расходной характеристикой диафрагмы, но такие расчеты более сложны и, как правило, менее точны, так как погрешность определения расхода пара в конденсатор достаточно велика).

Аналитическая энергетическая характеристика турбоагрегата с регулируемыми отборами пара представляет собой зависимость расхода теплоты Q_0 от электрической мощности $N_{\text{э}}$ и количества теплоты $Q_{\text{от}}$, отпускаемой из отборов турбины, а также от давления в регулируемых отборах $p_{\text{т}}$.

Для турбины с одним регулируемым отбором расход пара на турбину, кг/ч, выражается следующей формулой:

$$D_0 = D_{\text{к.х}} + y_{\text{т}} D_{\text{т}} = D_{\text{к.х}} + r_{\text{к}} N_{\text{э}} + y_{\text{т}} D_{\text{т}}, \qquad (13.29)$$

где $D_{\text{к.х}}$ — расход пара на холостой ход турбины при работе в конденсационном режиме, кг/ч; $r_{\text{к}}$ — удельный прирост расхода пара при конденсационном режиме, г/(кВт · ч); $D_{\text{т}}$ — расход пара в регулируемый отбор, кг/ч; $y_{\text{т}}$ — коэффициент недовыработки мощности паром регулируемого отбора; $N_{\text{э}}$ — электрическая мощность турбоагрегата, кВт.

Для упрощения принимаем, что экономическая мощность совпадает с номинальной, т.е. в области нагрузок вплоть до номинальной характеристика прямолинейная и не имеет изломов.

Основой энергетической характеристики (диаграммы режимов) турбоагрегата являются две граничные прямые, характеризующие режимы работы турбины: чисто конденсационный, когда $D_т = 0$ и $D_0 = D_{к.х} + r_н N_э$, как и в конденсационной турбине (нижняя граничная прямая на рис. 13.15), и с противодавлением.

Расход пара на холостой ход при работе в конденсационном режиме

$$D_{к.х} = x_к D_{к.н},$$

где $D_{к.н}$ — расход пара в конденсатор.

Относительный прирост расхода пара в конденсационном режиме (тангенс угла наклона сетки прямых $D_т$ = const)

$$r_к = (D_{к.н} - D_{к.х})/N_н.$$

Относительный прирост в режимах с постоянным расходом пара в конденсатор (тангенс угла наклона прямых)

$$r_п = r_к/(1 - y_т).$$

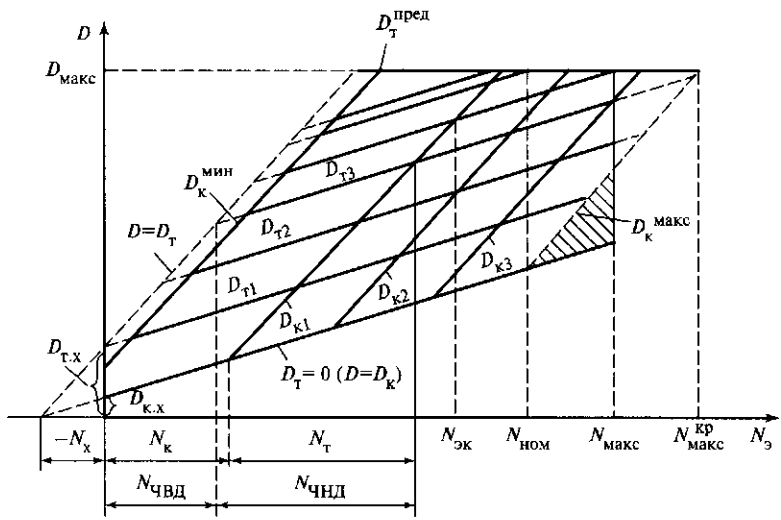


Рис. 13.15. Диаграмма режимов турбина с одним регулируемым отбором пара:

$D_т$ — расход пара в отбор; $D_к$ — расход пара в конденсатор; $N_{эк}$, $N_{ном}$, $N_{макс}$ и $N_{макс}^{кр}$ — соответственно экономическая, номинальная, максимальные длительная и кратковременная мощности; $N_к$ и $N_т$ — мощности потоков пара в конденсатор и отбор; $N_{ЧВД}$ и $N_{ЧНД}$ — мощности ЧВД и ЧНД турбины; $D_т^{пред}$ — предельный расход пара в отбор; заштрихованная область — зона повышенного давления пара в отборе

Расход пара на холостой ход в режиме с противодавлением определяется по выражению

$$D_{т.х} = D_{к.х}/(1 - y_т).$$

Отсюда видно, что при работе в режиме с противодавлением расход пара на холостой ход значительно выше, чем в конденсационном режиме.

Тогда верхняя граничная кривая для режима работы с противодавлением с учетом уравнения (13.29) и приведенных выше соотношений описывается следующим уравнением:

$$D_т = \frac{D_{к.х}}{1 - y_т} + \frac{r_к}{1 - y_т} N_э = D_{т.х} + r_п N_э. \qquad (13.30)$$

При работе теплофикационных турбин в режиме с противодавлением для обеспечения допустимого температурного режима ЦНД необходим вентиляционный расход пара в конденсатор. Минимальный допустимый (вентиляционный) расход пара в ЧНД (в конденсатор) турбины в первую очередь зависит от геометрических характеристик проточной части ЦНД и от вакуума в конденсаторе и может в первом приближении оцениваться в виде

$$D_к^{мин} \approx 0{,}05 D_{к.н}.$$

Существенное значение имеет линия $D_к = D_к^{макс}$, соответствующая максимальному расходу пара в конденсатор турбины.

Вместе с тем характеристика режима с противодавлением пересекает ось абсцисс в той же точке $N_х$, что и характеристика конденсационного режима (см. рис. 13.15).

Действительно, при $D_т = 0$ имеем

$$\frac{D_{к.х} + r_к N_э}{1 - y_т} = 0,$$

откуда

$$N_э = -D_{к.х}/r_к = -N_х.$$

При построении характеристики турбины с отбором пара предполагаем, что $y_т$ постоянно. В этом случае характеристики турбины при работе с заданным значением давления в отборе $p_т$ = const располагаются на диаграмме параллельно конденсационной характеристике.

Левой границей области характеристик $D_т$ = const служит линия, соответствующая режиму работы с противодавлением. Справа характеристики ограничиваются вертикалью максимальной электрической мощности. Верхняя часть диаграммы режимов ограничена по мощности и расходу пара.

Кроме основной сетки линий $D_т$ = const большое значение для анализа режимов работы турбоустановок с отбором пара имеет сетка линий $D_к$ = const.

Линии $D_к$ = const представляют собой прямые, параллельные характеристике турбины при работе в режиме с противодавлением $D_т = D_0$ и расположенные ниже этой характеристики на значение вертикального отрезка, определяемого как

$$\frac{y_т}{1-y_т}D_к.$$

Сетка прямых, заключенных между ограничивающими прямыми, позволяет определить режим работы, в котором находится в данный момент турбоагрегат.

В общем виде тепловые характеристики турбоагрегатов с двумя регулируемыми отборами пара могут быть представлены в виде

$$Q_0 = Q_х + q_к N_т - (q_к - q_т)N_т + \Sigma Q_{от}. \qquad (13.31)$$

Формула для определения мощности таких турбин имеет вид

$$N_т = \frac{y_п}{1-x_ц}Q_п + \frac{y_т}{1-x_т}Q_т - \Delta N_х. \qquad (13.32)$$

В этих формулах $Q_х$ — условный расход теплоты на холостой ход; $\Sigma Q_{от}$ — суммарная тепловая нагрузка отборов турбины ($\Sigma Q_{от} = Q_п + Q_т$); $q_к$, $q_т$ — удельные расходы теплоты при работе в конденсационном и теплофикационном режимах; $Q_п$ и $Q_т$ — тепловые нагрузки производственного и отопительного отборов; $x_п$, $x_т$ — коэффициенты холостого хода для режимов работы с производственным и отопительным отборами; $y_ц$, $y_т$ — коэффициенты недовыработки энергии потоками пара отопительного и производственного отборов; $N_т$ — мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении; $\Delta N_х$ — условная мощность турбины при холостом ходе.

Поскольку теплофикационные турбоагрегаты могут работать в трех режимах: по тепловому графику, электрическому с частично приоткрытой диафрагмой и конденсационном, то для каждого режима необходима своя характеристика.

Энергетические характеристики отдельных турбин представлены в табл. 13.5.

Наряду с аналитическими характеристиками часто используются графические в виде диаграмм режимов.

Диаграммы режимов турбин с двумя независимыми регулируемыми отборами (типа ПТ). Диаграмма режимов турбоагрегата с двумя независимыми регулируемыми отборами устанавливает связь четырех величин: $D_т$, $N_э$, $D_п$ и D_0.

Принцип построения диаграммы режимов таких турбин заключается в замене турбины с двумя регулируемыми отборами фиктивной турбиной с одним верхним (промышленным) отбором $D_п$. Пар из нижнего отбора направляется условно в ЧНД и далее в конденсатор, где создает дополнительную мощность, определяемую в виде

$$\Delta N_{н.д} = D_т(h_т - h_к)\eta_м\eta_г. \qquad (13.33)$$

Пример диаграммы представлен на рис. 13.16. Диаграмма режимов такой фиктивной турбины изображается в верхнем квадранте. Она не отличается от диаграммы режимов с одним отбором. Однако здесь нижней границей диаграммы служит линия, соответствующая режиму с нулевым расходом пара в промышленный отбор: $D_п = 0$. Левой верхней границей является линия минимального расхода пара

Таблица 13.5

Энергетические характеристики современных теплофикационных паровых турбин

Тип турбины	Энергетические характеристики
Т-105/120-130	$Q_{т.у} = 122{,}11p_т + 2{,}326N_э - 1{,}314N_т + Q_т$; $N_т = 0{,}546(Q_т - 15{,}12)/(10p_т)$. При работе со встроенным пучком $N_т = 0{,}602(Q'_т - 34{,}9)/(10p_т)^{0{,}14}$, где $Q'_т = Q_т + Q_{пуч}$
Т-175/210-130*	$Q_{т.у} = 226{,}8p_т + 2{,}31N_э - 1{,}302N_т + Q_т$; $N_т = 0{,}602(Q_т - 24{,}42)/(10p_т)^{0{,}14}$
Т-250/300-240	При работе по электрическому графику $Q_{т.у} = 290{,}75p_т + 1{,}977N_э + 1{,}05Q_т - 0{,}65(Q_т - 40{,}7)/(10p_т)^{0{,}07} - 9{,}304 + [0{,}65/(10p_т)^{0{,}07} + 0{,}48]Q_{с.н}$. При работе по тепловому графику $Q_{т.у} = 290{,}75p_т + Q_т + 0{,}72(Q_т - 40{,}7)/(10p_т)^{0{,}07} + [1{,}63 - 0{,}72/(10p_т)^{0{,}07}]Q_{с.н}$; $N_т = 0{,}709(Q_т - 40{,}7)/(10p_т)^{0{,}07} - N_{т.п} + 0{,}619 - 0{,}709)/(10p_т)^{0{,}07}$, где $N_{т.п} = 0{,}0232Q_{т.у} - 4{,}7$
ПТ-60/75-130/13*	$Q_{т.у} = 16{,}3 + 2{,}33N_э - 1{,}314N_т + Q_т + Q_п$; $N_т = 0{,}529Q_т(0{,}12/p_т)^{0{,}14} + 0{,}305(1{,}3/p_п)^{0{,}34}Q_п - (9{,}9 - 0{,}048Q_т)$
ПТ-80/100-130/13*	$Q_{т.у} = 16{,}3 + 1{,}98N_э - 0{,}965N_т + Q_т + Q_п$; $N_т = 0{,}542Q_т/(10p_т)^{0{,}14} + 0{,}301(1{,}3/p_п)^{0{,}34}Q_п - (11{,}6 - 0{,}217Q_т)$
ПТ-135/165-130/15	$Q_{т.у} = 20{,}9 + 1{,}95N_э - 0{,}942N_т + Q_т + Q_п$; $N_т = 0{,}542Q_т(0{,}12/p_т)^{0{,}14} + 0{,}284(1{,}5/p_п)^{0{,}34}Q_п - (21 - 0{,}0553Q_т)$
Р-50-130/13	$Q_{т.у} = 1{,}16 + 1{,}01N_т + Q_п$; $N_т = 0{,}301(Q_п - 48{,}3)(1{,}3/p_п)^{0{,}55}$
Р-100-130/15	$Q_{т.у} = 6{,}4 + 1{,}01N_т + Q_п$; $N_т = 0{,}31(Q_п - 98{,}9)(1{,}5/p_п)^{0{,}55}$

*Характеристики приведены при работе без встроенного пучка.

Примечание. При чисто конденсационном режиме условный расход теплоты на холостой ход турбины ПТ-80/100-130/13 равен 53,5 МДж/с, а для турбины ПТ-135/165-130/15 он составляет 57 МДж/с. Расход теплоты на турбину $Q_{т.у}$ измеряется в мегаджоулях в секунду, а мощность на тепловом потреблении $N_т$ — в мегаваттах.

через ЧСД. Слабо наклонная верхняя граница представляет собой максимальный (предельный) расход пара в промышленный отбор $D_п^{макс}$. Горизонтальный верхний предел диаграммы — максимальный расход пара на входе турбины. Правой границей служит линия, соответствующая $D_{ЧСД}^{макс}$.

В нижнем квадранте диаграммы дается сетка линий с большим наклоном, соответствующих линиям постоянной мощности турбины. Иногда в нижнем квадранте диаграммы режимов наносится дополнительная сетка линий с небольшим наклоном, характеризующих максимально возможные расходы пара в производственный отбор. Нижняя граница в нижнем квадранте диаграммы соответствует нулевому промышленному отбору: $D_п = 0$, т.е. работе только с нижним (отопительным) отбором. Нижняя горизонтальная граница — максимальный расход пара в нижний отбор $D_т^{макс}$. Заштрихованная область справа в верхнем квадранте диаграммы режимов соответствует зоне повышенного давления пара в камере производственного отбора. Не вся область нижнего квадранта диаграммы реальна: возможное

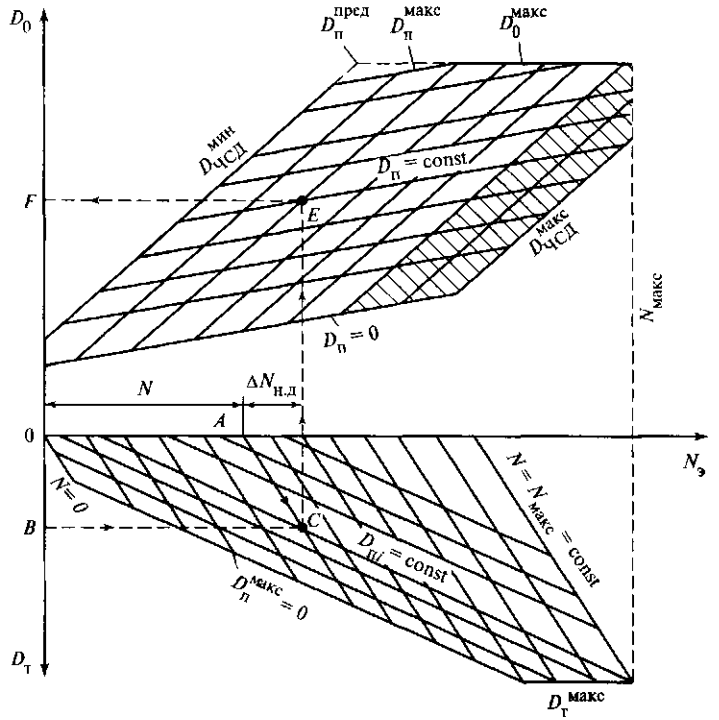


Рис. 13.16. Диаграмма режимов работы турбины типа ПТ с двумя независимыми регулируемыми отборами пара:

$D_п$ и $D_т$ — расходы пара в верхний (промышленный) и нижний (теплофикационный) отборы; $\Delta N_{н.д}$ — дополнительная (фиктивная) мощность ЧНД

значение расхода пара в нижний отбор зависит от общего баланса расходов пара турбины:

$$D = D_п + D_т + D_к.$$

При заданном $D_п$ наибольшее возможное значение расхода пара в нижний отбор $D_т$ имеет место при минимальном допустимом расходе пара через ЧНД в конденсатор $D_к^{мин}$. Предельный расход пара в промышленный отбор $D_п^{пред}$ соответствует максимальному расходу пара на входе турбины $D_0^{макс}$ и минимальному допустимому расходу пара через ЧСД $D_{ЧСД}^{мин}$. Предельный расход в отопительный отбор $D_т^{пред}$ соответствует максимальному расходу пара $D_{ЧСД}^{макс}$ и минимальному допустимому расходу пара через ЧНД в конденсатор $D_к^{мин}$.

Порядок пользования диаграммой режимов следующий: задавая значение $N_э$, находим точку A и от этой точки по наклонной $N = const$ движемся до пересечения

с горизонталью (точка C), соответствующей заданному расходу пара в теплофикационный отбор $D_т$. От точки C проводим вертикаль в верхний квадрант до пересечения с линией $D_п$ = const, соответствующей заданному расходу в промышленный отбор $D_п$. От точки пересечения E проводим горизонталь до оси ординат и находим расход пара на входе в турбину (точка F).

Диаграмма режимов действительна для параметров пара в отборах, для которых она построена. При отклонении от них следует пользоваться поправочными кривыми, прилагаемыми ко всем диаграммам режимов.

Диаграммы режимов работы турбин с двумя совместно регулируемыми отборами пара. Диаграммы режимов работы с двумя совместно регулируемыми отборами имеют турбины Т-100-130, Т-175/210-130, Т-250/300-240 и ряд других

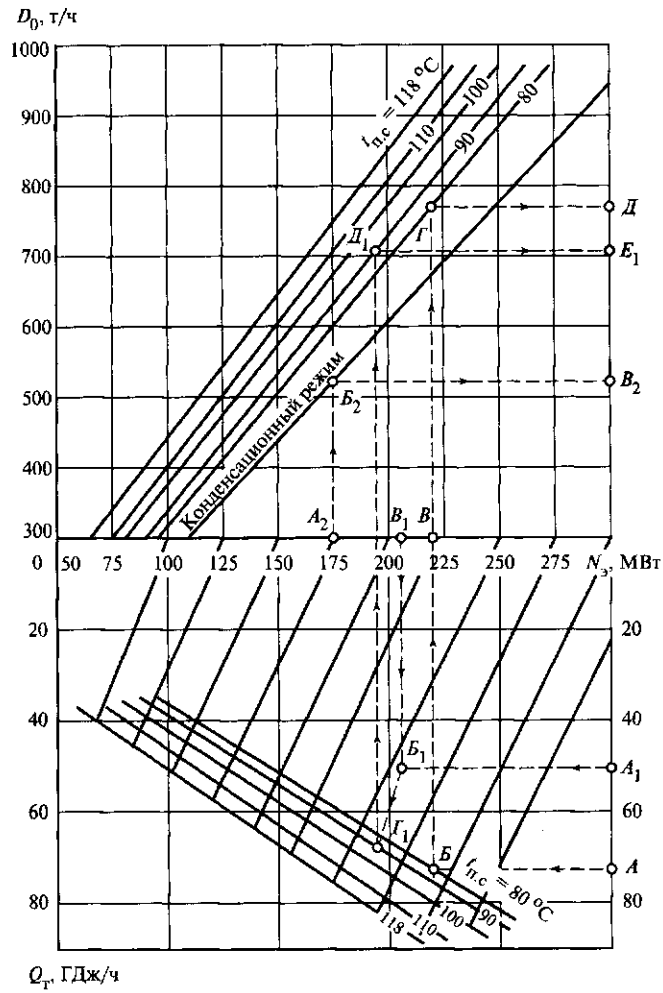


Рис. 13.17. Диаграмма режимов работы турбины Т-250/300-240 с двумя совместно регулируемыми отборами пара

аналогичных турбин. Основная идея, заложенная в построении диаграмм режимов этих турбин, аналогична изложенной выше. Эти диаграммы строятся исходя из разделения теплофикационных режимов на две группы:

а) работа по тепловому графику нагрузки;

б) работа по электрическому графику нагрузки.

При работе турбины по тепловому графику нагрузки определяют электрическую мощность и расход свежего пара. При работе турбины по электрическому графику нагрузки возможно произвольное сочетание тепловой и электрической нагрузок. На рис. 13.17 представлена диаграмма режимов работы турбины Т-250/300-240 с двумя совместно регулируемыми отборами.

Основная сетка линий верхнего и нижнего квадрантов соответствует режимам работы по тепловому графику нагрузки. При неизменных расходе свежего пара и температуре отпускаемой сетевой воды $t_{\text{п.с}}$ уменьшение тепловой нагрузки приводит к увеличению электрической мощности. Усредненные значения приращения мощности при уменьшении тепловой нагрузки представлены в нижнем квадранте линиями, соответствующими постоянной мощности.

Конденсационный режим с выключенным регулятором давления в отборе соответствует прямой, изображенной в верхнем квадранте диаграммы.

Диаграмма пригодна для определения режимов работы по тепловому и электрическому графикам нагрузки.

При работе по тепловому графику от заданной тепловой нагрузки (точка *А*) проводится горизонтальная линия до пересечения с линией температуры отпускаемой сетевой воды (точка *Б*). Из точки *Б* проводится вертикальная прямая до линии расхода пара при заданной температуре сетевой воды (точка *Г*), проекция этой точки на ось ординат позволяет определить расход пара на турбину (точка *Д*), а пересечение вертикальной прямой *БГ* с осью абсцисс в точке *В* позволяет найти мощность, вырабатываемую на тепловом потреблении.

При работе по электрическому графику и с тепловой нагрузкой сначала по значениям $Q_{\text{т}}$ и $N_{\text{э}}$ находят точку пересечения их на диаграмме (точка $Б_1$). Затем вдоль линии постоянной мощности опускаются до точки пересечения с линией температуры отпускаемой сетевой воды (точка $Г_1$). Далее в точке $Д_1$ определяется расход пара на турбину при данном режиме.

Глава 14

ОРГАНИЗАЦИЯ И ПЛАНИРОВАНИЕ РЕМОНТОВ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

14.1. Система планово-предупредительных ремонтов оборудования

Экономичная и бесперебойная работа оборудования на электростанциях является важнейшей задачей эксплуатационного персонала. Решение этой задачи требует проведения организационных мероприятий по техническому обслуживанию и ремонту энергооборудования, которые обеспечивали бы длительную и надежную его работу при наилучших экономических показателях, без вынужденных остановов на ремонт.

Работники электростанций в своей деятельности руководствуются двумя главными директивными документами:

1. «Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей» — ПТЭ, где изложены основные организационные и технические требования к эксплуатации энергетических объектов, выполнение которых обеспечивает надежную и бесперебойную работу оборудования;

2. «Правилами организации технического обслуживания и ремонта оборудования, зданий и сооружений электростанций и сетей» (Руководящий нормативный документ РДПр 34-38-030-92, введен в действие с 1 июля 1993 г.).

В нашей стране поддержание оборудования в работоспособном состоянии, восстановление его важнейших характеристик, улучшение эксплуатационных качеств и повышение экономической эффективности его использования достигаются с помощью системы планово-предупредительных ремонтов (ППР).

Сущность этой системы заключается в предотвращении прогрессивного износа оборудования проведением профилактических осмотров и различных видов ремонтных работ, чередование и периодичность которых зависят от особенностей агрегата и условий его эксплуатации.

Система ППР предусматривает следующие виды работ по обслуживанию и ремонту техники.

Техническое обслуживание оборудования:

межремонтное текущее обслуживание (наблюдение за состоянием оборудования, проведение ежедневных смазок и чисток, регулирование механизмов, устранение мелких неисправностей);

периодические профилактические ремонтные операции (работы), выполняемые по календарному графику (промывки, смена масла, осмотры и т.п.).

Плановые ремонты оборудования:

малый (текущий);

средний;

капитальный.

Техническое обслуживание действующего оборудования электростанций предусматривает выполнение комплекса операций по осмотру, контролю, смазке, регулировке, не требующих вывода его в текущий ремонт, в том числе:

обход по графику и осмотр работающего оборудования для контроля состояния и своевременного выявления дефектов;

смазка трущихся деталей, замена смотровых стекол, загрузка дроби и шаров, осмотр и замена дефектных бил молотковых мельниц, чистка масляных, мазутных, воздушных и водяных фильтров и отстойников, решеток водоочистных сооружений, трубных досок конденсаторов и маслоохладителей, осмотр и проверка механизмов управления, подшипников, приводов арматуры, подтяжка сальников, регулировка обдувочных, дробеструйных, газо-, пневмо- и электроимпульсных, ультразвуковых аппаратов и др.;

обдувка поверхностей нагрева, устранение зашлакований, присосов, пылений, парений, утечек воды, масла, газа и мазута, обслуживание водомерных колонок, контроль и регулировка средств измерений и автоматического регулирования и др.;

наблюдение за опорами, креплениями, указателями положения трубопроводов и другие работы по поддержанию исправного состояния оборудования, находящегося в эксплуатации;

осмотр и проверка оборудования при нахождении его в резерве в целях выявления и устранения отклонений от нормального состояния.

Периодичность и объем технического обслуживания оборудования и запасных частей, находящихся на хранении на электростанциях, в том числе централизованного запаса, устанавливаются электростанциями в соответствии с инструкциями по хранению и консервации оборудования и запасных частей.

На каждой электростанции:

устанавливаются состав работ по техническому обслуживанию и периодичность (график) их выполнения для каждого вида оборудования с учетом требований завода-изготовителя и условий эксплуатации;

назначаются ответственные исполнители работ по техническому обслуживанию;

вводится система контроля за своевременным проведением и выполненным объемом работ при техническом обслуживании;

оформляются журналы технического обслуживания по видам оборудования, в которые должны вноситься сведения о выполненных работах и исполнителях по формам.

Указанные документы должны быть проработаны с персоналом и находиться на рабочих местах.

Плановый ремонт оборудования основан на изучении и анализе ресурса работы деталей и узлов с установлением технически обоснованных норм и нормативов. Он предусматривает вывод в ремонт оборудования с учетом требований действующих в отрасли норм и нормативов.

Текущий ремонт включает в себя замену быстроизнашиваемых деталей, промывку и чистку масляных и охлаждающих систем, испытание агрегата, выявление деталей, требующих замены или устранения неисправностей при среднем или капитальном ремонте, составление ведомости дефектов. Текущий ремонт призван обеспечивать работоспособность оборудования до очередного планового ремонта.

Текущий ремонт предшествует капитальному или среднему.

Средний ремонт включает в себя частичную разборку энергооборудования, замену изношенных деталей, проверку и чистку деталей и узлов, испытание агрегата, уточнение предварительно составленной дефектно-сметной ведомости и выявление работ, которые могут быть проведены в период капитального ремонта.

Средний ремонт проводится с периодичностью более одного года 1 раз в межремонтный период в целях улучшения технико-экономических показателей.

Капитальный ремонт включает в себя полную разборку оборудования, осмотр всех деталей, уточнение предварительно составленной дефектно-сметной ведомости, замену отдельных деталей и узлов, исправление всех дефектов, испытание и опробование после капитального ремонта. Его задача состоит не только в обеспечении работоспособности оборудования, но и в полном восстановлении производственной мощности агрегата, его первоначальных технико-экономических показателей.

Соответственно задачам отдельных видов ремонтов их финансирование производится из разных источников. Капитальный ремонт финансируется за счет амортизационных отчислений, а затраты на текущий ремонт входят в себестоимость продукции. Средний ремонт с периодичностью более одного года осуществляется за счет амортизационных отчислений, а при периодичности до года — за счет эксплуатационных расходов производства.

Капитальный, а иногда и средний ремонты энергетического оборудования могут сочетаться с частичной или комплексной модернизацией, позволяющей улучшить технико-экономические показатели оборудования.

Частичная модернизация оборудования предусматривается обычно в планах организационно-технических мероприятий и осуществляется за счет амортизационных отчислений.

Комплексная модернизация, требующая значительно бульших затрат, осуществляется за счет фонда развития производства (также за счет краткосрочных ссуд и кредитов).

Мероприятия по модернизации оборудования должны быть экономически обоснованы.

Вне системы планово-предупредительных ремонтов остаются особые виды ремонтов: аварийный и восстановительный (проводится на оборудовании, находившемся длительно в бездействии, или после стихийных бедствий и др.).

Классификация ремонтов по различным признакам (характеру износа, содержанию работ, источникам финансирования, времени проведения) показана на рис. 14.1.

Планово-предупредительный ремонт энергетического оборудования осуществляется в форме планово-периодического ремонта, т.е. через определенные промежутки времени, установленные применительно к различным видам оборудования и условиям его эксплуатации.

Период времени между двумя капитальными ремонтами называется ремонтным циклом.

Межремонтным периодом называется время между двумя очередными плановыми ремонтами, а межосмотровым периодом — время между двумя очередными осмотрами или между очередным плановым ремонтом и осмотром.

Перечень и последовательность выполнения ремонтных работ на протяжении одного ремонтного цикла образуют его структуру.

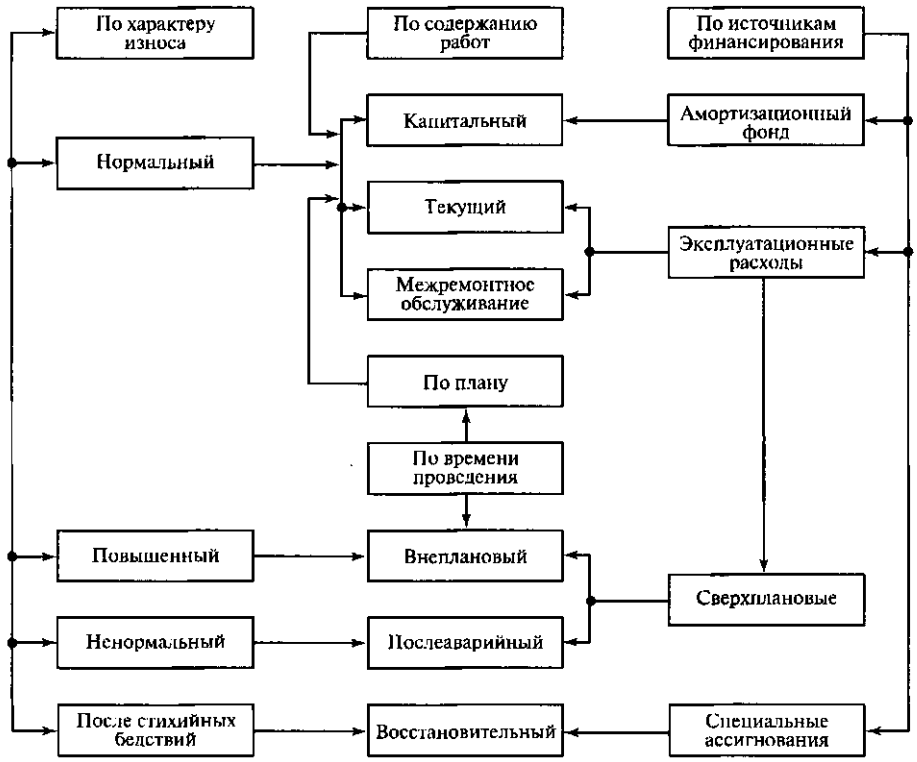


Рис. 14.1. Схема классификации ремонтов

При известной длительности ремонтного цикла $\tau_ц$ можно определить длительность межремонтного $\tau_{мр}$ и межосмотрового $\tau_{мо}$ периодов по следующим соотношениям:

$$\tau_{мр} = \frac{\tau_ц}{n_с + n_м + 1}; \qquad \tau_{мо} = \frac{\tau_ц}{n_с + n_м + n_о + 1},$$

где $n_с$, $n_м$, $n_о$ — количество соответственно средних и малых ремонтов, а также осмотров для данного вида оборудования.

14.2. Ремонтный цикл, виды и продолжительность ремонтов основного оборудования электростанций

Ремонтные циклы, виды и нормы продолжительности ремонтов некоторых энергоблоков и оборудования тепловых электростанций с поперечными связями по пару и питательной воде представлены в табл. 14.1—14.3.

В таблицах приняты следующие сокращения: K_1 — капитальный ремонт 1-й категории; K_2 — капитальный ремонт 2-й категории; K_3 — капитальный ремонт 3-й кате-

Таблица 14.1

Нормы продолжительности ремонтов энергоблоков, сут, с периодичностью капитальных ремонтов 4 года

Тип турбины	Виды ремонтов по годам эксплуатации											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	$T_1 + T_2$	$C + T_2$	$T_1 + T_2$	$K_1 + T_2$	$T_1 + T_2$	$C + T_2$	$T_1 + T_2$	$K_2 + T_2$	$T_1 + T_2$	$C + T_2$	$T_1 + T_2$	$K_3 + T_2$
К-200/210-130	13 + 8	25 + 8	13 + 8	44 + 8	13 + 8	25 + 8	13 + 8	48 + 8	13 + 8	25 + 8	13 + 8	56 + 8
К-300-240	16 + 8	24 + 8	16 + 8	9 + 8	16 + 8	24 + 8	16 + 8	53 + 8	16 + 8	24 + 8	16 + 8	65 + 8
Т-250-240	16 + 8	25 + 8	16 + 8	58 + 8	16 + 8	25 + 8	16 + 8	58 + 8	16 + 8	25 + 8	16 + 8	68 + 8
К-500-240	20 + 10	40 + 10	20 + 10	62 + 10	20 + 10	40 + 10	20 + 10	70 + 10	20 + 10	40 + 10	20 + 10	83 + 10
К-800-240	20 + 10	37 + 10	20 + 10	65 + 10	20 + 10	37 + 10	20 + 10	75 + 10	20 + 10	37 + 10	20 + 10	80 + 10

Таблица 14.2

Нормы продолжительности ремонтов и периодичности капитальных ремонтов паровых котлов

Давление пара, МПа (кгс/см^2)	Паропроизводительность, т/ч	Периодичность капитальных ремонтов, лет	Вид ремонта по годам эксплуатации	Продолжительность ремонта, сут						
				в году проведения капитального ремонта			в году проведения среднего ремонта			в году проведения текущего ремонта
				капитального	текущего	всего	среднего	текущего	всего	
До 6,5 (65)	До 35	5	*Т—Т—СТ—Т—КТ*	16	6	22	6	6	12	9
До 6,5 (65)	35—100	5	*Т—Т—СТ—Т—КТ*	18	7	25	7	7	14	11
До 6,5 (65)	100—150	5	*Т—Т—СТ—Т—КТ*	20	8	28	8	7	16	12
До 6,5 (65)	150—220	5	*Т—Т—СТ—Т—КТ*	23	9	32	9	8	18	14
6,5 (65) — 12,5 (125)	70—120	4	*Т—СТ—Т—КТ*	23	9	32	9	9	18	14
6,5 (65) —12,5 (125)	150—170	4	*Т—СТ—Т—КТ*	25	11	36	10	9	19	16
6,5 (65) — 12,5 (125)	200—300	4	*Т—СТ—Т—КТ*	33	13	46	13	9	26	20
14(140)	320	4	*Т—СТ—Т КТ*	38	16	54	17	13	31	24
10—11 (100—110)	420—430	4	*Т—СТ Т—КТ*	40	16	56	18	14	34	24
14 (140); 15 (150)	400—420	4	*Т—СТ—Т—КТ*	44	18	62	20	16	38	27
14 (140)	480—500	4	*Т—СТ—Т—КТ*	46	20	66	24	18	44	30

Таблица 14.3

Нормы продолжительности ремонтов паровых турбин с периодичностью капитальных ремонтов 5 лет

Тип турбин	Давление, МПа (кгс/см²)	Мощность, МВт	Вид ремонта	Продолжительность ремонта, сут						
				в году проведения капитального ремонта			в году проведения среднего ремонта			в году проведения текущего ремонта
				капитального	текущего	всего	среднего	текущего	всего	
Конденсационные и теплофикационные одноцилиндровые	До 6,5 (65)	До 12	*Т—Т—Т—Т—К*	12	—	12	—	—	—	4
		13—15		16	—	16	—	—	—	5
		26—50		21	—	21	—	—	—	6
Конденсационные и теплофикационные двухцилиндровые	До 6,5 (65)	До 12	*Т—Т—Т—Т—К*	13	—	13	—	—	—	4
		13—24		18	—	18	—	—	—	6
		26—50		23	—	23	—	—	—	7
		51—100		25	—	25	—	—	—	7
С противодавлением	До 6,5 (65)	До 12	*Т—Т—Т—Т—К*	12	—	12	—	—	—	4
ПТ-12-90/10	9 (90)	12	*Т—Т—Т—Т—К*	18	—	18	—	—	—	6
К-25-90	9 (90)	25	*Т— Т—Т—Т—К*	23	—	23	—	—	—	7
ПТ-25/90/10*	9(90)	25	*Т—Т—Т—К*	25	—	25	—	—	—	8
Р-12-90/13	9(90)	12	*Т—Т—Т—Т К*	18	—	18	—	—	—	6
Р-12-90/18										
Р-12-90/31										
Р-25-90/18										
Р-25-90/31	9(90)	25	*Т—Т—Т—Т—К*	27	—	27	—	—	—	7
ПР-25-90/10/09	9(90)	25	*Т—Т—Т—Т—К*	27	—	27	—	—	—	7
К-50-90	9(90)	50	*Т Т—Т—Т—К*	26	—	26	—	—	—	7
К-100-90	9(90)	100	*Т—Т—С—Т—К*	31	—	31	12	—	12	9
ПТ-60/75-90/13	9(90)	60	*Т—Т—Т—Т—К*	31	—	31	—	—	—	9

Тип турбин	Давление, МПа (кгс/см^2)	Мощность, МВт	Вид ремонта	Продолжительность ремонта, сут						
				в году проведения капитального ремонта			в году проведения среднего ремонта			в году проведения текущего ремонта
				капитального	текущего	всего	среднего	текущего	всего	
Т-50/60-130	13(130)	50	*Т—Т—Т—Т—К*	35	—	35	—	—	—	9
ПТ-50/60-130/7	13(130)	50	*Т—Т—Т—Т—К*	35	—	35	—	—	—	9
Р-40-130/31	13(130)	40	*Т—Т—Т—Т—К*	23	—	23	—	—	—	6
Р-50-130/13	13(130)	50	*Т—Т—Т—Т—К*	25	—	25	—	—	—	7
ПТ-60/75-130/13	13(130)	60	*Т—Т—Т—Т—К*	36	—	36	—	—	—	9
ПТ-80/100-130/13	13(130)	80	*Т—Т—Т—Т—К*	36	—	36	—	—	—	9
Т-100/120-130/15	13(130)	100	*Т—Т—С—Т—К*	40	—	40	16	—	16	8
Р-100-130/15	13(130)	100	*Т—Т—С—Т—К*	29	—	29	16	—	16	8
ПТ-135/165-130/15	13(130)	135	*Т—Т—С—Т—К*	38	—	38	16	—	16	8
Т-175/210-130	13(130)	175	*Т—Т—С—Т—К*	42	—	42	17	—	17	9

*Периодичность капитальных ремонтов составляет 4 года.

гории; C — средний ремонт; T_1 — текущий ремонт 1-й категории; T_2 — текущий ремонт 2-й категории.

Нормы разработаны на основе обобщения многолетних данных с учетом:

номенклатуры и объема работ, выполняемых при проведении различных видов ремонтов;

работы в две-три смены на участках ремонта, где лимитирована длительность простоя оборудования в ремонте;

обеспечения ремонтируемых объектов необходимым количеством ремонтного персонала (в пределах утвержденных нормативов) соответствующей квалификации, материалами, запасными частями, такелажными приспособлениями и др.

Продолжительность каждого вида ремонта исчисляется в календарных сутках, включая выходные дни, но исключая праздничные дни.

Допускается в течение ремонтного цикла повторное проведение капитального ремонта той же категории вместо ремонта более высокой (сложной) категории, например проводится K_1 вместо K_2 или K_1 вместо K_3.

Текущий ремонт T_2 — кратковременные плановые остановы энергоблока в целях устранения отдельных мелких неисправностей. Число, сроки и продолжительность остановов для T_2 планируются электростанцией в пределах норматива.

Нормы продолжительности ремонта приведены при условии выполнения только типового объема работ, т.е. такого, который по правилам ППР нельзя сократить, не снижая надежности работы оборудования.

При включении в объем ремонта сверхтиповых работ, требующих увеличения срока простоя агрегата в ремонте, электростанция и ремонтное предприятие обосновывают необходимый срок простоя, который утверждается после рассмотрения в вышестоящих организациях.

Нормы продолжительности ремонта для паровых котлов с поперечными связями приведены при сжигании пылеугольного топлива с содержанием золы до 35 % при средней абразивности. При других видах топлива, большем содержании золы и(или) высокой абразивности ее к нормам продолжительности ремонта, указанным в таблицах, применяются коэффициенты: для газа — 0,8; для смеси мазута и газа — 0,85; для мазута — 0,9; для пылеугольного топлива с зольностью более 35 % и(или) высокой абразивности — 1,2.

Для текущих ремонтов приведена их годовая (суммарная) продолжительность.

В установленных нормах продолжительности ремонта котлов с поперечными связями предусматривается проведение химической промывки и консервации для предотвращения коррозии продолжительностью каждой работы не более 2 сут, а при проведении на одном котле обеих работ — не более 8 сут. При более длительных сроках проведения химической промывки и консервации по утвержденным графикам продолжительность ремонта котлов соответственно увеличивается.

14.3. Структура организации технического обслуживания и ремонта оборудования

В соответствии с правилами и нормами, действующими в отрасли, организация технического обслуживания и ремонта технологического оборудования, тепловой автоматики и средств измерений, производственных зданий и сооружений возлагается на тепловые электрические станции.

Структура организации технического обслуживания и ремонта должна рационально сочетать использование собственного ремонтного персонала энергопредприятия и экономически обоснованного привлечения ремонтных предприятий региона и отрасли.

Выбор организационной структуры ремонта осуществляет непосредственно энергопредприятие с учетом сложившихся условий и перспективы развития энергосистемы и региона.

Ремонтные, монтажные, строительные, проектные, научно-исследовательские и другие организации, не входящие в энергосистемы, строят хозрасчетные отношения с энергопредприятиями (энергосистемами) на договорных условиях.

Координирующими органами в области сбалансированного развития электроэнергетики являются функциональные подразделения РАО «ЕЭС России» и Минэнерго РФ.

Направление технического обслуживания и ремонта координирует Главэнергоремонт, который разрабатывает перспективы развития энергоремонтного производства, техническое и нормативное обеспечение энергоремонтного производства, внедрение новых прогрессивных технологий в ремонтный процесс и др.

Энергопредприятия несут ответственность за техническое состояние оборудования, полноту выполнения подготовительных работ, своевременное обеспечение ремонтных работ запланированных объемов запасными частями и материалами, выполнение объемов, сроки и качество выполненных ремонтных работ. Ответственность за проведение технического обслуживания и всех видов ремонтов возложено на главного инженера. Непосредственно руководит этими работами заместитель главного инженера по ремонту.

Участвуют в подготовке и проведении ремонтов отделы (группы) подготовки ремонта, численность которых определяется энергопредприятием, а также цеха централизованного ремонта и ремонтный персонал других цехов.

Предприятия — исполнители ремонта любой ведомственной подчиненности являются ответственными за сроки и качество выполнения ремонтных работ в согласованных объемах в соответствии с договорами.

Техническая сложность, большое разнообразие оборудования, проведение ремонтов на месте его эксплуатации с определенной периодичностью требуют развития специализации при проведении ремонтов.

Специализация энергоремонтного производства предусматривает организацию:

специализированных участков, бригад и цехов по ремонту отдельных видов оборудования или их узлов и деталей — на электростанциях;

ремонтных предприятий — в энергосистемах;

межсистемных специализированных ремонтных предприятий.

Ремонтный персонал электростанций выполняет техническое обслуживание, часть объемов работ при плановых ремонтах, аварийно-восстановительные работы на основном, вспомогательном и общестанционном оборудовании.

Ремонтные предприятия энергосистем специализируются:

на выполнении капитальных и средних ремонтов основного и вспомогательного оборудования по всей номенклатуре работ;

на выполнении ремонта транспортабельного оборудования или его составных частей и деталей на своих производственных базах.

Межсистемные специализированные ремонтные предприятия могут выполнять:

капитальные, средние и текущие ремонты оборудования на энергопредприятиях энергосистем, где имеются их постоянные участки или не созданы ремонтные предприятия энергосистем;

сложные работы по модернизации основного оборудования.

Строительно-монтажные организации привлекаются к работам, связанным:

с модернизацией оборудования (замена поверхностей нагрева паровых котлов, дефектных или изношенных составных частей паровых турбин, перешихтовка активной стали статоров электрогенераторов);

с заменой базовых частей оборудования (барабанов паровых котлов, цилиндров паровых турбин и др.);

с аварийно-восстановительными работами на оборудовании, в зданиях, на сооружениях (демонтаж поврежденного оборудования, установка нового оборудования, замена деформированных колонн каркасов паровых котлов и др.);

со специальными ремонтными работами (туннели, цементирование, антикоррозионные покрытия и др.).

Важнейшим направлением специализации при энергоремонте является дальнейшее развитие заводского ремонта транспортабельного оборудования (изделий) или его составных частей на основе прогрессивной технологии и создания соответствующего обменного фонда, позволяющего обеспечить переход к агрегатному ремонту.

Заводской ремонт выполняется:

на электростанциях — в центральных ремонтных мастерских при наличии необходимого станочного парка, соответствующей механизации и приспособлений. Должны быть организованы и укомплектованы специализированные бригады и инженерно-технический персонал для выполнения ремонтных работ на транспортабельном оборудовании;

в энергосистемах — на ремонтных предприятиях и ремонтно-механических заводах энергосистемы;

на производственных базах, специализированных ремонтных предприятиях и заводах.

Развитие заводского ремонта на всех уровнях осуществляется по направлениям:

улучшения использования существующих производственных мощностей за счет специализации и увеличения сменности работы, а также создания новых производственных мощностей (с оснащением соответствующим оборудованием);

расширения объема и номенклатуры ремонта транспортабельных изделий, узлов и деталей;

создания обменного фонда изделий, узлов и деталей и на этой основе проведения агрегатного ремонта оборудования энергопредприятий;

восстановления изношенных деталей с одновременным улучшением их эксплуатационных свойств (износостойкости, жаростойкости, жаропрочности и др.) на основе применения новых технологических процессов (наплавки, газотермического напыления др.) и материалов.

Организация заводского ремонта отдельных изделий или их составных частей базируется на технико-экономическом обосновании, включающем в себя:

анализ степени взаимозаменяемости изделий и их составных частей и возможности их обезличенного ремонта;

оценку числа транспортабельных агрегатов и узлов оборудования;

оценку наличия однотипного оборудования в энергосистеме для организации специализированных рабочих мест с определенным технологическим ритмом;

возможность более полного диагностического обследования с помощью стационарных установок;

расчет экономической эффективности от ожидаемого снижения трудоемкости ремонта, повышения его качества, сокращения продолжительности ремонта оборудования от применения агрегатного метода и выравнивания потребности в ремонтном персонале по месяцам года.

Энергосистемы создают обменный фонд агрегатов, узлов и деталей оборудования на ремонтных предприятиях или на электростанциях, устанавливают номенклатуру и нормативы обменного фонда.

Источниками создания обменного фонда изделий и их составных частей являются:

комплекты, поставляемые вместе с оборудованием;

запасные части централизованной поставки и местного изготовления;

восстановленные изделия, узлы и детали.

14.4. Планирование ремонтов

Планирование ремонтов энергооборудования включает в себя разработку:

перспективных графиков ремонта, модернизации и реконструкции основного оборудования электростанций;

годовых графиков ремонта основного оборудования электростанций;

годовых и месячных графиков ремонта вспомогательного и общестанционного оборудования.

Перспективный график ремонта, модернизации и реконструкции основного оборудования энергопредприятий разрабатывается энергоуправлением на 5 лет на основании материалов, представленных электростанциями, и служит для планирования трудовых, материальных и финансовых ресурсов по годам планируемого периода. Перспективный график ремонта может ежегодно корректироваться с учетом существующей обстановки.

Годовой график разрабатывается на планируемый год в соответствии с утвержденным перспективным графиком с учетом технического состояния оборудования. В него могут быть внесены обоснованные изменения по сравнению с перспективным графиком.

Годовой график ремонта основного оборудования устанавливает календарное время вывода в ремонт каждой установки (энергоблока), продолжительность ремонта и планируемый объем работ по исполнителям. На базе годовых графиков ремонта разрабатывается с участием заинтересованных организаций и подразделений программа ремонта на планируемый год по отрасли. В программе предусматриваются мероприятия по координации деятельности предприятий, регулированию вопросов материально-технического обеспечения и др.

При разработке графиков ремонта оборудования необходимо:

первый капитальный ремонт серийных установок планировать с периодичностью и продолжительностью, установленной правилами проведения ремонтов и ПТЭ;

первый капитальный ремонт головных установок планировать в сроки, определяемые их техническим состоянием и требованиями завода-изготовителя;

ремонт корпусов котлов дубль-блоков планировать с одновременным остановом и пуском обоих корпусов или со сдвигом останова и пуска одного из корпусов, определяемым технологией ремонта и условиями эксплуатации;

сроки ремонта котлов на электростанциях с поперечными связями совмещать со сроками ремонта турбоагрегатов.

Для снижения единовременной численности ремонтного персонала и сокращения продолжительности ремонта основного оборудования при разработке графиков необходимо:

капитальный ремонт резервного вспомогательного оборудования планировать в периоды между капитальными ремонтами основного оборудования;

капитальный ремонт общестанционного оборудования, отключение которого не ограничивает рабочую мощность электростанций, планировать на периоды между ремонтами основного оборудования;

капитальный ремонт общестанционного оборудования, связанный со снижением рабочей мощности электростанций, планировать одновременно с ремонтом основного оборудования.

Работы по модернизации, реконструкции могут включаться в объем ремонта, если в период разработки годового графика энергопредприятие располагает технической документацией на эти работы, утвержденной в установленном порядке, а также фондами на материалы, запасные части и комплектующее оборудование и заключенными договорами со сроками поставки не менее чем за 3 мес до начала ремонта.

Предусматриваются следующие порядки и сроки разработки, согласования и утверждения планов и графиков ремонта:

перспективный график разрабатывается энергосистемой за 15 мес (к 1 октября) до планируемого периода. Согласованный с исполнителями график передается к 1 января (за 12 мес) в вышестоящую организацию, которая рассматривает представленные материалы и утверждает их за 10 мес (к 1 марта) до начала планируемого периода;

годовые графики ремонта основного оборудования в соответствии с предварительным расчетным значением снижения при этом мощности разрабатываются электростанциями и за 8 мес до планируемого года (к 1 мая) представляются в энергосистему. Энергосистемы разрабатывают годовой график ремонта основного оборудования по энергоуправлению и не позднее 15 июня направляют его с укрупненными объемами работ на согласование с подрядными организациями и объединенным диспетчерским управлением.

Годовые и месячные графики ремонта общестанционного и вспомогательного оборудования увязываются с графиком ремонта основного оборудования, согласовываются до 1 февраля года, предшествующего планируемому, с привлекаемыми подрядными организациями.

Месячные графики капитального, среднего и текущего ремонтов общестанционного и вспомогательного оборудования составляются на основании годовых графиков, согласовываются с исполнителями до 20 числа месяца, предшествующего планируемому.

14.5. Подготовительные работы при капитальных и средних ремонтах

Подготовка к ремонту оборудования включает в себя комплекс организационно-технических мероприятий, которые должны обеспечить высокое качество ремонтных работ и выполнение их в установленные сроки с оптимальными трудовыми и материальными затратами.

Разработка мероприятий и сроки их выполнения предусматриваются в планах подготовки к ремонту оборудования. Подготовительные работы при капитальных и средних ремонтах начинаются с составления перспективных и годовых графиков ремонта, заявок на материальные ресурсы и подготовки технической документации.

Электростанция с участием ремонтных предприятий и организаций разрабатывает план подготовки к ремонту после согласования и утверждения ведомости объема ремонта, но не позднее чем за 2 мес до начала ремонта.

Ремонтные предприятия и организации при необходимости могут разрабатывать собственные планы подготовки к ремонтам в соответствии с планами электростанций, принятыми к исполнению объемами работ и согласованным участием в материально-техническом обеспечении ремонтных работ.

Если в объем капитального ремонта установки включаются более сложные и трудоемкие специальные работы или в период капитального ремонта планируется выполнение работ по модернизации или реконструкции, то подготовка к капитальному ремонту должна начинаться в четвертом квартале года, предшествующего планируемому, а при необходимости и в более ранние сроки. При этом наиболее трудоемкие подготовительные работы, требующие значительной численности ремонтного персонала, должны заканчиваться к началу ремонтной кампании планируемого года.

Ведомость объема ремонта установки электростанция передает на согласование исполнителям не позднее чем за 3 мес до начала капитального или среднего ремонта. Ведомость объема ремонта должна содержать подробный перечень планируемых ремонтных работ по каждой составной части установки.

При составлении ведомости объема ремонта учитываются требования директивных документов, циркуляров, предписаний и данные об отказах в работе оборудования.

Уточнение с исполнителями объема ремонтных работ должно быть завершено не позднее чем за 2 мес до начала ремонта, после чего ведомость объема ремонта утверждается главным инженером электростанции.

После утверждения ведомости объема изменения в нее могут вноситься только по результатам испытаний до ремонта и дефектации оборудования, окончание которых должно предусматриваться сетевым графиком ремонта в его первой половине. Все изменения объема должны быть согласованы с исполнителями ремонтных работ и утверждены главным инженером электростанции.

За 15 дней до начала ремонта электростанция, ремонтные предприятия и организации проводят проверку выполнения подготовительных работ в соответствии с планом подготовки к ремонту и составляют акт, а также график окончания незавершенных работ.

Каждое ремонтное предприятие и организация, участвующие в ремонте, определяют состав бригад (участков) по ремонту отдельных узлов оборудования

по численности, квалификации и профессиям в соответствии с сетевым графиком ремонта. При этом должна быть обеспечена полная занятость рабочих в течение установленного графиком срока производства работ, определена форма оплаты труда ремонтного персонала.

Электростанция назначает ответственных представителей для участия в дефектации, подготовке технических решений, контроле качества, приемке из ремонта узлов и систем оборудования и ответственных за материально-техническое обеспечение.

Общее руководство ремонтом и координацию действий всех ремонтных предприятий и организаций, принимающих участие в ремонте, осуществляет заместитель главного инженера электростанции по ремонту или специально назначенное лицо из числа инженерно-технических работников.

В отдельных случаях, исходя из местных условий, по согласованию сторон общий руководитель ремонта может быть назначен ремонтной организацией. Не позже чем за 10 дней до начала ремонта составляется акт готовности электростанции, ремонтных предприятий и организаций к ремонту, который потом направляется в энергоуправление. При установлении неподготовленности к ремонту срок начала ремонта, его продолжительность и объем ремонтных работ определяются вышестоящими организациями.

До начала ремонтных работ производственные бригады должны быть ознакомлены: с общим объемом работ; сроком ремонта и сетевым графиком; задачами, стоящими перед каждой бригадой; схемой управления ремонтом; организацией инструментального и материально-технического обеспечения, уборки рабочих мест, транспортировки мусора и отходов; конструкцией оборудования; мероприятиями по технике безопасности.

Началом ремонта энергоблоков, неблочных паротурбинных агрегатов и трансформаторов считается время отключения генератора (трансформатора) от сети. Началом ремонта паровых котлов неблочных тепловых электростанций считается время отключения котла от станционного паропровода свежего пара.

При выводе основного оборудования в ремонт из резерва началом ремонта считается время, указанное диспетчером энергосистемы в разрешении на вывод оборудования в ремонт. Началом ремонта вспомогательного оборудования, ремонтируемого отдельно от основного и общестанционного оборудования, считается время вывода в ремонт, указанное дежурным инженером электростанции.

Если установка (энергоблок) выведена в ремонт досрочно или с опозданием против срока, указанного в утвержденном годовом графике ремонта, плановая продолжительность ремонта сохраняется, а время окончания его соответственно переносится.

Вывод в ремонт установки производится по программе, утвержденной главным инженером, которая должна предусматривать:

проведение эксплуатационных испытаний по специальной программе, утвержденной в установленном порядке. Испытания должны быть проведены не ранее чем за 1 мес и не позднее чем за 5 дней до вывода в ремонт. Результаты испытаний заносятся в ведомость основных параметров технического состояния установки;

очистку установки снаружи (площадок обслуживания, наружной поверхности оборудования, трубопроводов, газовоздухопроводов, пылепроводов в пределах установки) от пыли, золы и мусора, удаление с рабочих мест постороннего оборудования, материалов и пр. Эти мероприятия должны быть выполнены не позже чем

за 2 дня до останова. При этом окончательная очистка котлов, работающих на пылеугольном топливе, должна производиться после останова с разборкой электросхем оборудования, но не позднее чем через 2 дня после останова;

выработку топлива в бункерах котла при его останове, обдувку поверхностей нагрева и стряхивание электродов электрофильтров. Зола и шлак из бункеров и леток должна быть спущена в канал гидрозолоудаления и удалена на золоотвал;

принудительное расхолаживание турбин при останове и в случае необходимости (по результатам предремонтных испытаний) промывку проточной части под нагрузкой.

После останова оборудования на ремонт персонал электростанции обязан:

произвести все отключения, обеспечивающие безопасные условия производства работ согласно правилам техники безопасности. Отключение производится согласно программе и графику, утвержденным главным инженером электростанции. В графике должны быть указаны лица, ответственные за отключение и время исполнения;

при выполнении операции по отключению обеспечить возможность начала ремонтных работ на узлах и системах котла (энергоблока) в сроки, предусмотренные сетевым графиком ремонта;

выдать общий наряд-допуск на ремонт оборудования;

обеспечить режим работы механических мастерских, компрессоров, газогенераторов и кислородных станций, складов, лабораторий, а также грузоподъемных и транспортных средств (кранов, лифтов и др.) в соответствии с графиком ремонта.

Ремонтные предприятия и организации отвечают за сроки окончания и качество ремонтных работ, технологическую, производственную и трудовую дисциплину, а также за соблюдение правил техники безопасности и противопожарной безопасности своим персоналом и ведут учет трудовых и материальных ресурсов в пределах обязательств, принятых по договору.

Ответственные представители электростанции, назначенные для участия в дефектации, подготовке технических решений, контроле качества, приемке из ремонта узлов и систем оборудования и ответственные за материально-техническое обеспечение, обязаны:

обеспечивать выполнение работ по определению параметров технического состояния и участвовать в дефектации оборудования;

определять по результатам дефектации необходимость выполнения запланированных и дополнительных ремонтных работ;

принимать предъявленное к сдаче отремонтированное оборудование и проводить его опробование. Опробование отдельных видов оборудования, систем и механизмов в процессе ремонта до предъявления приемной комиссии должно проводиться в соответствии с действующими инструкциями по эксплуатации и правилами техники безопасности под непосредственным руководством ответственного представителя цеха, в ведении которого находится опробуемое оборудование, при участии исполнителей ремонта котла (энергоблока). При опробовании оборудования составляются протоколы, в том числе на гидравлическое испытание, а также другие документы, перечень которых устанавливается электростанцией по согласованию с исполнителями ремонта.

Электростанция совместно с ремонтными предприятиями и организациями — исполнителями ремонта рассматривает объем дополнительных ремонтных работ, возможность и сроки их выполнения, обеспечение необходимыми материалами и трудовыми ресурсами и принимает решение о возможности выполнения допол-

нительных работ в плановый срок или о необходимости оформления документов на продление срока ремонта.

В случаях, когда выявленные дефекты по объективным условиям не могут быть устранены в процессе ремонта в полном объеме в соответствии с требованиями ремонтной технологической или конструкторской документации, электростанция совместно с исполнителями работ обязана принять решение о сроке и порядке их устранения.

Материалы на продление срока ремонта установки рассматриваются вышестоящими организациями в установленном порядке. В обосновании продления срока ремонта электростанция указывает причины значительного различия планового и фактического объемов работ.

14.6. Приемка оборудования из ремонта и оценка качества

Приемку установок из капитального и среднего ремонтов производит комиссия, возглавляемая главным инженером электростанции. В состав комиссии включаются: общий руководитель ремонта; начальники цехов, в ведении которых находится ремонтируемое оборудование; начальник цеха централизованного ремонта; руководители ремонтных работ предприятий и организаций или их представители; инженер-инспектор по эксплуатации. Допускается включение в состав комиссии руководителей групп (цехов) наладки, лабораторий. При приемке из ремонта энергоблоков в состав комиссии может входить представитель энергосистемы.

Приемку оборудования, входящего в состав установок, из капитального и среднего ремонтов, а также всего оборудования из текущего ремонта производят комиссии, возглавляемые начальниками эксплуатационных цехов. Акт приемки утверждается главным инженером электростанции. Состав комиссии оформляется приказом по электростанции.

Приемочная комиссия осуществляет:

контроль документации, составленной перед ремонтом, в процессе ремонта и после ремонта и отражающей техническое состояние оборудования и качество выполненных ремонтных работ;

предварительную оценку качества установок и оборудования после ремонта и качества выполненных ремонтных работ;

уточнение технического состояния установок и оборудования по данным эксплуатации в течение месяца после включения под нагрузку, а также по данным послеремонтных испытаний;

окончательную оценку качества установок и оборудования после ремонта и качества выполненных ремонтных работ.

Приемка установок (энергоблоков) из капитального и среднего ремонтов должна производиться по программе, согласованной с исполнителями и утвержденной главным инженером электростанции.

Программа по приемке оборудования должна предусматривать:

перечень приемосдаточных испытаний, срок и ответственных за их проведение;

разработку программ приемосдаточных испытаний по видам оборудования, сроки и ответственных за их выполнение;

сроки и ответственных за проверку отчетной ремонтной документации;

сроки и ответственных за опробование и приемку отдельных видов оборудования из ремонта и другие мероприятия, связанные с проведением приемосдаточных испытаний.

Руководители работ ремонтных предприятий и организаций, участвующих в ремонте, предъявляют приемочной комиссии необходимую документацию, составленную в процессе ремонта, в том числе:

ведомость выполненного объема работ;

протокол технического решения по выявленным, но не устраненным дефектам;

протоколы испытаний, карты измерений;

результаты входного контроля, сертификаты на использованные в процессе ремонта материалы и запасные части;

протоколы опробования отдельных видов оборудования, входящего в установку;

акты на скрытые работы;

другие документы по согласованию с электростанцией и ремонтными предприятиями и организациями, выполняющими ремонт.

После ремонта проводятся приемосдаточные испытания установок и отдельных систем для проверки качества сборки и регулировки, а также для проверки эксплуатационных показателей на соответствие установленным требованиям.

Приемосдаточные испытания установки осуществляются в два этапа: при пуске и под нагрузкой.

Сроки проведения приемосдаточных испытаний должны обеспечивать своевременное включение установки под нагрузку согласно сетевому графику ремонта.

Программа приемосдаточных испытаний должна содержать:

при пуске — порядок проведения испытаний вспомогательных систем и оборудования установки, продолжительность, список ответственных лиц и особые указания при необходимости;

под нагрузкой — перечень режимов и контролируемых параметров, продолжительность испытаний, список лиц, ответственных за проведение испытаний.

Эта программа должна соответствовать требованиям ПТЭ, инструкциям по эксплуатации и другим нормативным документам.

По результатам осмотра установки, испытаний и опробования оборудования, проверки и анализа предъявленной документации приемочная комиссия дает разрешение на пуск.

Пуск установки производится эксплуатационным персоналом после сдачи исполнителями ремонта наряда-допуска на ремонт по распоряжению главного инженера электростанции. Разрешение на пуск оформляется в оперативном журнале начальником смены электростанции.

Руководители работ предприятий и организаций, участвующих в ремонте, перед пуском при необходимости передают в письменном виде руководителю эксплуатационного цеха требования по особенностям пуска и опробования при проведении приемосдаточных испытаний, не противоречащие правилам технической эксплуатации.

Руководители работ или назначенные ими лица обязаны присутствовать при пуске установки и контроле ее работы, не вмешиваясь в действия эксплуатационного персонала.

Если в период пуска и опробования выявлены нарушения в работе оборудования или не учитываются особенности пуска и опробования, оговоренные руководи-

телями работ, они имеют право потребовать изменить режим пуска и опробования или потребовать произвести останов установки.

Оборудование электростанций, прошедшее капитальный и средний ремонт, подлежит приемосдаточным испытаниям под нагрузкой в течение 48 ч.

Испытание под нагрузкой должно проводиться при номинальных параметрах пара и основном топливе, постоянной или поочередной работе всего вспомогательного оборудования по нормальной эксплуатационной схеме с доведением нагрузки до номинальной.

Если в течение приемосдаточных испытаний были обнаружены дефекты, препятствующие работе оборудования с номинальной нагрузкой, или выявленные дефекты требуют немедленного останова, то ремонт считается незаконченным до устранения этих дефектов и повторного проведения приемосдаточных испытаний.

Все обнаруженные дефекты, которые не требуют немедленного останова, устраняются исполнителем ремонта в сроки, согласованные с электростанцией.

Окончанием капитального или среднего ремонта считается:

для энергоблоков ТЭС, паровых турбин ТЭС с поперечными связями — время включения генератора в сеть;

для паровых котлов ТЭС с поперечными связями — время подключения котла к станционному трубопроводу свежего пара.

Если в течение приемосдаточных испытаний не были обнаружены дефекты, препятствующие работе оборудования с номинальной нагрузкой, или выявленные дефекты не требуют немедленного останова, то приемочная комиссия принимает установку из ремонта.

Приемка из ремонта составных частей основного оборудования, оборудования, входящего в установку, и установки в целом оформляется актом.

После окончания приемосдаточных испытаний начинается подконтрольная эксплуатация отремонтированного оборудования, которая завершается через 30 календарных дней с момента включения оборудования под нагрузку. В период подконтрольной эксплуатации должна быть закончена проверка работы оборудования на всех режимах, проведены испытания и наладка всех систем, завершены отделочные работы по тепловой изоляции.

При приемке оборудования из ремонта должна проводиться оценка качества, которая включает в себя:

оценку качества отремонтированного оборудования;

оценку качества выполненных ремонтных работ.

Оценка качества отремонтированного оборудования характеризует техническое состояние оборудования после ремонта и соответствие его требованиям нормативно-технической документации (НТД) и устанавливается на основании результатов испытаний и приемки оборудования из ремонта.

К нормативно-технической документации отремонтированного оборудования относятся: стандарты, технические условия и руководства по ремонту, конструкторская документация, правила технической эксплуатации, нормативные эксплуатационные технико-экономические характеристики. Уточненный перечень НТД для каждого конкретного вида оборудования должен составляться на электростанции и утверждаться энергосистемой.

Если приемочная комиссия принимает оборудование из ремонта в эксплуатацию, то при этом может быть установлена одна из следующих оценок его качества:

соответствует требованиям НТД;

соответствует требованиям НТД с ограничениями.

Оценка «соответствует требованиям НТД» устанавливается, если: устранены все дефекты, выявленные в результате дефектации составных частей оборудования; требования НТД, определяющие качество оборудования, выполнены; приемосдаточные испытания показали, что пуск, нагружение, работа оборудования на разных режимах происходят в соответствии с требованиями инструкции по эксплуатации; значения параметров технического состояния находятся на уровне нормативных.

Оценка «соответствует требованиям НТД с ограничением» устанавливается, если: часть требований НТД к отремонтированному оборудованию не выполнена; не устранены какие-либо дефекты, с которыми оборудование может временно работать; имеются замечания по работе оборудования на различных режимах; значения некоторых параметров технического состояния ниже уровня нормативных, но дальнейшая эксплуатация в соответствии с требованиями ПТЭ возможна и приемочная комиссия принимает решение о временной эксплуатации оборудования.

Оборудование, отремонтированное с оценкой «соответствует требованиям НТД с ограничением», допускается в эксплуатацию с ограниченным сроком дальнейшего использования, при этом должен быть разработан план мероприятий по устранению выявленных недостатков и указаны сроки их выполнения.

Если в период подконтрольной эксплуатации будет установлено, что на оборудовании возникли дефекты, которые могут привести к аварийным последствиям, или работа оборудования на каких-либо режимах характеризуется отклонением от допустимых нормативных параметров и дальнейшая эксплуатация в соответствии с требованиями ПТЭ невозможна, а продолжительность ремонта для устранения дефектов составляет 5 сут и более, то оборудование должно быть выведено из эксплуатации и ему устанавливается оценка «не соответствует требованиям НТД». После проведения ремонта для устранения дефектов производятся повторные приемка оборудования из ремонта, подконтрольная эксплуатация и устанавливается новая оценка качества отремонтированного оборудования.

Оценка качества устанавливается каждому виду отремонтированного оборудования, включенному в акты приемки из ремонта.

Оценка качества отремонтированной установки, как правило, выставляется по оценке качества основного оборудования с учетом оценок качества, установленных вспомогательному оборудованию, которое может ограничить мощность, экономичность и надежность установки в целом в процессе последующей эксплуатации.

Если по условиям работы электростанции отремонтированное оборудование не включается под нагрузку после ремонта, то оценки качества отремонтированного оборудования и выполненных ремонтных работ устанавливаются предварительно по результатам технического контроля, испытаний и опробований, проведенных в процессе ремонта, а также приемосдаточных испытаний при пуске (на холостом ходу), согласованным с электростанцией и исполнителями ремонта.

Перевод оборудования в резерв после ремонта без приемосдаточных испытаний под нагрузкой производится при наличии согласования с предприятием энерготехнадзора.

Окончательные оценки качества устанавливаются после включения под нагрузку и проведения подконтрольной эксплуатации в течение 30 дней с момента начала работы с нагрузкой.

Оценка качества выполненных ремонтных работ характеризует организационно-техническую деятельность каждого предприятия, участвующего в ремонте, в том числе и электростанции.

Качество выполненных ремонтных работ может быть определено одной из следующих оценок:

отлично;

хорошо;

удовлетворительно;

неудовлетворительно.

Оценка качества выполненных ремонтных работ устанавливается каждому предприятию в пределах произведенного им объема ремонта по оборудованию, включенному в акты приемки, с учетом выполнения предприятием основных и дополнительных требований.

К основным требованиям относятся:

выполнение согласованной ведомости объема ремонта, уточненной по результатам дефектации;

выполнение ремонтным персоналом требований НТД на ремонт оборудования и его составных частей;

отсутствие оценок качества отремонтированного оборудования «соответствует требованиям НТД с ограничениями» по вине исполнителя ремонта;

отсутствие остановов в течение срока подконтрольной эксплуатации по вине исполнителя ремонта, за исключением необходимости одного останова котла или корпуса котла на срок до 3 сут для устранения дефектов сварки стыков труб, выявившихся в период подконтрольной эксплуатации, при объеме сварки 1000 стыков и более.

К дополнительным требованиям относятся:

наличие необходимого комплекса ремонтной документации;

применение необходимой технологической оснастки, приспособлений и инструмента и соответствие их параметров паспортным данным;

применение в процессе ремонта поверенных приборов, средств контроля и контрольно-измерительного инструмента;

соответствие выполненных технологических операций, в том числе и контрольных, требованиям технологической документации;

проведение входного контроля применяемых при ремонте материалов и запасных частей.

Оценка «отлично» устанавливается при выполнении всех основных и дополнительных требований.

Оценка «хорошо» выставляется при выполнении всех основных и частично (более 50 %) дополнительных требований.

Оценка «удовлетворительно» устанавливается при выполнении всех основных и частично (менее 50 %) дополнительных требований.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется при невыполнении одного или более из числа основных требований.

Предприятия энерготехнадзора проводят выборочный контроль правильности принятых комиссиями решений по отремонтированному оборудованию. Проверка производится не позже 10-дневного срока после окончания подконтрольной эксплуатации. В случае неподтверждения правильности выставленных оценок комиссия обязана их изменить.

Предприятия и организации — исполнители ремонта гарантируют соответствие отремонтированного оборудования требованиям НТД на ремонт в течение установленных сроков и (или) наработку числа часов с момента включения под нагрузку при соблюдении электростанцией соответствующих эксплуатационных инструкций.

Глава 15
ГАЗОТУРБИННЫЕ И ПАРОГАЗОВЫЕ ТЭС

15.1. Общие положения

Двадцатое столетие отмечено постоянным совершенствованием технологического процесса ТЭС. В настоящее время в конденсационном режиме они отпускают электроэнергию с КПД (нетто) до 38—40 %. Дальнейшее улучшение их экономичности ограничивается технологическими сложностями и повышенными требованиями к конструкционным материалам при изготовлении котельного и турбинного оборудования, связанными с повышенными давлением и температурой рабочего тела, особенностями использования водяного пара. Передовые ТЭС работают с начальными параметрами 24 МПа и 550 °С при умеренной средней температуре рабочего тела при подводе теплоты в эквивалентный цикл Карно. Для ТЭС сравнительно просто решается задача снижения средней температуры рабочего тела при отводе теплоты из цикла при соответствующей температуре циркуляционной воды конденсатора.

Газотурбинный двигатель, самый «молодой» в череде тепловых двигателей, сочетает в себе роторный принцип работы со сжиганием топлива в самом агрегате, что роднит его как с паровой турбиной, так и с двигателем внутреннего сгорания. Это делает его компактным и позволяет легко подключать к электрогенераторам ТЭС.

Первая энергетическая *газотурбинная установка* была создана в 1939 г. на фирме «Браун-Бовери» (Швейцария).

Применение в ГТУ горячих газов значительно упрощает задачу повышения средней температуры рабочего тела при подводе теплоты в цикл Брайтона, но при этом сложнее решается задача снижения температуры рабочего тела при отводе теплоты из цикла. Последняя достигает 550—600 °С, имея тенденцию к увеличению с ростом начальной температуры газов. Лучшие энергетические ГТУ отпускают электроэнергию с КПД (нетто), равным 40—42 %.

История теплоэнергетики характеризуется своеобразным соревнованием между паросиловыми и газотурбинными установками и их термодинамическими циклами. Отсутствие соответствующих технологий не позволяло использовать продукты сгорания органического топлива в качестве рабочего тела, а водяной пар применялся как промежуточное рабочее тело. Параллельное развитие газовых и паровых термодинамических циклов не привело к антагонизму. Удалось максимально использовать их положительные свойства, создав комбинированную *парогазовую установку*. В ней теплота выхлопных газов ГТУ в значительной мере используется в паровой ступени объединенного термодинамического цикла Брайтона—Ренкина. В конденсационном режиме лучшие энергетические ПГУ отпускают электроэнергию с КПД (нетто), составляющим 60 % и более.

15.2. Газотурбинные установки электростанций. Показатели, тепловые схемы

Широкое применение на ТЭС получили ГТУ с разомкнутым (открытым) циклом, в которых сжигается высококачественное органическое топливо: преимущественно природный газ, реже жидкое газотурбинное топливо или высококачественный мазут. Основными элементами технологической схемы одновальной энергетической ГТУ (рис. 15.1, *а*) являются: осевой компрессор *ОК*, камера сгорания *КС*, газовая турбина *ГТ*, электрогенератор *ЭГ*, комплексное воздухоочистительное устройство *КВОУ* и др. В некоторых случаях для повышения температуры и давления природного газа, сжигаемого в *КС*, используют подогреватели топлива *ПТл* и дожимной топливный компрессор *ДК*.

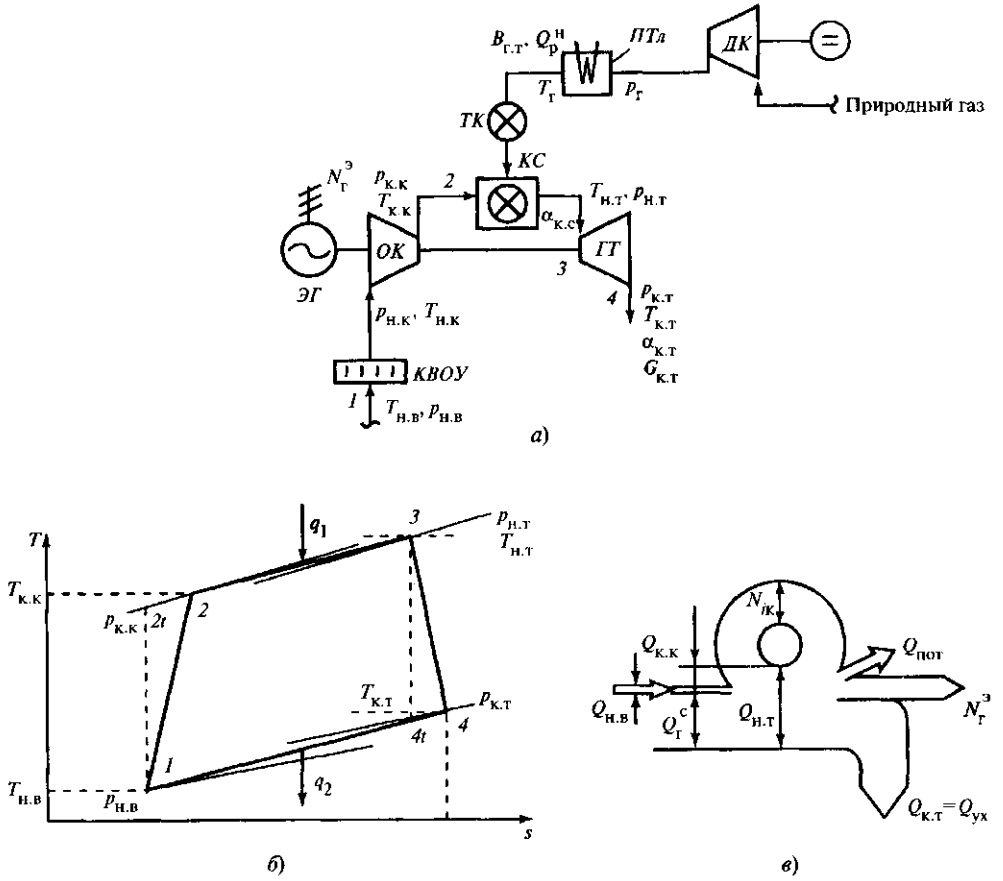


Рис. 15.1. Принципиальная тепловая схема (*а*), термодинамический цикл Брайтона в *T*, *s*-диаграмме (*б*) и баланс энергии (*в*) одновальной энергетической ГТУ открытого типа:
q_1, q_2 — удельная теплота, подводимая к циклу и отводимая от него; 2*t*, 4*t* — точки состояния рабочего тела в идеальном процессе; $Q_г^с$ — количество теплоты, подводимой к *ГТ*

Термодинамический цикл Брайтона ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении для теоретических и реальных процессов и баланс энергии в ГТУ изображены на рис. 15.1, *б* и *в*. Преобразование химической энергии сжигаемого топлива в электрическую осуществлено в пределах одной компактной установки в отличие от более сложных и громоздких паросиловых установок.

Особенностью ГТУ является использование в качестве рабочего тела атмосферного воздуха, забираемого *ОК*. После сжатия воздуха в компрессоре он с определенной температурой и давлением вводится в *КС*. Сюда через топливные клапаны *ТК* подводится и сжигается в среде сжатого воздуха топливо. В *КС* формируется начальная температура газов перед *ГТ* $T_{н.т}$, с чем связан повышенный избыток воздуха в газах за ГТУ. Эта величина уменьшается с ростом $T_{н.т}$ и в различных установках составляет $\alpha_{к.с} = 2{,}5 \div 5$.

Начальное давление газов $p_{н.т}$ перед *ГТ* определяется степенью повышения давления в компрессоре $\pi_к = p_{к.к}/p_{н.к} = 15 \div 30$, являясь величиной переменной. В газовой турбине (тепловом двигателе) газы расширяются до конечных температуры $T_{к.т}$ и давления $p_{к.т}$ (близкого к атмосферному) и удаляются в дымовую трубу. Работа теплового двигателя *ГТ* расходуется в компрессоре (60—70 %) и преобразуется в электрическую энергию в электрогенераторе (30—40 %).

Простейшие тепловые схемы энергетических ГТУ приведены на рис. 15.2. Применяются одновальные (см. рис. 15.2, *а*) либо многовальные (см. рис. 15.2, *в*) установки, а также ГТУ со свободной силовой *ГТ* (*ТНД*) (см. рис. 15.2, *г*) в тех случаях, когда авиационный газотурбинный двигатель (ГТД) переводится в энергетическую ГТУ. Для повышения экономичности газотурбинных установок используют ГТУ с регене-

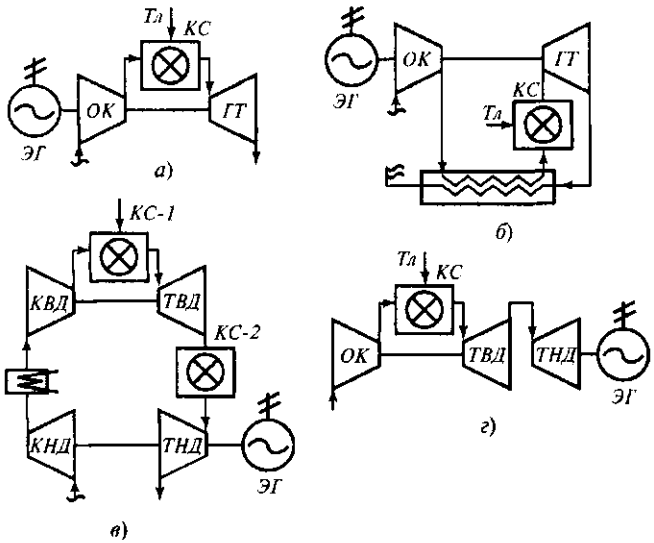


Рис. 15.2. Простейшие тепловые схемы газотурбинных установок открытого типа:

КНД, *КВД* — компрессоры низкого и высокого давлений; *ТВД*; *ТНД* — газовые турбины высокого и низкого давлений; *КС-1*, *КС-2* — камеры сгорания первой и второй ступеней; *Тл* — топливо; остальные обозначения те же, что на рис. 15.1

рацией теплоты выхлопных газов *ГТ*, что позволяет сэкономить топливо, но усложняет конструкцию установки (см. рис. 15.2, *б*). Промежуточное охлаждение воздуха между ступенями компрессора уменьшает потребляемую им мощность, а двухступенчатый подвод топлива в камерах сгорания газовых турбин высокого и низкого давлений увеличивает вырабатываемую энергию. Возможны и другие технические решения, например промежуточный перегрев газа в ступенях газовой турбины.

Предлагаемые различными российскими и зарубежными фирмами энергетические ГТУ можно условно разделить на ГТУ малой и средней мощности (до 25—30 МВт). Они обычно создаются на базе ГТД, а их тепловые схемы представлены на рис. 15.2, *в*, *г*. Энергетические ГТУ большой мощности (70—300 МВт) обычно выполняют одновальными, иногда используя регенерацию (см. рис. 15.2, *а*, *б*).

Термический КПД цикла Брайтона ГТУ зависит от степени повышения давления воздуха в компрессоре установки и растет с увеличением $\pi_к$. Абсолютный внутренний КПД реального цикла учитывает соответствующие потери и имеет свой максимум в зависимости не только от значения $\pi_к$, но и от температурного коэффициента цикла $\tau = T_{н.т}/T_{н.в}$ (рис. 15.3). При проектировании энергетических

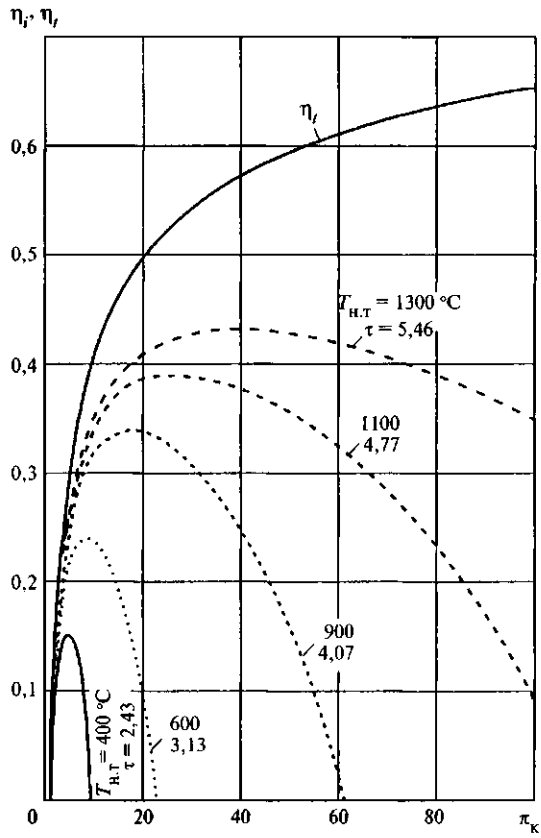


Рис. 15.3. Зависимость внутреннего КПД ГТУ от степени повышения давления воздуха в компрессоре и начальной температуры газов ($T_{н.в}$ = 15 °С)

ГТУ для условий работы в автономном режиме без утилизации теплоты выхлопных газов КПД производства электроэнергии (нетто) $\eta_{ГТУ}^{э.н}$ возрастает с увеличением начальных параметров газов (рис. 15.4, *а*).

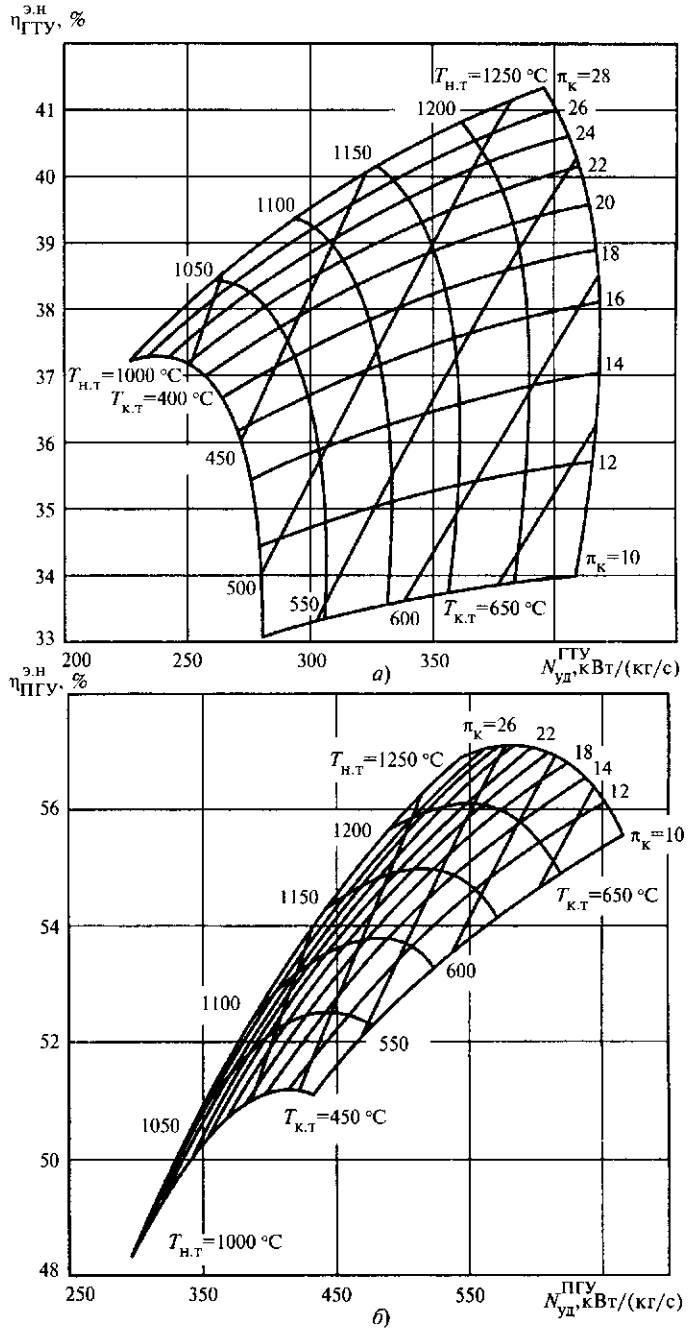


Рис. 15.4. Зависимости электрических КПД (нетто) ГТУ $\eta_{ГТУ}^{э.н}$ простой схемы открытого цикла (*а*) и ПГУ $\eta_{ПГУ}^{э.н}$ с котлом-утилизатором двух давлений (8 и 0,6 МПа) (*б*) от их удельной мощности, начальной температуры газов $T_{н.т}$ и степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_к$

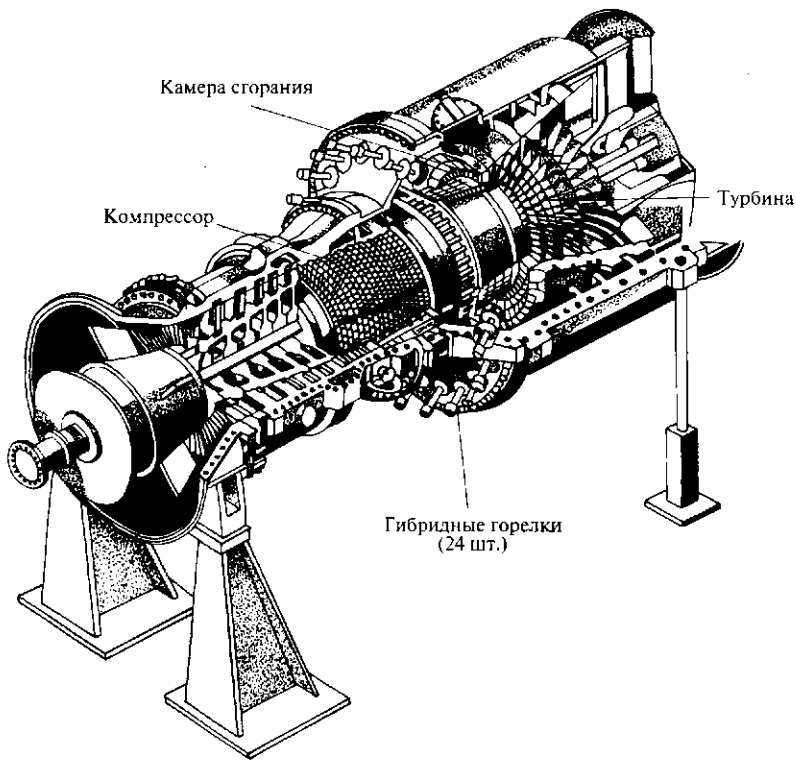
Современные ГТУ в большинстве случаев ориентированы на применение в парогазовых установках. Высокая начальная температура газов и умеренное значение $\pi_к$ позволяют получить максимальный КПД ПГУ $\eta^{э.н}_{ГТУ}$ (рис. 15.4, *б*). Для ГТУ характерны следующие параметры рабочего тела:

$$\pi_к = 15 \div 20;\ T_{н.т} = 1250 \div 1500\ °C;\ T_{к.т} = 540 \div 630\ °C.$$

Для ГТУ КПД по производству электроэнергии определяется по выражению

$$\eta^{э}_{ГТУ} = \frac{N^{э}_{г}}{B_{г.т}(Q^{р}_{н} + h_{тл})}, \qquad (15.1)$$

где $N^{э}_{г}$ — мощность электрогенератора, кВт; $B_{г.т}$ — расход топлива в газовой турбине, кг/с; $h_{тл}$ — энтальпия подогретого топлива, подводимого в КС, кДж/кг.



Тип газовой турбины	Мощность (брутто), МВт	КПД (брутто), %	Расход уходящих газов, кг/с	Температура уходящих газов, °С
V64.3A	67	36,8	191	589
V94.2A	130	35,2	520	585
V94.3A	265	38,5	656	584

Рис. 15.5. Общий вид энергетической ГТУ типа V94.3A (фирмы «Сименс»)

Энергетическая ГТУ — это компактная, высокотехнологическая система, работающая в автоматическом режиме (рис. 15.5).

Популярность энергетических ГТУ объясняется следующими их преимуществами:

низкой удельной стоимостью (350—400 долл/кВт);

меньшими выбросами вредных веществ с выхлопными газами по сравнению с паросиловыми ТЭС;

высоким КПД по производству электроэнергии, аналогичным КПД паросиловых ТЭС (36—42 %);

возможностью быстрого пуска и набора нагрузки;

минимальным потреблением технической воды;

возможностью ввода в эксплуатацию в течение короткого срока (бульшая часть оборудования изготовлена на заводе).

В РФ работает ряд газотурбинных ТЭС: ГРЭС им. Классона ОАО «Мосэнерго», Краснодарская ТЭС, Якутская ГРЭС и др. В США (данные 2003 г.) эксплуатируются 130 ГТУ-ТЭС мощностью 300 МВт и более, где установлено до 800 газотурбинных установок с простым циклом. Суммарная электрическая мощность этих ТЭС достигает 70 ГВт.

15.3. Элементы технологической схемы ГТУ

Осевой компрессор — важнейший элемент ГТУ. Его проточная часть состоит из ротора с лопаточным аппаратом, включающим в себя рабочие и направляющие лопатки, входного направляющего аппарата (ВНА), лопатки которого могут поворачиваться с помощью привода и изменять площадь сечения для прохода воздуха в компрессор и его подачу. Число ступеней в ОК достигает 15—20 шт. (рис. 15.6).

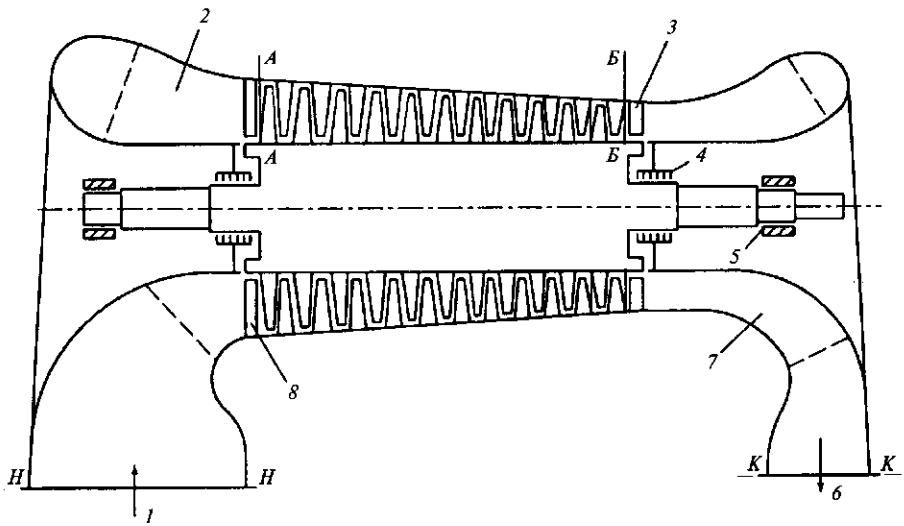


Рис. 15.6. Конструктивная схема осевого компрессора ГТУ:

Н—Н и *К—К* — сечения на входе в компрессор и выходе из него; *А—А* и *Б—Б* — сечения на входе в проточную часть компрессора и выходе из нее; *1* — вход воздуха; *2* — конфузор; *3* — спрямляющий аппарат; *4* — вал компрессора с системой уплотнений; *5* — подшипник; *6* — выход воздуха из компрессора; *7* — диффузор; *8* — входной направляющий аппарат

Компрессор засасывает с помощью вращающихся рабочих лопаток через конфузор *2* предварительно очищенный в КВОУ (см. рис. 15.1) воздух и сжимает его в проточной части. Повышение давления воздуха происходит в обоих элементах ступеней и составляет $\pi_{ст} \approx 1{,}2$. Поэтому современные осевые компрессоры многоступенчатые. После компрессора при давлении $p_{к.к} = 1{,}5 \div 3{,}0$ МПа сжатый воздух, выходящий через диффузор, разделяют на отдельные потоки и направляют в камеры сгорания установки. Для совершения работы сжатия компрессор потребляет до 2/3 мощности на валу теплового двигателя — газовой турбины.

Важное значение в работе ОК имеет зависимость массового расхода от параметров наружного (атмосферного) воздуха и прежде всего от его температуры $T_{н.в}$. Энергетические и другие типы ГТУ проектируют для базового (расчетного) режима работы, условия которого определяются Международной организацией стандартов (ISO): $T_{н.в} = 288$ К (+15 °С); $p_{н.в} = 0{,}1013$ МПа. Расчет параметров работы компрессора в переменных (нерасчетных) режимах осуществляется с использованием его универсальной характеристики (рис. 15.7).

Линии изодром для различных значений приведенной (аэродинамической) частоты вращения ротора компрессора (ГТУ) $\bar{n}_{пр}$ определяются отношением температур наружного воздуха в базовом и переменном режимах:

$$\bar{n}_{пр} = \sqrt{T_{н.в0} / T_{н.в}}. \qquad (15.2)$$

С понижением $T_{н.в}$ значения $\bar{n}_{пр}$ возрастают и наоборот, что отражается на удельном приведенном расходе $\bar{G}_{пр}$ и на КПД компрессора $\eta_к$.

При определенных условиях работы ОК может оказаться в зоне *помпажа* — явления, связанного с нарушением устойчивости перемещения сжатого воздуха через проточную часть. При этом возникают сильнейшие вибрации конструкции, приводящие к

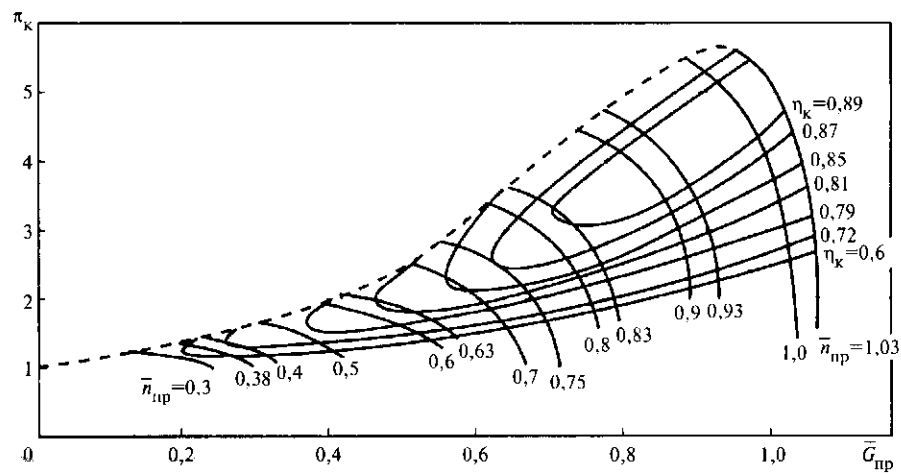


Рис. 15.7. Универсальная характеристика осевого компрессора энергетической ГТУ, построенная по приведенным параметрам:

– – – — граница помпажа

ее разрушению. Во избежание подобных режимов все ОК спроектированы для работы вне зон возникновения помпажа и снабжаются антипомпажной защитной системой.

Камера сгорания энергетической ГТУ отличается от топки парового котла компактностью, условиями сжигания топлива, назначением. Кроме высокоэффективного сжигания топлива ($\eta_{к.с}$ = 0,985÷0,99) она обеспечивает формирование начальной температуры газов перед ГТ и высокие экологические показатели по выбросам вредных веществ. На рис. 15.8 представлены принципиальная схема и конструкция КС, работающей в диффузионном режиме, показана работа одной из жаровых (пламенных) труб КС. Их число зависит от типа КС и конструкции установки (см. рис. 15.5).

Камеры сгорания ГТУ могут быть вынесены за пределы корпуса газовой турбины (выносные КС) либо смонтированы в этом корпусе (встроенные кольцевые КС). Последние широко используются в настоящее время во всех современных ГТУ. Камера сгорания рассчитана на сжигание основного (обычно природного газа) и резервного (жидкого газотурбинного) топлива. Переход от одного вида топлива к другому осуществляется в автоматическом режиме.

Работа КС ГТУ происходит при значительном избытке воздуха ($\alpha_{к.с}$ = 2,5÷5), снижающемся с ростом начальной температуры газов. Это требует разделения воздуха после компрессора перед каждой КС на три самостоятельных потока: основной, обеспечивающий сжигание топлива; поток воздуха, формирующего начальную температуру газов $T_{н.г}$ путем разбавления их после зоны горения, и охлаждающий корпус КС поток воздуха.

Наибольшие проблемы возникают при стремлении снизить выбросы вредных веществ ГТУ: оксидов азота, CO и др. Требования к их объемным, ppm, и массовым, мг/м^3, концентрациям в дымовых газах постоянно ужесточаются. В современных ГТУ при сжигании природного газа достигнута концентрация оксидов азота C_{NO_x} = 9÷20 ppm (млн$^{-1}$), определяемая по нормам ISO для условия O_2 = 15 % ($\alpha_{к.с}$ = 3,5). Решение этой проблемы основывается на ряде технических приемов.

Важным условием является сокращение времени пребывания топлива в зоне горения КС, достигаемое увеличением числа пламенных (жаровых) труб в КС до нескольких десятков. Скорость генерации оксидов азота снижается, если в КС поступает предварительно перемешанная обедненная смесь топлива и воздуха ($\alpha > 1$), процесс горения которой происходит при пониженной температуре.

В отдельных случаях применяется «влажная» технология сжигания топлива. При этом в КС впрыскивают воду или пар для снижения температуры пламени ($G_в/B_{г.т} \approx 0{,}5÷1{,}5$).

Газовая турбина в схеме ГТУ преобразует энергию горячих газов в крутящий момент на валу установки. Проточная часть ГТ состоит из ротора с сопловыми и рабочими лопатками, число ступеней здесь не превышает пяти (рис. 15.9). Для изготовления лопаток используют высококачественные материалы и специальные термобарьерные защитные покрытия, что обусловлено высокой температурой газов. Современные сплавы, применяемые для первых ступеней сопловых и рабочих лопаток ГТ, надежно работают при температуре стенок, не превышающей

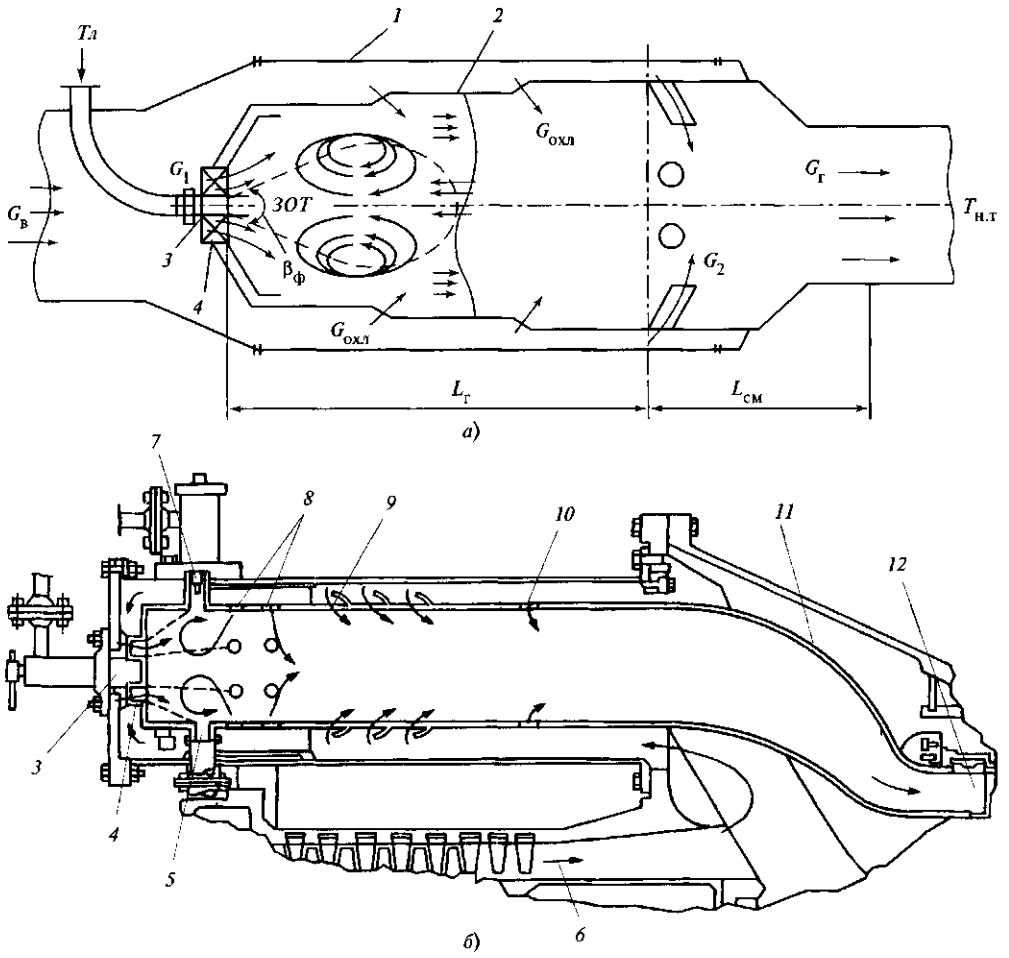


Рис. 15.8. Одноступенчатая камера сгорания энергетической ГТУ:

а — принципиальная схема; *б* — конструкция; *1* — корпус; *2* — пламенная труба; *3* — форсунка; *4* — завихритель воздуха (регистр); *5* — трубка; *6* — сжатый воздух после компрессора; *7*— выдвигаемое запальное устройство (свеча); *8* — воздух для сжигания топлива; *9* — охлаждающий воздух; *10* — воздух формирования температуры газов перед газовой турбиной; *11* — переходной патрубок; *12* — вход в газовую турбину (направляющие лопатки первой ступени); $G_в$, G_1, $G_{охл}$, G_2 — расход воздуха, поступающего соответственно в камеру сгорания, регистр, щели охлаждения и смеситель; $G_г$ — количество продуктов сгорания, поступающих в газовую турбину; *Тл* — топливо, поступающее в форсунку; $\beta_ф$ — угол раскрытия топливного факела; *ЗОТ* — зона обратных токов; $L_г$ — длина зоны горения; $L_{см}$ — длина зоны смешения

900 °С. Возникает существенная разница между температурой газа и температурой металла лопаток (450—600 °С), которую компенсируют применением специальных систем охлаждения лопаточного аппарата ГТ. Используется внутрицикловой воздух компрессора, небольшое количество которого отбирается за отдельными его

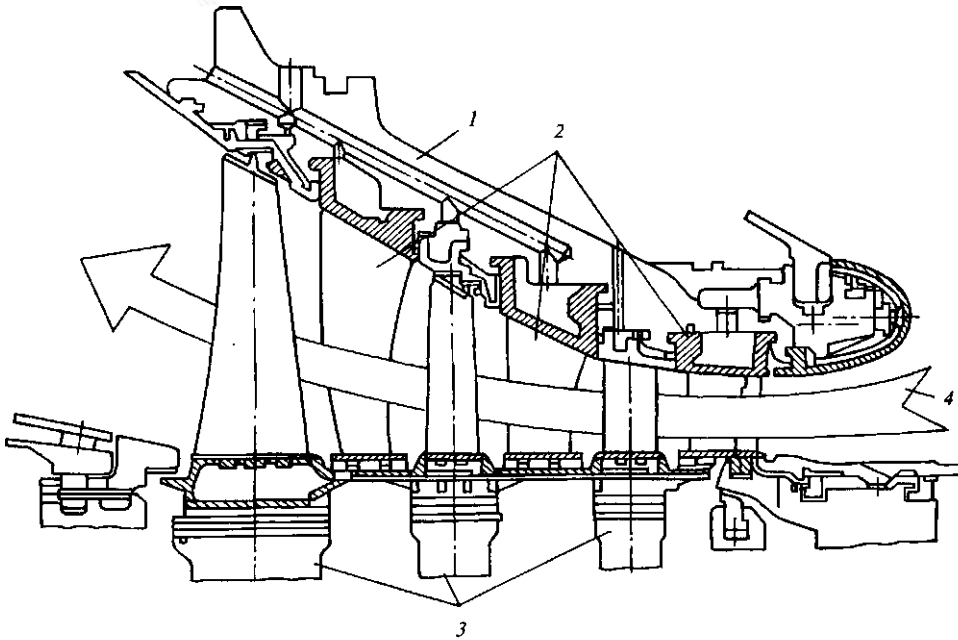


Рис. 15.9. Пример конструктивной схемы проточной части газовой турбины (ГТУ типа GT8C фирмы АББ):

1 — несущая часть корпуса с каналами для подвода охлаждающего воздуха; *2* — сопловые лопатки; *3* — рабочие лопатки; *4* — поток газов

ступенями (рис. 15.10). С повышением начальной температуры газов перед ГТ переходят к более эффективному паровому охлаждению лопаток первой ступени.

Начальными параметрами газов ГТУ называют их температуру и давление на входе в проточную часть газовой турбины. Необходимая температура газов обычно поддерживается постоянным воздействием на топливные клапаны установки. Давление газов — величина переменная, зависящая от характеристик осевого компрессора и давления воздуха $p_{к.к}$ на выходе из него. Чем ниже температура наружного воздуха $T_{н.в}$, тем выше это давление. В итоге изменяются характер процесса расширения газов в ГТ, срабатываемый теплоперепад и внутренняя мощность турбины.

Особенностью конструкции ГТ является большая удельная мощность турбинной ступени. При равных внутренних мощностях паровой и газовой турбин нагрузка на каждую ступень последней на порядок выше. Следует помнить, что электрическая мощность ГТУ примерно в 3 раза меньше, чем внутренняя мощность собственно ГТ. Газовые турбины характеризуются высокими газодинамическими нагрузками и большими окружными скоростями, достигающими 450 м/с.

На выходе газов из проточной части ГТ устанавливается диффузор. Он обеспечивает снижение скорости газов с 200 до 50 м/с и восстановление давления потока газов, т.е. преобразование кинетической энергии в потенциальную.

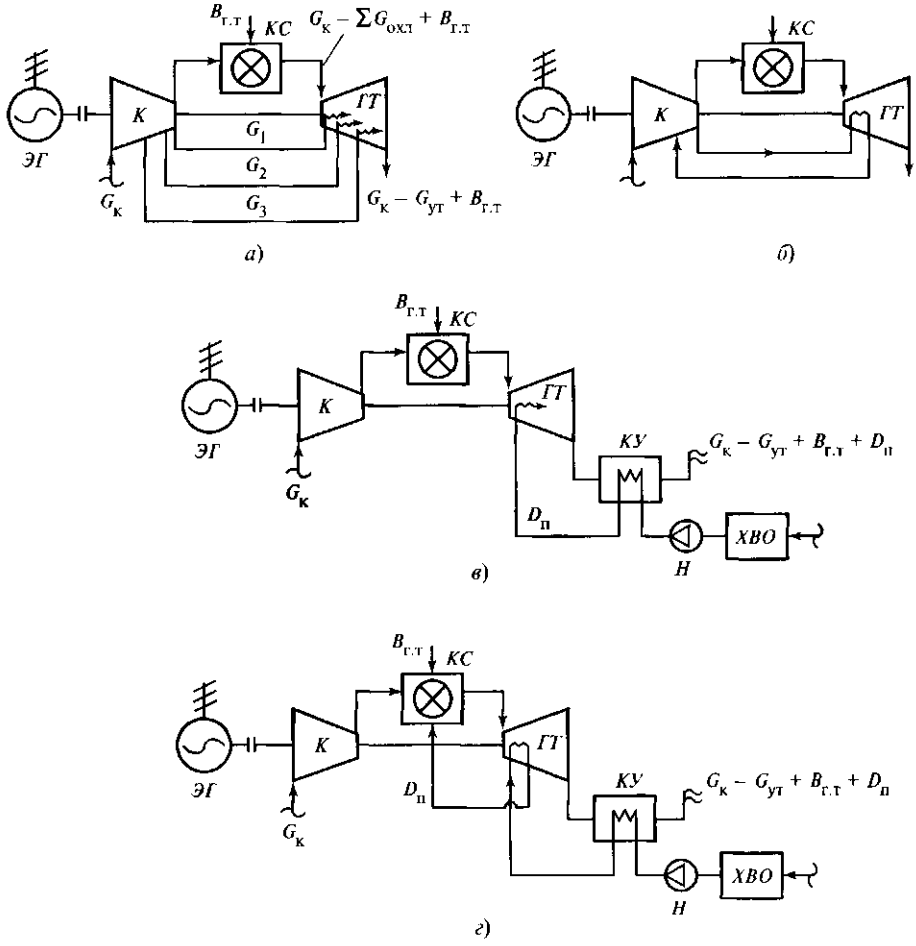


Рис. 15.10. Системы охлаждения газовых турбин ГТУ:

а, *б* — открытая и закрытая системы воздушного охлаждения; *в*, *г* — открытая и закрытая системы парового охлаждения; *К* — компрессор; *КУ* — котел-утилизатор; *ХВО* — химводоочистка; *Н* — насос; $G_{ут}$ — потери воздуха с утечками; $D_п$ — расход пара на охлаждение; остальные обозначения те же, что на рис. 15.1

Лопаточный аппарат проточной части ГТ также имеет свои особенности. Характерно наличие у лопаток ножек, отделяющих крепление хвостовика от тела лопатки, что обеспечивает облегченный температурный режим несущих дисков ротора ГТ. Лопатки имеют полые каналы, отверстия и систему охлаждения воздухом. При этом многое зависит от способа охлаждения самих лопаток. Применяются конвективное охлаждение перемещением воздуха по внутренним каналам и более эффективный пленочный способ охлаждения, когда охлаждающий воздух через множество отверстий в теле лопатки покидает ее, прикрывая воздушной пленкой

внешнюю поверхность этой лопатки. Во всех случаях охлаждающий воздух выпускается в газовый поток, смешиваясь с газами, и покидает газовую турбину.

Охлаждающий воздух забирается за отдельными ступенями осевого компрессора. Поток, охлаждающий рабочие лопатки, проходит по каналам, просверленным в роторе ГТ, проникает через несущие диски и хвостовые крепления, направляясь к рабочим лопаткам. Сопловые лопатки и корпус ГТ получают охлаждающий воздух по наружным трубопроводам.

15.4. Режимы работы и эксплуатация энергетических ГТУ

Энергетические ГТУ отличаются от паровых установок с паровыми турбинами тем, что они редко работают в расчетном режиме по условиям ISO (см. § 15.3). В процессе их эксплуатации почти непрерывно изменяются не только параметры наружного воздуха, но и качество топлива, сопротивление газовоздушного тракта, нагрузка установки и др. В результате меняются основные характеристики ГТУ — мощность, КПД по производству электроэнергии, расход топлива, параметры выхлопных газов и др. Большую часть времени энергетические ГТУ работают в нерасчетном (переменном) режиме.

На рис. 15.11 приведены совмещенные характеристики осевого компрессора и газовой турбины одновальной энергетической ГТУ. Работа установки в нерасчетном режиме характеризуется определенным сочетанием параметров и описывается статической характеристикой ГТУ. Через точки отдельных равновесных режимов, нанесенные на характеристику осевого компрессора, проведены соответствующие

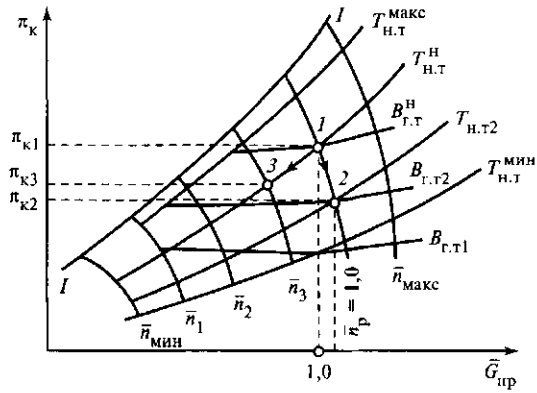


Рис. 15.11. Совмещенные характеристики осевого компрессора и газовой турбины одновальной энергетической ГТУ:

I—I — граница помпажного режима осевого компрессора; $T_{н.т}^{макс}$ — максимальная начальная температура газа перед ГТ; $T_{н.т}^{мин}$ — то же минимальная; $\bar{n}_{мин}$ — минимальная приведенная частота вращения ротора ГТУ; $\bar{n}_{макс}$ — то же максимальная; $B_{г.т1}$, $B_{г.т2}$, $B_{г.т}^{н}$ — расходы топлива для различных условий работы ГТУ; индекс «н» соответствует расчетной начальной температуре газа перед ГТ

режимные линии. Каждая точка режимной линии отвечает балансовым уравнениям расхода рабочего тела, мощности, отношений давлений.

Балансовые уравнения позволяют нанести на характеристику осевого компрессора линии начальной температуры газов перед ГТ $T_{н.т}$ и соответствующего расхода топлива $B_{гт}$. Каждая режимная линия должна удовлетворять балансу мощности. Режимные линии (изодромы) характеризуются условием $\overline{n}$ = const (энергетическая ГТУ).

На диаграмме рис. 15.11 можно выделить ряд граничных режимов работы таких ГТУ:

линия *I—I* — граница помпажа. В условиях эксплуатации рабочие режимы отодвинуты от этой границы с запасом 10—15 %;

линия, соответствующая $T_{н.т}^{мин}$, до пересечения с изодромой $\overline{n}_{мин}$ — граница устойчивой работы компрессора и всей ГТУ;

изодромы $\overline{n}$ — режимы изменяющейся удельной приведенной (аэродинамической) частоты вращения. Изодрома $\overline{n}_{мин}$ определяет границу надежной работы КС и динамическую устойчивость режима работы всей ГТУ. Изодрома $\overline{n}_{макс}$ связана с требованиями к прочности ротора и лопаточного аппарата;

кривые для $T_{н.т}$ — режимы изменения начальной температуры газа перед ГТ. Минимальная температура $T_{н.т}^{мин}$ определяет устойчивость и эффективность сжигания топлива в КС, а максимальная $T_{н.т}^{макс}$ зависит от допустимой прочности лопаточного аппарата при повышенных температурах газа (превышение $\Delta T = T_{н.т}^{макс} - T_{н.т}^{н} = 20 \div 40$ °С), принятой системы охлаждения.

При изменении температуры $T_{н.в}$ (для условия $T_{н.т}$ = const) режим точки *1* (расчетный) может переместиться, например, в точку *3*. Такое изменение режима работы ГТУ с ростом $T_{н.в}$ приводит к уменьшению значений $\pi_к$, $p_{к.к}$, $\overline{G}_{пр}$, т.е. к снижению как давления, так и расхода газа перед ГТ. Обратное влияние имеет место при понижении температуры наружного воздуха. Если предположить, что она остается неизменной ($T_{н.в}$ = const), установка с базового режима точки *1* при снижении начальной температуры газа $T_{н.т}$ переходит в режим точки *2*. Происходят уменьшение значений $\pi_к$, $p_{к.к}$, снижение давления газа перед ГТ при небольшом увеличении его расхода. Повышение начальной температуры $T_{н.т}$ до максимального значения приводит к росту электрической мощности установки.

Имеют место нерасчетные режимы работы ГТУ, когда изменяются одновременно значения $T_{н.в}$ и $T_{н.т}$.

Фирмы-производители ГТУ приводят их характеристики для конкретных оговоренных условий (по ISO). Они справедливы, пока эти условия действуют. Любое отклонение параметров окружающей среды (прежде всего $T_{н.в}$), характеристик топлива (вид, состав, теплота сгорания), показателей работы энергетической системы (cosφ), значений потерь при подводе воздуха ($\Delta p_{вх}$) к компрессору и отводе выхлопных газов ($\Delta p_{вых}$) приводит к изменению показателей базового режима.

Наряду с указанными факторами на характеристики ГТУ оказывают влияние нагрузка, задаваемая системой, и одновременно изменение значения электрической мощности при изменении регулируемых параметров в допустимых пределах: начальной температуры газов $T_{н.т}$, массового расхода на всасывание компрессора $G_к$, количества впрыскиваемого пара или воды при его применении. При этих обстоятельствах режим работы ГТУ может выйти за пределы области базового режима (см. рис. 15.11).

Ряд фирм приводят характеристики энергетической ГТУ при $\Delta p_{вх} = \Delta p_{вых} = 0$, а в качестве топлива принимают: для природного газа — чистый метан (CH_4 = = 100 %, $Q^р_н$ = 50 056 кДж/кг), для жидкого топлива — мазут марки М-2 с $Q^р_н$ = = 41 000 кДж/кг. Максимальную нагрузку, при которой ГТУ может работать в заданных условиях окружающей среды в течение нормального срока эксплуатации, называют номинальной (базовой), а нагрузки ниже номинальной считаются частичными. Временно по требованию энергосистемы ГТУ может нести пиковую нагрузку обычно с повышением $T_{н.т}$, что сокращает срок эксплуатации установки.

Работа ГТУ в энергосистеме (после синхронизации n = const) оказывает решающее влияние на ее рабочие характеристики и на регулирование ее нагрузки. При n = const объемный расход воздуха через компрессор $V_к$, м^3/с, практически постоянен, а массовый расход $G_к$, кг/с, изменяется в широких пределах и не зависит от степени повышения давления при сжатии (большая крутизна изодром на рис. 15.11). Из этого следует, что:

массовый расход воздуха $G_к$ зависит от параметров наружного воздуха и определяется режимом эксплуатации осевого компрессора;

$G_к$ может влиять на нагрузку при регулировании площади проходного сечения компрессора.

Многоступенчатая (три-пять ступеней) газовая турбина при работе с компрессором действует как сопло критического истечения с постоянным массовым расходом. Если этот расход зависит от эксплуатационной характеристики компрессора и начальной температуры газа перед ГТ, устанавливаемой особенностями ее конструкции, то в качестве свободного параметра процесса остается начальное давление газа $p_{н.т}$ перед ГТ. Следовательно, при эксплуатации осевого компрессора степень повышения давления воздуха в нем $\pi_к$ определяется пропускной способностью газовой турбины.

При очень низкой температуре наружного воздуха, т.е. при высокой приведенной (аэродинамической) частоте вращения $\bar{n}_{пр}$, предусматривают ограничение мощности ГТУ и перевод ее на частичную нагрузку («срезка» характеристики по мощности и расходу воздуха через компрессор), что достигается за счет ограничения максимальных количества всасываемого воздуха и расхода топлива в КС. При очень высокой температуре $T_{н.в}$ (низких значениях $\bar{n}_{пр}$) возможно снижение начальной температура $T_{н.т}$ в целях ограничения максимальной температуры выхлопных газов ГТ для защиты от перегрева последнего ряда лопаток, диффузора и отводящих газоходов. В этих условиях может иметь место увеличение температуры воздуха на выходе из компрессора, значение которой ограничивается условиями

расчета. При достижении предельно допустимой температуры $T_{к.к}$ (см. рис. 15.1) приходится прикрывать входной направляющий аппарат компрессора. Чтобы избежать срыва вращающегося потока воздуха в первых ступенях компрессора при высоких значениях $T_{н.в}$, прибегают к снижению начальной температуры газов $T_{н.т}$. Это приводит к уменьшению $\pi_к$.

Регулирование электрической нагрузки ГТУ. Внутренняя мощность газовой турбины, расходуемая на привод компрессора и электрогенератора ГТУ, зависит от расхода рабочего тела $G_г$ и удельной работы расширения газов $H_{г.т}$, т.е. $N_{г.т} = G_г H_{г.т}$. Из этого следует, что изменить электрическую нагрузку установки можно, применив количественный или качественный способ регулирования. В энергетической ГТУ с разомкнутым (открытым) циклом при регулировании нагрузки происходит качественно-количественное регулирование мощности.

При неизменных геометрических характеристиках проточной части осевого компрессора его объемный расход $V_к$ постоянен. Чтобы осуществить количественное регулирование и изменить этот расход, используют лопаточный аппарат компрессора. Для этой цели невозможно применить рабочие лопатки, поэтому изменяют угол установки ВНА (см. рис. 15.6). При этом достигается снижение нагрузки до 70 % номинальной (в расчетном режиме). Уменьшение нагрузки до 50 % номинальной возможно при использовании поворотных направляющих аппаратов (ПНА) первых рядов ступеней (до четырех).

Снизить электрическую нагрузку ГТУ можно за счет уменьшения расхода топлива и начальной температуры газов (качественное регулирование). Это приводит к снижению сопротивления газового тракта и давления газов перед ГТ, а также к некоторому увеличению расхода газов. Работа сжатия в компрессоре уменьшается, но в большей мере снижаются работа расширения газов в ГТ и экономичность всей ГТУ.

15.5. Парогазовые установки электростанций

В середине XX в. в России и за рубежом началось практическое внедрение в энергетику различных типов ПГУ, использующих в своих тепловых схемах энергетические ГТУ. Это позволило значительно повысить экономичность производства электроэнергии, впервые увеличить КПД (нетто) в конденсационном режиме более 50 % и постоянно повышать это значение.

В ПГУ теплота подводится к рабочему телу (газу) при высокой температуре продуктов сгорания органического топлива, а отводится в конденсаторе в области низких температур конденсации водяных паров.

В энергетике применяется ряд тепловых схем ПГУ, имеющих свои особенности и различия в технологическом процессе. Наибольшее распространение получили ПГУ с котлом-утилизатором, работающие в конденсационном или теплофикационном режиме. Их экономичность возрастает при использовании в схемах более совершенных и экономичных ГТУ.

При модернизации и реконструкции действующих ТЭС применяют несколько разновидностей ПГУ, уступающих по экономичности ПГУ с КУ, но позволяющих внедрить парогазовую технологию на пылеугольных и газомазутных электростанциях:

ПГУ с параллельной схемой работы;

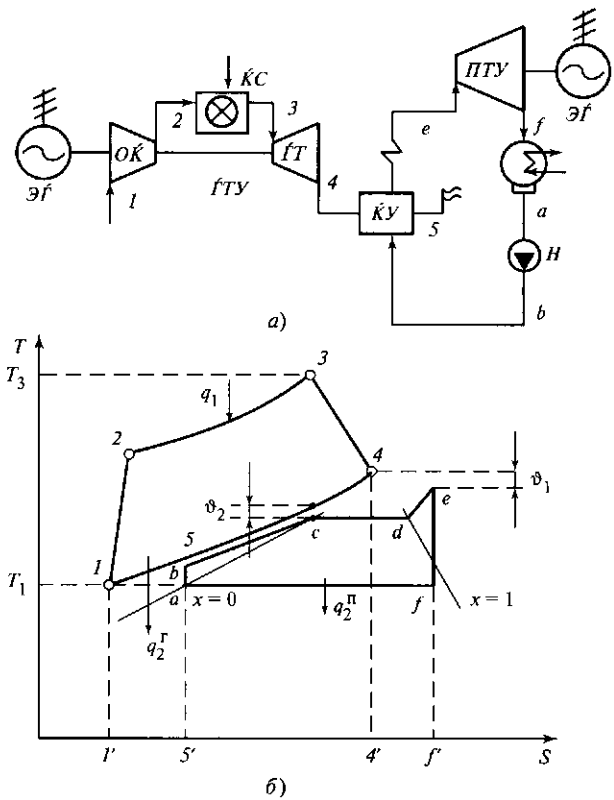


Рис. 15.12. Простейшая тепловая схема (*а*) и цикл Брайтона—Ренкина в *T, S*-диаграмме парогазовой установки с котлом-утилизатором:

$q_2^г$, $q_2^п$ — удельная теплота газа и пара, отводимая из цикла

ПГУ «сбросного» типа;

ПГУ с полузависимой схемой работы;

ПГУ с внутрицикловой газификацией углей и др.

В **ПГУ с котлом-утилизатором** (рис. 15.12, *а*) выхлопные газы ГТУ поступают в КУ, где бульшая часть их теплоты передается пароводяному рабочему телу и генерируется пар. Последний направляется в паротурбинную установку ПГУ для производства электроэнергии, которая вырабатывается без дополнительных затрат топлива, что значительно повышает экономичность всей установки. В ПГУ с КУ КПД по производству электроэнергии возрастает с 33—38 (для ГТУ) до 52—60 %.

Термодинамический цикл Брайтона—Ренкина (рис. 15.12, *б*) отражает технологический процесс ПГУ с КУ. В верхней ступени комбинированной установки (цикл Брайтона) происходят сжатие в компрессоре забираемого им из атмосферы воздуха (процесс *1—2*) и подвод теплоты q_1 при постоянном давлении в камере сгорания ГТУ (процесс *2—3*). Образовавшиеся горячие газы с высокими давлением и температурой поступают в газовую турбину (процесс *3—4*), где расширяются, совершая работу, передаваемую на вал ГТУ. Бульшая часть этой работы используется в ком-

прессоре для сжатия воздуха, а остальная ее часть (30—40 %) преобразуется в электрогенераторе в электроэнергию, направляемую потребителям. Газы после газовой турбины поступают в КУ. Процесс *4—1* условно замыкает цикл Брайтона.

Охлаждение газов в котле-утилизаторе (процесс *4—5*) связано с передачей большей части их теплоты пароводяному рабочему телу в цикле Ренкина. При этом происходят: нагрев воды в экономайзере КУ (процесс *b—c*), испарение воды в испарителе (процесс *c—d*), перегрев пара в пароперегревателе (процесс *d—e*). Расширение пара в турбине и его конденсация в конденсаторе представлены процессами *e—f* и *f—a* с последующим повышением давления конденсата в конденсатном насосе (процесс *a—b*).

Тепловая схема ПГУ с одноконтурным котлом-утилизатором и процесс теплообмена в котле в *Q*, *T*-диаграмме изображены на рис. 15.13. Такие ПГУ проектируют, используя ГТУ малой и средней мощности (до 30—40 МВт) при умеренных начальных параметрах газов, а их КПД $\eta^{э}_{ПГУ} \leq 50$ %. Данные решения оправданы, так как связаны с небольшими капиталовложениями, простой технологической схемой и малыми сроками строительства. Температура уходящих газов КУ не опускается ниже 150 °С.

Для более глубокого охлаждения газов число контуров генерации пара увеличивают до двух-трех, применяют промежуточный перегрев пара. Такое решение характерно для ПГУ с современными энергетическими ГТУ мощностью 150—300 МВт, выполненными по одновальной моноблочной схеме. В конденсационном режиме при работе на природном газе они отпускают электроэнергию с КПД (нетто), равным 58—60 %.

Основные элементы технологической схемы ПГУ с КУ. *Энергетическая ГТУ* — основной элемент тепловой схемы установки, определяющий режим ее работы, — соединена с установленным за ней КУ переходным газоходом, являющимся продолжением диффузора ГТ. В зависимости от компоновки в этом газоходе может устанавливаться заслонка, позволяющая направлять газы ГТ либо в КУ, либо в байпасную дымовую трубу. Наличие в этом случае двух дымовых труб (высотой $H_{д.тр} = 110 \div 120$ м) усложняет схему, но позволяет энергетической ГТУ работать в автономном режиме.

В § 15.4 было показано, что выхлопные газы ГТУ изменяют массовый расход и свою температуру прежде всего с изменением температуры наружного воздуха, что оказывает существенное влияние на характеристики ПГУ.

Теплота выхлопных газов ГТУ используется в *котле-утилизаторе* ПГУ для генерации пара. Эти котлы различаются по компоновке, тепловым схемам и параметрам. Они выполняются горизонтальными или вертикальными преимущественно барабанного типа с естественной или принудительной циркуляцией среды в контуре испарителей. Поверхности теплообмена изготавливаются из труб с наружным спиральным оребрением, что позволяет уменьшить эту поверхность и ее металлоемкость в 1,5 раза. Эти поверхности скомпонованы в зависимости от конструктивной схемы котла: в виде секций, собранных в общие блоки и подвешенных к потолку поперек движения газов в КУ горизонтальной компоновки, и в виде отдельных блоков, устанавливаемых в шахте вертикального КУ.

Конструкторский тепловой расчет котла выполняется при принятой температуре наружного воздуха и номинальной нагрузке ГТУ в зависимости от типа ПГУ:

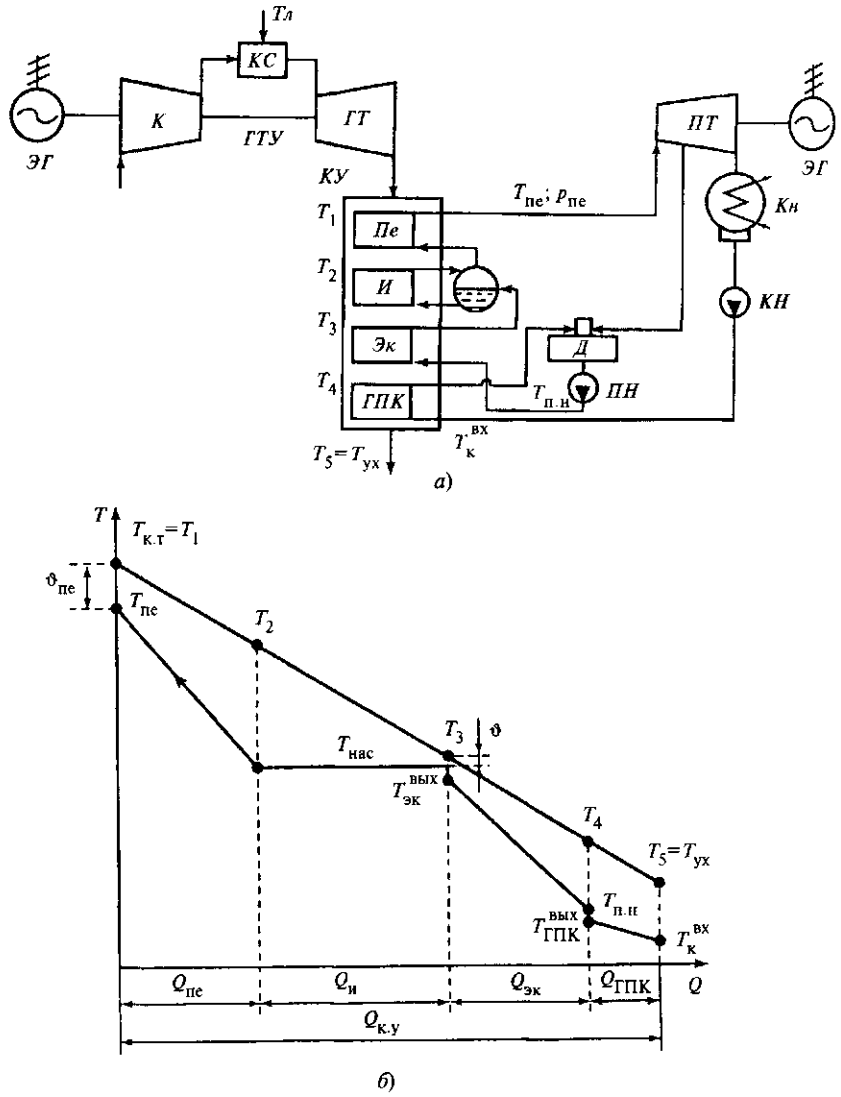


Рис. 15.13. Тепловая схема ПГУ с одноконтурным КУ (*а*) и процесс теплообмена в котле в *Q*, *T*-диаграмме (*б*):
Пе — пароперегреватель; *И* — испаритель; *Эк* — экономайзер; *ГПК* — газовый подогреватель конденсата; $T_{к.т}$—$T_{ух}$ — охлаждение газов в КУ; $T_к^{вх}$—$T_{пе}$ — повышение температуры пароводяного рабочего тела; $\vartheta_{пе}$ — недогрев на входе в пароперегреватель; ϑ — минимальный недогрев в испарителе

для конденсационных установок при среднегодовой температуре воздуха, а для теплофикационных ПГУ при средней температуре воздуха за отопительный период. При других температурах воздуха и нагрузках ГТУ выполняют поверочные тепловые расчеты КУ, в процессе которых при определенной его конструкции находят показатели работы.

Особенностью котлов-утилизаторов ПГУ является связь между паропроизводительностью и начальными параметрами пара. Это обнаруживается при анализе процесса теплообмена в одноконтурном КУ в Q, T-диаграмме (рис. 15.13, *б*). Увеличение расчетного давления пара уменьшает его массовый расход, оказывая влияние на теплоперепад, срабатываемый паром в паровой турбине. На примере КУ одного давления получено условие для оптимальных значений начальных параметров:

$$\partial D_{\text{пе}}/D_{\text{пе}} = -\partial H_{i\text{п.т}}/H_{i\text{п.т}}. \qquad (15.3)$$

Следовательно, максимальная тепловая экономичность ПГУ имеет место при равенстве относительных изменений расхода пара $D_{\text{пе}}$ и срабатываемого теплоперепада $H_{i\text{п.т}}$.

Основным параметром, влияющим на характер изменения тепловой экономичности ПГУ-КЭС с КУ одного давления, является температура выхлопных газов ГТУ $T_{\text{к.т}}$.

Оптимальные начальные параметры пара двухконтурных КУ ПТУ составляют:

$$p_{\text{пе}}^{\text{в.д}} = 6\div10 \text{ МПа};\ T_{\text{пе}}^{\text{в.д}} = f(T_{\text{к.т}}, \vartheta_{\text{пе}});\ p_{\text{пе}}^{\text{н.д}} = 0{,}5\div0{,}7 \text{ МПа};\ T_{\text{пе}}^{\text{н.д}} = 180\div200\ ^\circ\text{C}.$$

Паротурбинные установки в тепловой схеме ПГУ отличаются от ПТУ паросиловых ТЭС рядом особенностей. В них может подаваться до трех потоков пара с разными начальными параметрами, что максимально загружает последние ступени ПТ, не предусмотрены регенеративные отборы пара, а конденсат после конденсатора направляется непосредственно в хвостовую поверхность нагрева КУ. При этом обеспечивается минимально возможная температура его уходящих газов — в КУ двух-трех давлений пара $T_{\text{ух}}$ = 90—100 °С. Происходит предельно возможная утилизация их теплоты.

Паровые турбины ПГУ с КУ по сравнению с паросиловыми ТЭС работают на пониженных параметрах пара и с меньшей экономичностью. Следует при этом иметь в виду, что вырабатываемая ими электроэнергия получена без дополнительного расхода топлива в установке.

Выхлопные газы энергетических ГТУ имеют достаточно высокую температуру, а объемная концентрация O_2 в них составляет 13—16 %. Их можно рассматривать в качестве малоактивного окислителя процесса горения. В ряде случаев в ПГУ можно организовать *дополнительное сжигание* (*дожигание*) некоторого количества природного газа в среде выхлопных газов ГТУ. Это позволяет повысить их температуру, стабилизировать параметры генерируемого в КУ пара, увеличить мощность ПГУ.

Показатели тепловой экономичности ПГУ с КУ определяют, используя схему потоков теплоты и энергии.

15.6. Парогазовые и газотурбинные ТЭЦ

В ПГУ с котлом-утилизатором можно осуществить комбинированную выработку электроэнергии и теплоты. Последнюю отпускают как сетевая подогревательная установка ПТУ, так и газовые сетевые подогреватели (ГСП) КУ. Если дополнительно предусмотреть дожигание топлива в котле-утилизаторе, то возможны тепловые схемы и режимы работы, когда вся теплота, необходимая потребителям, отпуска-

ется на ТЭЦ и коэффициент теплофикации $\alpha_{ТЭЦ} = 1$. В отличие от паросиловых установок, где эта величина отражает отношение количества теплоты, отпускаемой в цикле Ренкина, к полному ее количеству, в теплофикационных ПГУ с КУ это уже отношение количества теплоты, отпускаемой в комбинированном цикле Брайтона—Ренкина, ко всей теплоте, получаемой потребителями. Остальное ее количество обеспечивают пиковые водогрейные котлы (ПВК). Использование дожигания топлива в КУ или пиковых сетевых подогревателях позволяет покрыть весь годовой график отпуска теплоты и иметь $\alpha_{ТЭЦ} = 1$.

На рис. 15.14 представлены различные варианты тепловых схем **парогазовых теплоэлектроцентралей** (ПГУ-ТЭЦ) с одноконтурными и двухконтурными КУ, различными типами теплофикационных ПТ при $\alpha_{ТЭЦ} \le 1$. При использовании КУ двух давлений пара теплота может отпускаться полностью на ПГУ-ТЭЦ ($\alpha_{ТЭЦ} = 1$) от сетевой установки с применением пикового сетевого подогревателя и с использованием части пара, генерируемого в КУ (рис. 15.14, *а*). Для режимов с $\alpha_{ТЭЦ} < 1$ применяют ПВК (рис. 15.14, *б*). В схемах ПГУ-ТЭЦ с КУ одного давления пара используют газовые сетевые подогреватели и дожигание топлива, обеспечивая $\alpha_{ТЭЦ} = 1$ (рис. 15.14, *в*), либо отпускают только часть потребляемой теплоты при $\alpha_{ТЭЦ} < 1$ (рис. 15.14, *г*). При этом возможно применение как противодавленческих ПТ, так и ПТ с конденсационной частью.

В Санкт-Петербурге успешно работает Северо-Западная ПГУ-ТЭЦ. Работают ПГУ-ТЭЦ в г. Калининграде, Сочи, Тюмени («сбросного» типа), на ТЭЦ-27 ОАО «Мосэнерго» и др. Показатели работы таких ПГУ-ТЭЦ для годового периода выше, чем на ТЭЦ с теплофикационными турбинами на СКД пара типа Т-250-240. Это объясняется их высокой экономичностью при работе в режимах минимального отпуска теплоты.

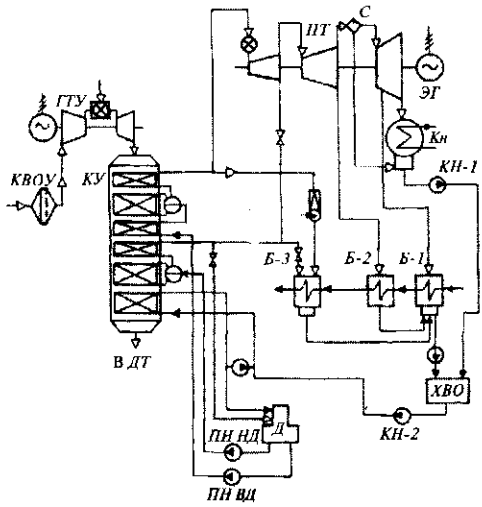
Газотурбинные теплоэлектроцентрали (ГТУ-ТЭЦ) — частный случай ПГУ-ТЭЦ, где теплота потребителю отпускается только от КУ установки, а в схеме отсутствует паровая турбина. Такие ГТУ-ТЭЦ могут быть отопительными, тогда применяют водогрейные КУ [газоводяные теплообменники (ГВТО)]. На промышленных ГТУ-ТЭЦ в КУ генерируется технологический пар соответствующих параметров. Если на ГТУ-ТЭЦ КУ производит пар и нагревает сетевую воду, имеют место промышленно-отопительные установки. Все перечисленные варианты ГТУ-ТЭЦ работают на ряде ТЭС РФ.

Для их создания используют энергетические ГТУ малой и средней мощности с умеренными показателями экономичности. Тепловые схемы ГТУ-ТЭЦ значительно проще, а сроки строительства и удельные капиталовложения ниже.

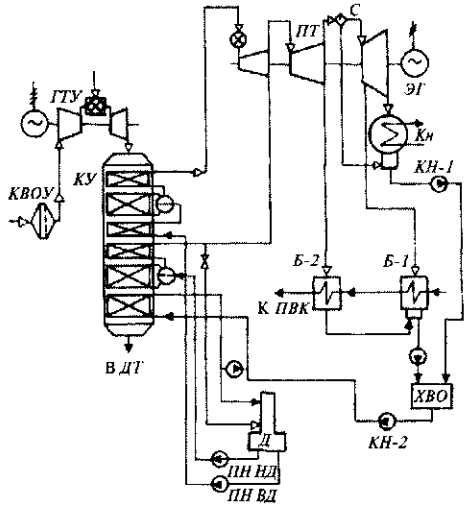
На рис. 15.15 представлена тепловая схема отопительной ГТУ-ТЭЦ, эксплуатируемой в течение ряда лет в г. Электросталь. В ГВТО *3* ГТУ-ТЭЦ за счет теплоты выхлопных газов ГТУ нагревают сетевую воду, а пик потребления теплоты покрывается с помощью водогрейных котлов *5*.

Для ГТУ-ТЭЦ труднее решается вопрос регулирования отпуска теплоты при покрытии годового графика ее потребления, чем для ПГУ-ТЭЦ. Принимаются различные технологические решения:

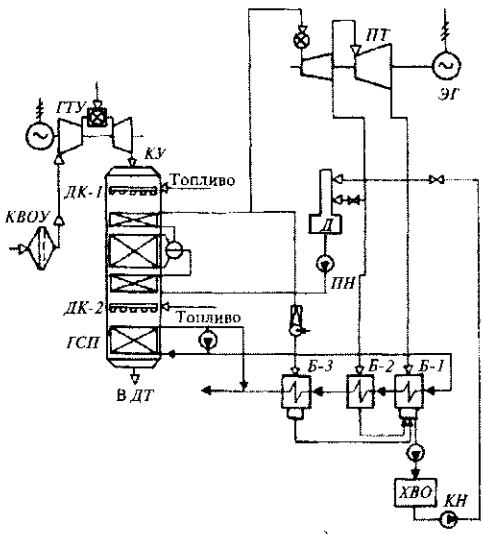
в случаях, когда необходимо уменьшить отпуск теплоты, можно отключить часть работающих энергетических модулей «ГТУ-КУ», снизить электрическую



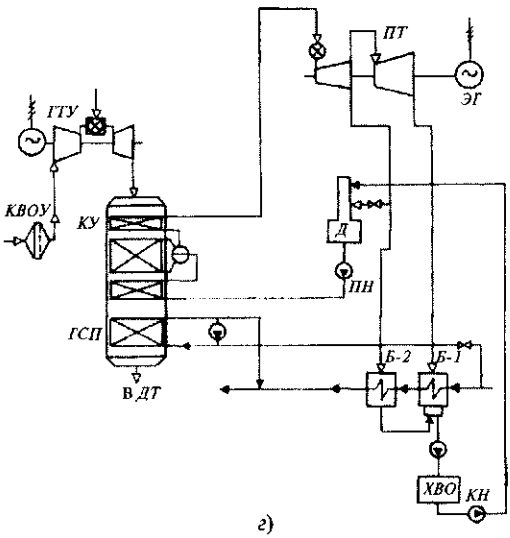
а)



б)



в)



г)

Рис. 15.14. Тепловые схемы теплофикационных установок ПГУ-ТЭЦ:
а — ПГУ-ТЭЦ с двухконтурным КУ ($\alpha_{ТЭЦ} = 1$); *б* — то же ($\alpha_{ТЭЦ} < 1$); *в* — ПГУ-ТЭЦ с дожиганием топлива и одноконтурным КУ ($\alpha_{ТЭЦ} = 1$); *г* — то же без дожигания топлива ($\alpha_{ТЭЦ} < 1$); *ПТ* — паровая турбина; *ПН ВД*, *ПН НД* — питательный насос соответственно высокого и низкого давлений; *Б-1* — *Б-3* — сетевые подогреватели; *КН* — конденсатный насос; *ХВО* — химводоочистка; *Д* — деаэратор; *ДК-1*, *ДК-2* — камеры дожигания топлива в КУ; *С* — сепаратор; *ДТ* — дымовая труба; *Кн* — конденсатор; *ПВК* — пиковый водогрейный котел; *ГСП* — газовый сетевой подогреватель; остальные обозначения те же, что на рис. 15.1

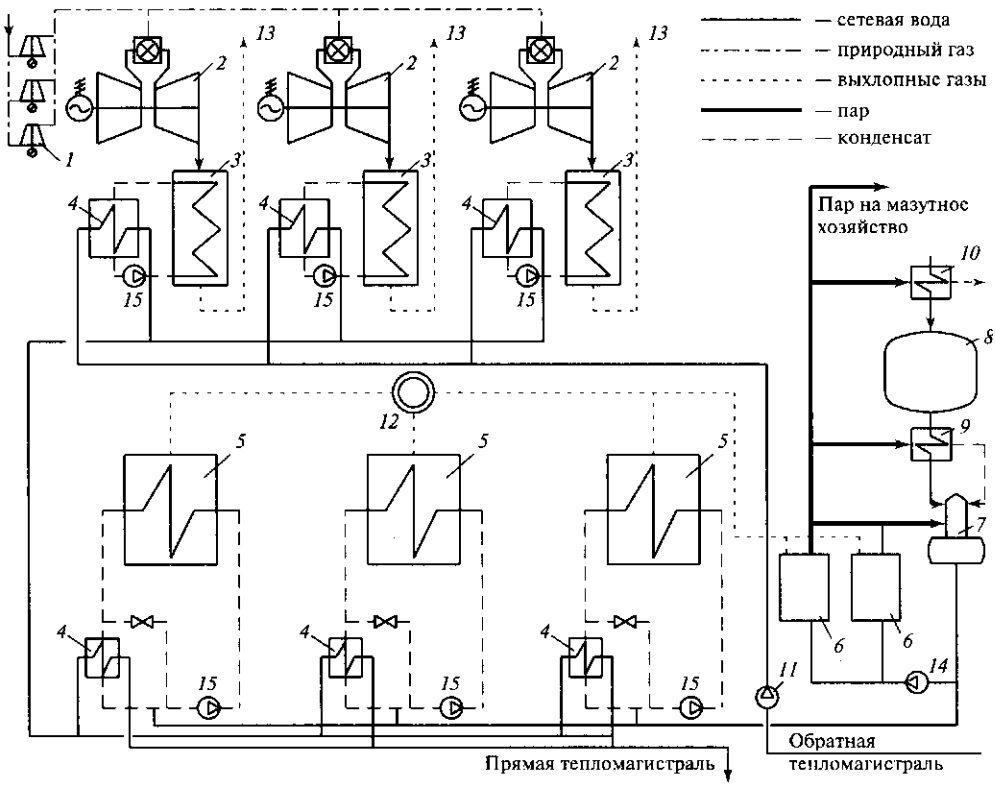


Рис. 15.15. Принципиальная тепловая схема отопительной ГТУ-ТЭЦ (г. Электросталь):

1 — дожимной компрессор; *2* — ГТУ; *3* — газоводяные теплообменники; *4* — водо-водяные теплообменники; *5* — водогрейные котлы; *6* — паровые котлы; *7* — деаэратор питательной воды и подпитки водогрейных котлов; *8* — химводоочистка; *9* — подогреватель добавочной воды; *10* — подогреватель сырой воды; *11* — сетевой насос; *12* — дымовая труба водогрейных и паровых котлов; *13* — выхлопные газы в дымовую трубу ГТУ; *14* — питательный насос; *15* — насосы контуров циркуляции ГВТО и водогрейных котлов

нагрузку ГТУ и часть выхлопных газов направить по байпасному газоходу в обвод КУ. Эти решения могут применяться комплексно;

в режимах, требующих максимального отпуска теплоты, используют пиковые котлы (водогрейные или паровые), дожигание топлива в КУ, перевод ГТУ в пиковый режим работы.

По экономичности ГТУ-ТЭЦ почти не уступают парогазовым и паросиловым ТЭЦ, обладая простой и маневренной схемой эксплуатации.

Методика расчета тепловой схемы конденсационной ПГУ с котлом-утилизатором. Парогазовые установки с котлом-утилизатором условно можно разделить на три класса и в соответствии с этим использовать на ТЭС в зависимости от требуемых решений.

ПГУ класса А можно считать установки мощностью 300—700 МВт моноблочного исполнения, одновальные с котлами-утилизаторами трех давлений пара. В них

используются современные энергетические ГТУ мощностью до 300 МВт, КПД производства электроэнергии которых равен 38—40 %. Температура газов на входе в газовую турбину и выходе из нее составляет 1400—1500 и 590—630 °С соответственно, что позволяет дополнительно применить промежуточный перегрев пара и иметь необходимые параметры генерируемого пара. КПД производства электроэнергии этих ПГУ в конденсационном режиме достигает 60 % (рис. 15.16). Для этого в камерах сгорания ГТУ сжигают природный газ с давлением перед системой топливоподачи не менее 3 МПа, не устанавливая при этом дожимные топливные компрессоры.

Строительство крупных моноблочных ПГУ класса А в районах дефицита электроэнергии позволяет в короткие сроки решить эту проблему и сэкономить значительное количество природного газа по сравнению с его сжиганием на ТЭС с паросиловыми установками.

ПГУ класса Б можно считать установки, в которых используются энергетические ГТУ мощностью 50—150 МВт с КПД производства электроэнергии 33—35 %, а также котлы-утилизаторы двух давлений. Тепловая схема таких ПГУ включает в себя обычно две ГТУ и одну паровую турбину с электрогенераторами. Такие ПГУ часто выполняют теплофикационными (см. ПГУ-ТЭЦ на рис. 15.14 *а*, *б*). Сроки строительства таких ТЭЦ и темпы подключения потребителей теплоты к установкам могут не совпадать, преимущество ПГУ-ТЭЦ обнаруживается прежде всего в конденсационном режиме работы при КПД производства электроэнергии 52—53 % по сравнению с паросиловыми ТЭЦ. Парогазовые установки этого класса могут применяться и в качестве конденсационных установок.

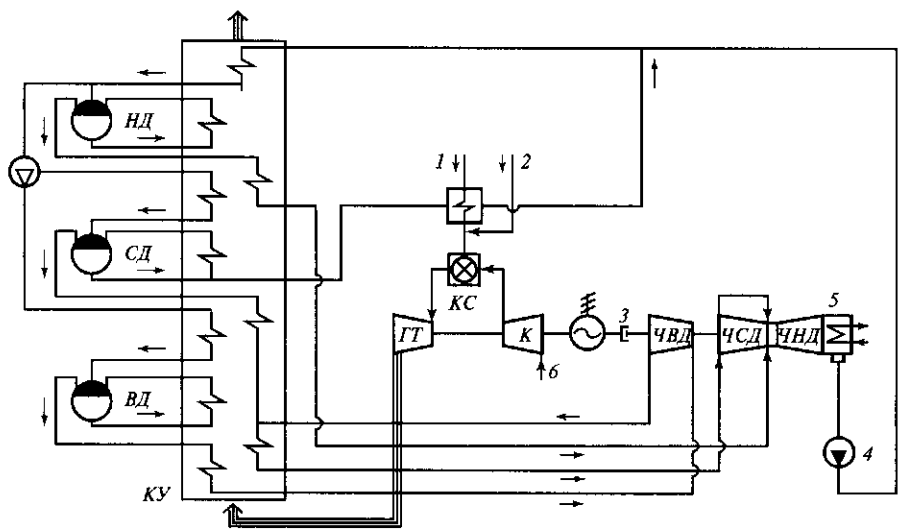


Рис. 15.16. Тепловая схема одновальной ПГУ с трехконтурным КУ (фирмы «Сименс»)
ВД, *СД*, *НД* — пароводяные контуры КУ соответственно высокого, среднего и низкого давления; *1* — природный газ; *2* — жидкое топливо; *3* — самозацепляющаяся (расцепная) муфта; *4* — конденсатный насос; *5* — конденсатор; *6* — воздух

ПГУ класса В — это установки, электрическая мощность которых не превышает 25 МВт. Они создаются на базе конверсионных энергетических ГТУ с широким диапазоном начальных параметров газов и имеют КПД производства электроэнергии 28—34 %. Для этой цели используются авиационные газотурбинные двигатели, к которым подключается силовая газовая турбина с электрогенератором, соединенная газодинамически с ГТД.

Тепловые схемы ПГУ класса В разнообразны. Это могут быть газотурбинные ТЭЦ отопительного и промышленного типов. Они обслуживают объекты «малой энергетики», мощность установок которых колеблется от 0,8 до 20 МВт. Наибольшее число таких установок имеют мощность 2; 5; 6 и 8 МВт, будучи объектами муниципальных образований. Московское правительство организовало надстройки ряда водогрейных котельных энергетическими ГТУ (например, ГТД-6РМ фирмы «Сатурн»), преобразовав водогрейную котельную и повысив экономичность производства электроэнергии и теплоты при экономии газового топлива (ГТУ-ТЭЦ в Зеленограде, Переделкино, Кожухово, Митино, Строгино и других районах).

С помощью ПГУ класса В целесообразно решение проблемы покрытия отопительной нагрузки при одновременной выработке электроэнергии. В Дании, например, они дают до 50 % всей электроэнергии, вырабатываемой на ТЭЦ.

Тепловые схемы и особенности технологического процесса ПГУ с КУ рассмотрены выше. Показано, что в схеме такой ПГУ можно выделить энергетический модуль «ГТУ-КУ» и паротурбинную установку, работающую на генерируемом в модуле паре. Чтобы рассчитать характеристики модуля с заданным расходом пара, необходимо провести итеративные (с последовательными приближениями) расчеты КУ и ГТУ при различных нагрузках, корректируя на каждом шаге исходные данные. Если при этом применять и дожигание топлива в КУ, то эта процедура еще больше усложнится, так как необходимый расход пара в КУ можно получить различными комбинациями расходов топлива в камерах сгорания ГТУ и в камерах дожигания КУ.

Одновременный расчет тепловой схемы энергетического модуля «ГТУ-КУ» и паротурбинной установки проводят с учетом числа контуров генерации пара и различных параметров его при подводе в ПТ. Расчет зависит от структуры проточной части ПТ — систем парораспределения на входе в турбину и рабочие отсеки после камер смешения различных потоков пара. При использовании в ПТ соплового парораспределения давление пара в КУ может поддерживаться на заданном уровне. В режиме полностью открытых регулирующих элементов (режим скользящего давления) расчеты проводят с постоянной корректировкой давления пара по всем существующим контурам КУ, что увеличивает число операций. Необходима также постоянная корректировка температуры конденсата перед КУ, так как ее значение зависит от режима работы конденсатора ПТ.

Для рассматриваемой тепловой схемы невозможно реализовать последовательность расчета, при которой сначала рассчитывалась бы ПТУ, а затем — энергетический модуль «ГТУ-КУ», как это имеет место в паросиловых установках ТЭС. Это определяет значительно бульшую сложность алгоритма расчета тепловой схемы ПГУ с КУ (рис. 15.17).

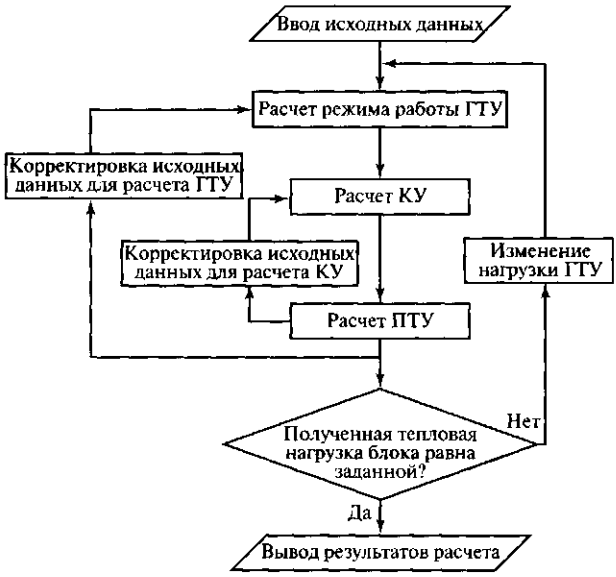


Рис. 15.17. Упрощенная схема расчета тепловой схемы ПГУ с КУ

Условно расчет этой схемы разбивается на следующие этапы:

предварительный расчет проводится для оценки электрической и тепловой мощностей элементов и всей ПГУ. Он основывается на уравнениях тепловых балансов элементов тепловой схемы ПГУ-КЭС и выполняется для нескольких температур наружного воздуха;

конструкторский расчет осуществляется для определения структуры и конфигурации поверхностей нагрева КУ, характеристик отсеков проточной части паровой турбины, конденсатора и др. Он проводится индивидуально для каждого элемента схемы с учетом особенностей его работы при различных условиях: нагрузках, температурах наружного воздуха и др.;

поверочный расчет ПГУ-КЭС выполняется для определения показателей работы установки в различных режимах с учетом полученных в конструкторском расчете характеристик элементов схемы. Такая статическая модель энергоустановки позволяет определить показатели работы в одной точке поля режимов эксплуатации.

На рис. 15.18 в качестве примера приведена тепловая схема ПГУ-540 с двумя энергетическими модулями «ГТУ-КУ», генерирующими и подающими пар двух давлений в одну паротурбинную установку. Далее дана краткая характеристика основного и вспомогательного оборудования ПГУ.

Энергетическая ГТУ типа ГТЭ-180 производства ОАО «ЛМЗ» укомплектована электрогенератором левого вращения с воздушным охлаждением типа ТЗФГ-220-2УЗ и выполнена по простой одновальной схеме с частотой вращения 3000 мин$^{-1}$. Она снабжена комплексным воздухоочистительным и шумоподавляющим устройством с запорным шибером, диффузором, соединяющим выхлоп ГТУ с газоходом КУ, и укомплектована автоматической системой управления тепловыми процессами.

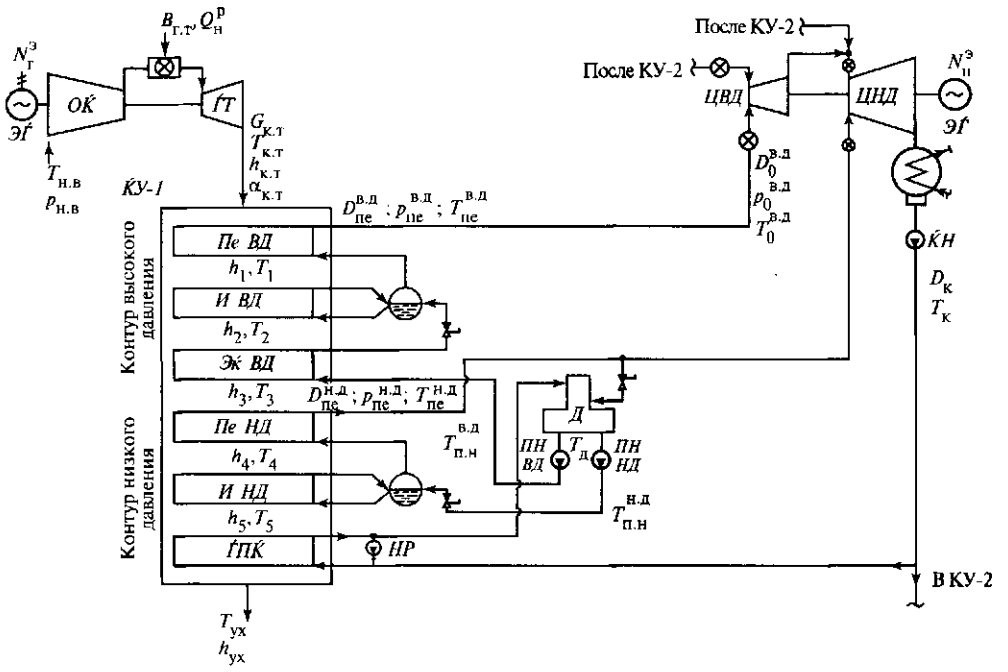


Рис. 15.18. Принципиальная тепловая схема ПГУ-540

Компрессор ГТУ 13-ступенчатый со степенью повышения давления воздуха $\pi_к = 15$, КПД его проточной части $\eta_к = 0{,}86$ (по ISO). Он имеет три поворотных направляющих аппарата, изменяющих расход воздуха через установку в диапазоне 70—100 % номинального без заметного снижения КПД.

Камеры сгорания — трубчато-кольцевые, двухтопливные, обеспечивающие высокие экологические показатели. Замена горелочных устройств осуществляется без вскрытия турбины.

Газовая турбина 4-ступенчатая с воздушным охлаждением; выходной диффузор ее неохлаждаемый.

Котел-утилизатор типа П-87 производства ОАО «Машиностроительный завод ЗИО-Подольск» горизонтального профиля, барабанный с естественной циркуляцией среды рассчитан на генерацию пара двух давлений. Тепловая схема КУ включает в себя (по ходу газов): пароперегреватель высокого давления (ВД), испаритель ВД, экономайзер ВД, пароперегреватель низкого давления (НД), испаритель НД, газовый подогреватель конденсата. Расходы и параметры пара КУ в расчетном режиме следующие: $D_{пе}^{в.д}$ и $D_{пе}^{н.д}$ = 69,7 и 22,1 кг/с; $p_{пе}^{в.д}$ и $p_{пе}^{н.д}$ = 8,6 и 0,68 МПа; $T_{пе}^{в.д}$ и $T_{пе}^{н.д}$ = 520 и 232 °С.

Котел-утилизатор выполнен газоплотным, а поверхности нагрева его изготовлены в виде отдельных секций из труб с наружным спиральным оребрением. Они подвешены к собственному каркасу котла. Секции имеют следующие характеристики: наружный диаметр гладкой несущей трубы $d_н$ = 40 мм; толщина стенки трубы $\delta_{тр}$ = 4 мм; высота привариваемого ребра $h_р$ = 13 мм; шаг ребер $b_р$ = 5 мм; толщина ребра $\delta_р$ = 1 мм; поперечный и продольный шаги труб s_1 = 72 мм, s_2 = = 85 мм; высота трубы в секции $h_{тр}$ = 21 м; число труб в секции $n_{тр}$ = 66 шт.; площадь поверхности теплообмена секции $F_{сек}$ = 1351,1 м^2.

Паровая турбина типа К-180-7,7 производства ОАО ЛМЗ двухцилиндровая с дроссельными и регулирующими клапанами ВД, двумя стопорными клапанами среднего давления, установленными на корпусе совмещенных ЦВД и ЦСД. Конструкция цилиндров упрощена из-за отсутствия регенеративных отборов пара. Номинальная мощность ПТ составляет 188 МВт при давлении в конденсаторе 6,1 кПа. Паротурбинная установка включает в себя конденсационное устройство, состоящее из двух конденсаторов типа КП-12360 и водоструйных эжекторов ЭВ-13-450 для отсоса воздуха из конденсатора. В схеме ПТУ предусмотрены три конденсатных насоса типа КсВ320-220 и два циркуляционных насоса технической воды типа Д15000-24 с общим расходом 30 000 м^3/ч.

В *деаэрационно-питательной установке* предусмотрены два деаэратора с деаэрационными колонками ДП-500 и деаэрационными баками объемом $V_б$ = = 65 м^3. К каждому деаэратору подключено по три питательных насоса ВД типа ПЭНА-310-110 и по три питательных насоса НД типа ПЭНА-70-10.

Для обеспечения бескоррозионного режима работы газовых подогревателей конденсата КУ на каждом котле имеется по два насоса рециркуляции конденсата (НР) типа NRN-100-20.

Парогазовые установки с параллельной схемой работы. Эти ПГУ позволяют достаточно легко применить парогазовую технологию (прежде всего на пылеугольных энергоблоках). Такое техническое решение приводит к росту экономичности ТЭС, аналогичной экономичности установок с суперсверхкритическими параметрами пара и двойным промежуточным его перегревом.

Парогазовые установки этого типа состоят из паросиловой установки (ПСУ) обычной конфигурации с пылеугольным или газомазутным паровым котлом и энергетического модуля «ГТУ-КУ», в котором генерируется пар, используемый в паровой турбине ПСУ (рис. 15.19). Тепловая схема ПГУ отличается большой автономностью ее элементов. Газотурбинная установка энергетического модуля (при наличии байпасного газохода *КУ*) может работать самостоятельно, как и паросиловая установка. Они связаны между собой только паропроводами пара, идущими от *КУ*, и коллекторами питательной воды и основного конденсата, часть которых используется для снижения температуры уходящих газов КУ примерно до 100 °С.

При работе по парогазовой схеме в зависимости от характеристик выхлопных газов ГТУ в КУ энергетического модуля можно генерировать пар с начальными параметрами пара ПСУ или параметрами его перед ЦСД ПТ. В первом случае этот пар смешивается со свежим паром энергетического парового котла и поступает

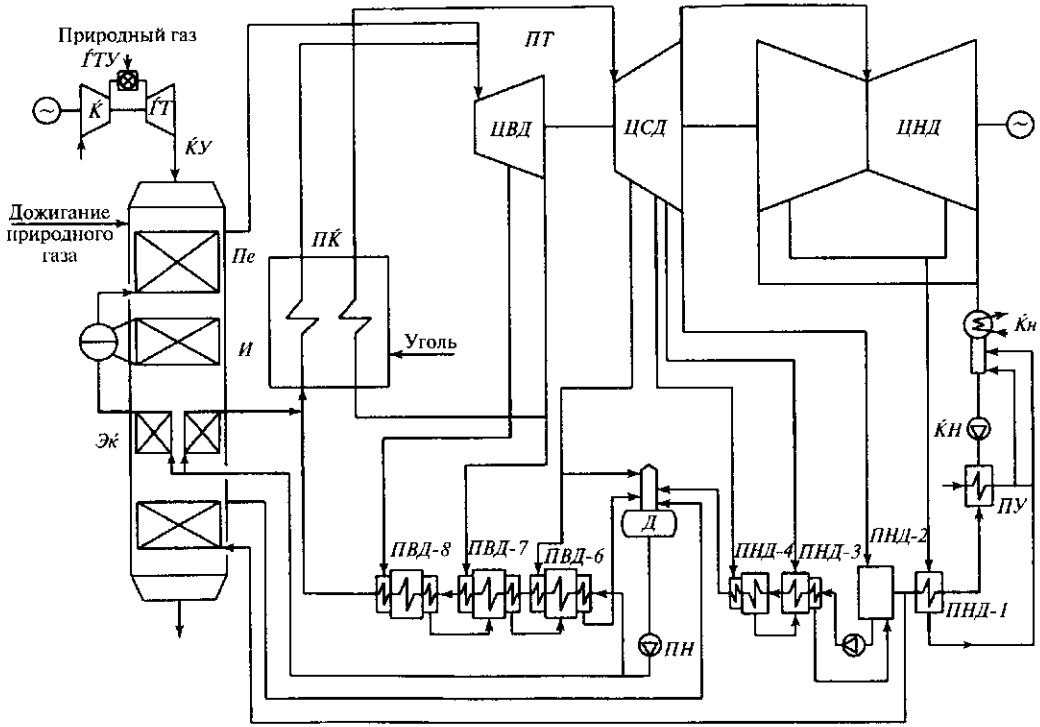


Рис. 15.19. Принципиальная тепловая схема пылеугольной ПГУ с параллельной схемой работы:
ПУ — подогреватель уплотнений

в головную часть ПТ при максимальной ее нагрузке по пару. Паропроизводительность ПК снижается на 12—15 % при незначительных изменении его экономичности и влиянии на режимы эксплуатации. Во втором случае пар КУ смешивается с паром после промежуточного перегревателя ПК и поступает в ЦСД паровой турбины.

Парогазовая установка с параллельной схемой работы позволяет повысить экономичность ПСУ с блоками мощностью 200 и 300 МВт до 44—45 % при выработке электроэнергии в конденсационном режиме.

Парогазовые установки «сбросного» типа. Ранее было показано, что выхлопные газы ГТУ содержат до 16 % кислорода и имеют температуру, достигающую 450—600 °С. Поэтому ими можно заменить горячий котловой воздух, используемый в горелках ПК после его подогрева в воздухоподогревателе.

В этих ПГУ (рис. 15.20) выхлопные газы ГТУ сбрасываются в горелки *ПК* и обеспечивают сжигание в топке требуемого количества природного газа, мазута или угольной пыли. Вид используемого в ПК ПГУ «сбросного» типа органического топлива зависит от минимально допустимого содержания O_2 в газах ГТУ при сжигании в топке, которое составляет 15,5—16 для углей, 14—15 для мазута и 13—14 % для природного газа. Этот тип ПГУ необходимо применять в первую очередь

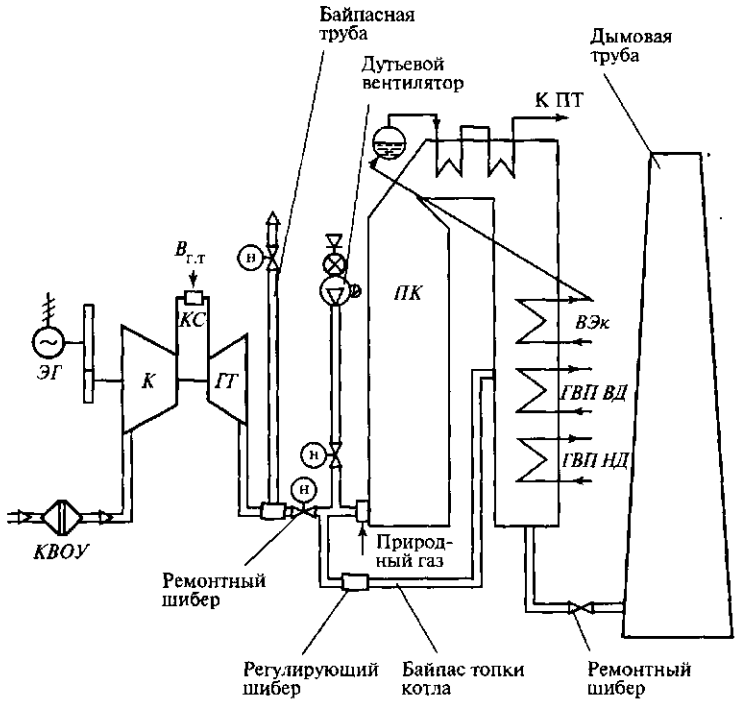


Рис. 15.20. Технологическая схема ПГУ «сбросного» типа Тюменской ТЭЦ-1, работающей на природном газе:

ВЭк — водяной экономайзер; *ГВП ВД* и *ГВП НД* — газоводяные подогреватели высокого и низкого давлений

на пылеугольных энергоблоках. Сжигание природного газа гораздо эффективнее в ГТУ ПГУ с котлом-утилизатором.

Воздухоподогреватель ПК в схеме ПГУ заменяют газоводяными теплообменниками, в которых нагревается часть питательной воды и основного конденсата ПТУ.

Процесс сжигания топлива в ПК происходит при пониженных температурах газов в ядре сжигания, а количество газов после ГТУ необходимо перераспределять, чтобы обеспечить нужный объем окислителя. В зависимости от характеристик выхлопных газов ГТУ корректируют их температуру и содержание O_2. С этой целью в газовый тракт добавляют некоторое количество (до 30 %) холодного воздуха.

Указанные требования заставляют включать в технологическую схему байпасный газоход для сброса части газов ГТУ в конвективную шахту ПК.

Применение ПГУ «сбросного» типа существенно изменяет характер топочных процессов ПК, что требует его перепрофилирования. Энергетические ГТУ должны размещаться в непосредственной близости от ПК для сокращения длины газоходов. На газоходах приходится устанавливать регулирующие шиберы большого диаметра, работающие в автоматическом режиме в условиях высоких температур, что усложняет и удорожает схему ПГУ. Ее экономичность близка к экономичности

ПГУ с параллельной схемой работы, но у последней значительно проще технологический процесс.

При переходе к использованию в схемах ПГУ энергетических ГТУ высокой экономичности с повышенными начальными параметрами газов ПГУ с параллельной схемой работы повышает свою экономичность. В ПГУ «сбросного» типа это приводит к ряду усложнений: уменьшается содержание окислителя в выхлопных газах ГТУ, увеличивается их температура.

ПГУ с впрыском пара в КС ГТУ. Парогазовые установки с впрыском пара в камеры сгорания ГТУ (ПГУ ВП) рассчитаны на совместное использование в энергетической ГТУ газов и пароводяного рабочего тела, которые в виде парогазовой смеси расширяются в газовой турбине установки. Ввод в ГТУ дополнительного рабочего тела — пара превращает энергетическую ГТУ в парогазовую установку. Пароводяное рабочее тело сжимается при относительно малой работе сжатия. Избыток воздуха снижается, и уменьшается работа сжатия в компрессоре ГТУ.

Существует ряд вариантов тепловых схем ПГУ ВП. Они могут быть выполнены с открытой схемой при отводе парогазовой смеси в атмосферу и потере водяного пара, а также с конденсацией выходящих водяных паров в конденсационном устройстве. Парогазовые установки с впрыском пара с открытой схемой являются установками, вырабатывающими только электроэнергию. Установки с конденсацией водяных паров и возвратом в цикл конденсата пара дополнительно отпускают теплоту охлаждаемых уходящих газов.

На рис. 15.21 приведены тепловая схема и термодинамический цикл ПГУ с открытой схемой в T, S-диаграмме. Основными элементами являются энергетическая ГТУ и котел-утилизатор, в котором из питательной воды после химводоочистки генерируется перегретый пар, вводимый затем в камеры сгорания ГТУ. Давление впрыскиваемого пара, как и давление сжатого воздуха, несколько выше давления парогазовой смеси перед *ГТ*. Воздух и пар нагреваются в *КС* при сжигании топлива до начальной температуры газов $T_3 = T_f = T_{3см}$. Выхлопные газы *ГТ* охлаждаются

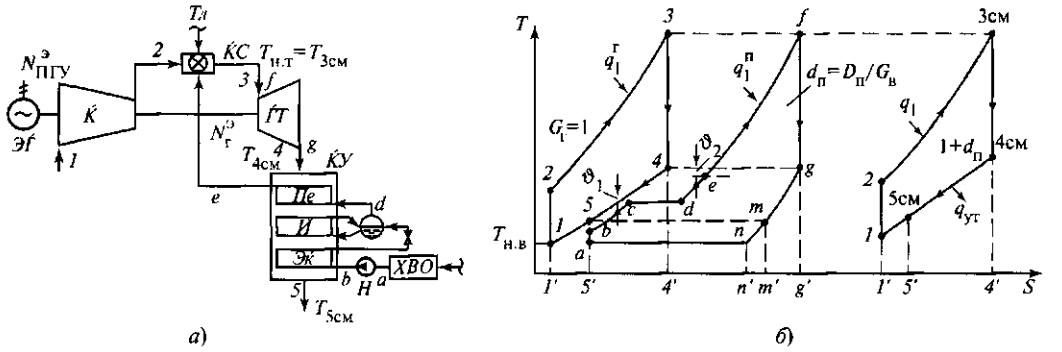


Рис. 15.21. Тепловая схема ПГУ контактного типа с открытой схемой (*а*) и термодинамический цикл Брайтона—Ренкина установки (не в масштабе) в *T*, *S*-диаграмме (*б*):

$G_г$, $G_в$, $D_п$ — массовый расход соответственно газов, воздуха и пара, кг/с; $d_п$ — относительный расход пара, кг/кг

в области поверхностей нагрева *КУ* от температуры $T_{4см}$ до $T_{5см}$ и направляются в дымовую трубу. Процесс утилизации теплоты этих газов ограничивается минимальным значением температуры $T_{5см}$. Эта температура влияет на характеристики системы двояким образом: при низких температурах образуется конденсат, вызывающий коррозию, а выхлопная струя газов с повышенной температурой порождает проблему ухудшения видимости, когда выходящие из трубы газы смешиваются с более холодным наружным воздухом. Поэтому обычно принимают $T_{5см} = 125 \div 135$ °С.

Парогазовые установки с впрыском пара с открытой схемой применяются фирмой «Дженерал Электрик» (США) для некоторых типов энергетических ГТУ. Они известны под названием STIG (STeam Injection Gas turbine).

Ранее было показано, что многоступенчатая ГТ при работе с компрессором действует как сопло критического истечения и при эксплуатации осевого компрессора значение $\pi_к$ определяется пропускной способностью ГТ. Увеличение расхода парогазовой смеси через ГТ из-за добавочной доли впрыскиваемого пара $d_п = D_п/G_в$, кг/кг, приводит к повышению сопротивления на выходе из компрессора, т.е. к увеличению степени сжатия $\pi_к$. Повышение мощности ГТ из-за дополнительного впрыска пара компенсирует увеличенную работу сжатия.

Увеличение расхода газов через ГТ при впрыске пара ($d_п = 0{,}1 \div 0{,}3$ кг/кг) переводит режимную точку установки ближе к границе помпажа, поэтому значение $\pi_к$ стараются поддерживать постоянным, увеличивая проходное сечение проточной части ГТ или снижая объемный расход воздуха через компрессор с помощью его направляющих аппаратов.

Тепловую схему ПГУ ВП совершенствуют, применяя предвключенную паровую турбину, работающую на впрыскиваемом паре, и конденсатор контактного типа для возврата водяных паров в цикл.

Глава 16

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

16.1. Основные положения

История развития человечества неразрывно связана с использованием энергетических ресурсов. Практически единственным их источником является ядерная энергия, которую Земля получает в виде солнечного излучения от своеобразного реактора — Солнца, находящегося на безопасном для всего живого расстоянии. Эта энергия создала огромные запасы органического топлива, перемещает большие объемы воды и воздуха на нашей планете, обеспечивает жизненные потребности людей и всех живых организмов.

Во «внутренней топке» Солнца в результате сложного процесса ядерного синтеза атомы водорода, соединяясь, образуют атомы гелия. При этом 1 кг водорода обеспечивает выделение $2{,}5 \cdot 10^9$ кДж теплоты. При этом Солнце ежедневно теряет более $300 \cdot 10^9$ т своей массы, осуществляя гигантское излучение в окружающее пространство. К счастью, запас водорода на Солнце достаточно велик, так как масса его превышает $2{,}0^{27}$ т. Не вся эта энергия достигает Земли, часть ее рассеивается в космическом пространстве. Ежегодно к нашей планете поступает солнечная энергия, эквивалентная $2{,}5 \cdot 10^{27}$ Дж. Эту величину иногда называют *солнечной единицей*. Солнечное воздействие трансформируется в тепловую энергию поверхности земли, энергию волн, ветра, химическую и биологическую энергии. После всех преобразований часть этой энергии выделяется обратно в космическое пространство преимущественно в виде низкотемпературного инфракрасного излучения.

В настоящее время более 90 % всех энергетических ресурсов, потребляемых человечеством, приходится на долю органического топлива, т.е. на отложенные запасы солнечной энергии. К другим существующим ресурсам можно отнести ядерное топливо, гео- и гидротермальную энергию недр и океана, приливную энергию, гидроресурсы суши, биомассу, что в большинстве случаев также результат солнечной активности.

Традиционными энергетическими ресурсами считают органическое топливо, гидроресурсы суши, ядерное топливо, а *альтернативными* — солнечное излучение, энергию ветра, геотермальную энергию, энергию приливов и волн, биомассу. Термин «*альтернативные источники энергии*» (АИЭ) более корректен по сравнению с понятием «*возобновляемые источники энергии*», так как последнее противоречит, на наш взгляд, закону сохранения энергии. Большинство АИЭ получены при поступлении на Землю солнечной энергии — результат ядерных процессов на Солнце, вследствие чего постепенно уменьшается его масса. По закону Эйнштейна $E = mc^2$ частицы вещества и излучение — взаимно превращаемые, поэтому способны к взаимным превращениям при взаимодействии с другими формами энергии. Даже едва уловимая разница масс знаменует возможность выделения

огромного количества энергии. Атомы водорода и гелия имеют относительные массы 1,008 и 4,004 соответственно, т.е. слияние четырех ядер водорода в одно ядро гелия изменит массу с 4,032 до 4,004 (всего на 0,7 %). Это, однако, связано с выделением (преимущественно с излучением) гигантской энергии:

$$0{,}028 \cdot (3 \cdot 10^8)^2 = 25 \cdot 10^{11} \text{ Дж}.$$

Сравним это количество энергии с энергией, равной $6 \cdot 10^4$ Дж, выделяющейся при соединении того же количества водорода с кислородом при химическом взрыве.

На сегодняшний день известны запасы около $150 \cdot 10^9$ т нефти, $150 \cdot 10^{12}$ м^3 природного газа, $1 \cdot 10^{12}$ т каменных и бурых углей. Использование всех этих запасов для получения энергии эквивалентно $1 \cdot 10^{12}$ т условного топлива и составляет 1/60 доли солнечной единицы. Следует отметить, что запасы органического топлива постоянно корректируются в сторону увеличения — в первом приближении на порядок. Запасы растительной биомассы в сухом виде, по данным различных источников, составляют до $2 \cdot 10^{12}$ т, что приближается к энергетическому потенциалу известных запасов нефти, природного газа и угля вместе взятых.

Производство электроэнергии на атомных электростанциях базируется в основном на урановом топливе, а в перспективе — на дейтерии. Запасы урана в зависимости от себестоимости добычи и с учетом выделяемой энергии при расщеплении ядер указывают на суммарный урановый эквивалент энергии, не превышающий $9 \cdot 10^{25}$ Дж, т.е. равный примерно 30 солнечным единицам. Запасы дейтерия в мировом океане позволяют при термоядерном синтезе гелия из дейтерия получить огромное количество энергии на уровне 1 млн солнечных единиц.

Существует определяемый учеными некий безопасный предел наращивания энергопроизводства, составляющий 600—700 ТВт · ч и называемый *солнечным пределом*. Его превышение приведет к термальному загрязнению поверхности Земли, увеличению ее средней температуры, катастрофическому влиянию на климат. Рост численности населения Земли, годовой добычи энергоресурсов, производства энергии может даже при чистых технологиях привести к достижению солнечного предела. Поэтому ученые предупреждают человечество — жить по возможностям!

По данным Международного энергетического агентства, производство электроэнергии с использованием АИЭ достигает 2 % общего ее производства, но к 2020 г. оно будет составлять 15 %, а к 2060 г. — боле 30 %. Наибольшие достижения в этом у США (рост к 2020 г. с 1 до 22 %), Дании (с 10 до 20 %), Нидерландов (с 3 до 10 %), Германии (с 6 до 12 %).

Использование АИЭ в России крайне актуально при решении задач сохранения традиционных запасов органического топлива и защиты окружающей среды. Экономически эффективный потенциал АИЭ в РФ составляет до 25 % внутреннего энергопотребления, а значительными ресурсами таких источников располагают большинство регионов страны. Общий вклад АИЭ в энергобаланс страны пока невелик и достигает 0,1 %.

Причины такого низкого «участия» АИЭ в российской энергетике кроются в ориентации во второй половине XX в. на строительство крупных ТЭС, ГЭС и АЭС, в резком снижении финансирования энергетики в последние десятилетия и др.

16.2. Геотермальная энергетика

Запасы тепловой энергии в недрах Земли огромны, однако геотермальная теплота имеет в основном низкий температурный потенциал и бульшая ее часть пригодна только для теплоснабжения.

Парогидротермальные месторождения в России имеются только на Камчатке и Курильских островах. Это ограничивает в перспективе развитие *геотермальной электроэнергетики*. По прогнозу экспертов, к 2005 г. в мире 1 % вновь вводимых энергетических мощностей придется на геотермальные электростанции. Эксплуатационные расходы на этих ТЭС вдвое ниже, чем на паросиловых и дизельных электростанциях. Они могут радикально и на более экономичной основе решить проблему энергообеспечения районов, которые пользуются дорогим привозным органическим топливом и находятся в состоянии перманентного энергетического кризиса.

Крупные ГеоТЭС работают в Индонезии, Мексике, Турции, Новой Зеландии, Италии, США и др. Установленная мощность ГеоТЭС в мире за последние 30 лет росла ежегодно в среднем на 9 % и достигла, например, в США 2500 МВт. В настоящее время в мире строятся ГеоТЭС общей мощностью более 2000 МВт и планируется строительство их общей мощностью 12 000 МВт. Геотермальная электростанция мощностью 1 МВт позволяет сэкономить до 3000 т условного топлива в год.

В РФ разведаны 47 геотермальных месторождений с запасами более $105 \cdot 10^3$ т/сут парогидротерм для энергетики и свыше $240 \cdot 10^3$ м^3/сут термальных вод для других целей. Область использования последних широка: промышленность (производство бумаги, деревообработка, текстильное производство, нефтехимия, строительное и металлургическое производство), сельское хозяйство (разведение рыб, теплицы), теплофикация (тепловые насосы, местное теплоснабжение, аэрокондиционирование, обогрев тротуаров и др.), бальнеология (грязелечебницы, плавательные бассейны).

Суровые климатические условия Камчатки обусловили профиль первой ГеоТЭС мощностью 12 МВт, пущенной в эксплуатацию в 1999 г. Она выполнена блочно-модульной при полной заводской готовности. Ее тепловая схема (рис. 16.1) обеспечивает экологически чистое (без контакта с окружающей средой) использование геотермального теплоносителя. Для этой цели применены воздушные конденсаторы и система закачки отработавшего конденсата в скважины.

Двухфазный поток парогидротерма из скважин добычи *17* проходит двухступенчатую сепарацию (конечная степень влажности пара не выше 0,05 %) и в виде сухого насыщенного пара с параметрами p = 0,8 МПа и T = 170 °С подводится к паровым турбинам трех энергоблоков мощностью по 4 МВт. Важной особенностью геотермальных скважин являются существенные различия их производительности (до 10 раз) и паросодержания (от 30 до 100 %). Они дополнительно подвержены временным циклическим изменениям.

Для повышения эффективности установки горячий сепарат после сепараторов *7* направляется к расширителю *8*, работающему при давлении 0,4 МПа. Пар, выходящий из расширителя, используется в эжекторах для удаления из конденсата неконденсирующихся газов (в основном сероводорода). Эти газы растворяются в абсорбере *12* в отработанном геотермальном теплоносителе, который затем закачивается в скважины закачки *19*.

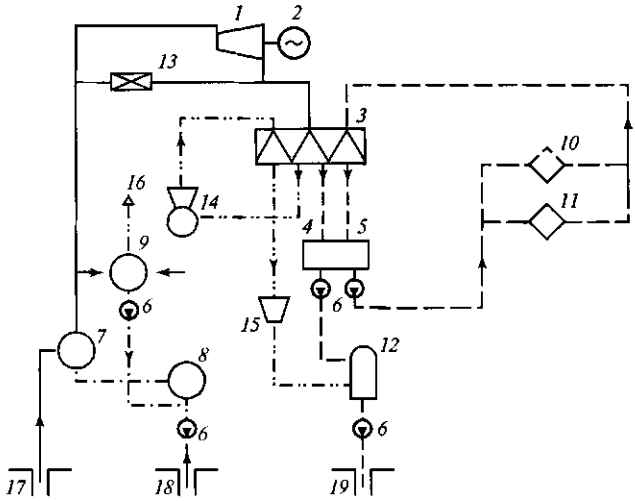


Рис. 16.1. Принципиальная тепловая схема энергоблока геотермальной электростанции:
1 — турбина; *2* — генератор; *3* — воздушно-конденсационная установка; *4* — конденсатосборник; *5* — бак охлаждающей воды; *6* — насосы; *7* — сепаратор; *8* — расширитель; *9* — станционный шумоглушитель; *10* — маслоохладитель; *11* — воздухоохладитель; *12* — абсорбер; *13* — дроссельно-увлажнительная установка; *14* — эжекторная установка; *15* — водокольцевой компрессор; *16* — выхлопная труба; *17* — скважина добычи; *18* — скважина закачки сепарата; *19* — скважина закачки конденсата

На высоте 6 м над уровнем платформы турбогенераторов расположены шесть секций воздушных конденсаторов с электровентиляторами. Поверхности нагрева их выполнены из оцинкованных трубок, оребренных алюминиевой лентой. Вакуум в конденсаторах составляет $p_к \approx 4{,}5$ кПа.

Паровые турбины рассматриваемой ГеоТЭС имеют ряд специфических отличий: регулирование расхода подаваемого пара осуществляется вращательной заслонкой типа «баттерфляй», выхлоп пара из турбины в конденсатор происходит вертикально вверх. Все десять ступеней паровых турбин имеют развитую систему сепарации влаги.

Дальнейшее развитие технологии производства электроэнергии на ГеоТЭС в РФ основано на способе ее выработки из горячей воды с температурой 80—170 °С. К первой Верхне-Мутновской геотермальной электростанции мощностью 12 МВт пристраивается четвертый энергоблок с бинарным циклом мощностью 6,5 МВт (рис. 16.2).

Избыток двухфазного геотермального теплоносителя из существующих скважин трех работающих энергоблоков ГеоТЭС, а также сбросной теплоноситель утилизируются в четвертом энергоблоке с бинарным циклом, имеющим два контура. В первом из них на отсепарированном избыточном паре работает паровая турбина с противодавлением мощностью 2,5 МВт. После турбины пар при давлении 0,11 МПа конденсируется на трубках конденсатора-испарителя. Второй бинарный контур установки имеет мощность 4 МВт. Рабочее тело в этом контуре (органическое вещество изобутан) имеет низкую температуру замерзания, что обеспечивает

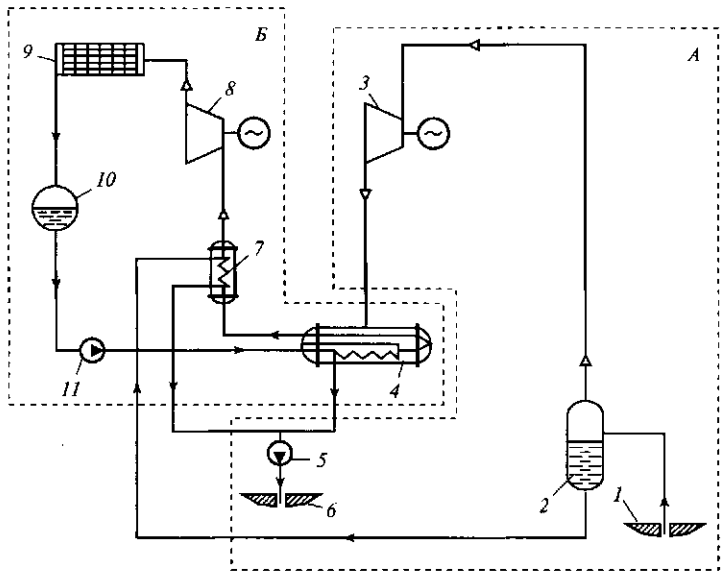


Рис. 16.2. Принципиальная тепловая схема ГеоТЭС с бинарным циклом мощностью 6,5 МВт для Верхне-Мутновской ГеоТЭС:

А — первый (паровой) контур; *Б* — второй контур (на изобутане); *1* — производительная скважина; *2* — сепаратор; *3* — паровая турбина; *4* — теплообменник; *5* — насос закачки; *6* — скважина закачки; *7* — перегреватель; *8* — турбина, работающая на изобутане; *9* — воздушный конденсатор; *10* — конденсатосборник; *11* — насос

устойчивую работу технологической схемы ГеоТЭС в зимний период, предотвращая замерзание рабочего тела при аварийных и непредвиденных остановах.

Верхне-Мутновская ГеоТЭС послужила базой для строительства первой очереди (два энергоблока по 25 МВт) и планирования второй (60 МВт) и третьей (до 100 МВт) очередей Мутновской ГеоТЭС. Таким образом, общая мощность Мутновского геотермального энергетического комплекса на Камчатке превысит 200 МВт.

Цикл Ренкина геотермальной электростанции имеет свои особенности, в частности, связанные с вогнутостью пограничной кривой (рис. 16.3, *б*). Поэтому КПД системы, использующей сухой насыщенный пар, не возрастает по мере увеличения его перегрева на входе в турбину.

На тепловые потоки в испарителе и конденсаторе влияет температура наружного воздуха, они являются определяющими для суммарной эффективности системы и в значительной мере зависят от параметров процесса и прежде всего от температуры насыщения в испарителе (рис. 16.3, *в*). Температура возвращаемого рассола $T_{\text{р.вых}}$ и температура испарения $T_{\text{н.и}}$ в технической схеме ГеоТЭС связаны между собой выражением

$$T_{\text{р.вых}} = T_{\text{н.и}} + \vartheta_{\text{и}} - \frac{c_{\text{р}}}{h_3 - h_4}(T_{\text{р.вх}} - T_{\text{н.и}} - \vartheta_{\text{и}})(T_2 - T_{\text{н.и}}), \qquad (16.1)$$

где $\vartheta_{\text{и}} = 5 \div 20$ °С — недогрев рабочей среды на выходе из испарителя; $c_{\text{р}}$ — удельная теплоемкость рассола, кДж/(кг · К); h_3 и h_4 — энтальпии пара на линиях насыщения, кДж/кг.

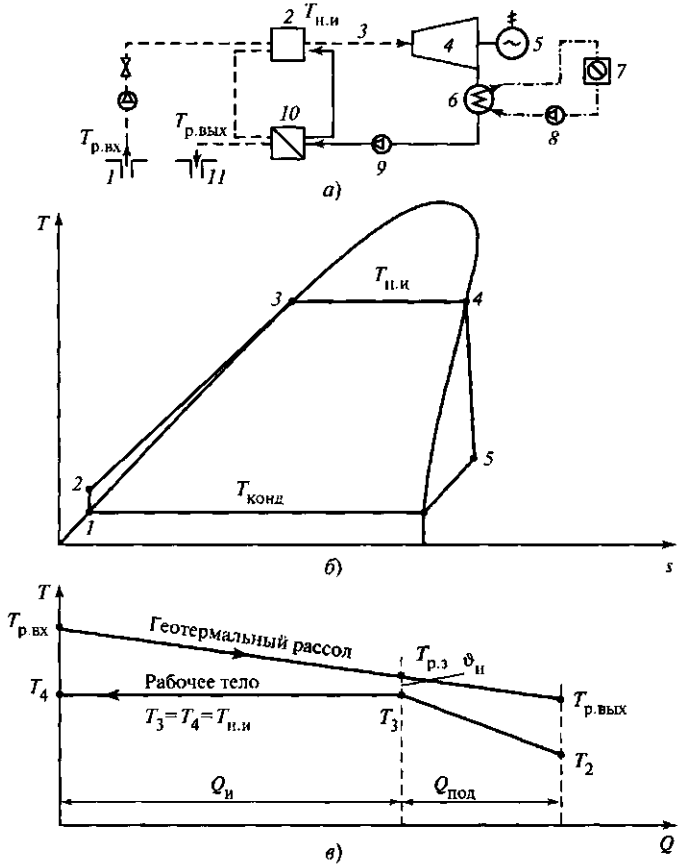


Рис. 16.3. Простейшая технологическая схема ГеоТЭС (*а*), термодинамический цикл Ренкина в *T, s*-диаграмме (*б*), температуры и тепловые потоки в подогревателе и испарителе системы (*в*):
а: *1* — подающая рассол скважина; *2* — испаритель; *3* — трубопровод сухого насыщенного пара; *4* — паровая турбина; *5* — электрогенератор; *6* — конденсатор; *7* — система отвода теплоты в окружающую среду; *8* — насос технической воды; *9* — питательный насос; *10* — подогреватель конденсата; *11* — нагнетательная скважина использованного рассола; *б*: *1—2* — сжатие в питательном насосе; *2—3* — подогрев рабочего тела в подогревателе; *3—4* — процесс испарения; *4—5* — работа пара в паровой турбине; *5—1* — охлаждение и конденсация в конденсаторе

При постоянной температуре рассола на входе $T_{р.вх}$ более высокая температура возвращаемого рассола может быть достигнута путем увеличения температуры испарения $T_{н.и}$, что одновременно снижает массовый расход рабочего тела (пара, конденсата).

Максимальная мощность рассматриваемой ГеоТЭС

$$N_{\text{ГеоТЭС}}^{\text{макс}} = (1 - T_{\text{конд}}/T_{\text{н.и}})G_{\text{р}}c_{\text{р}}(T_{\text{р.вх}} - T_{\text{р.вых}}), \qquad (16.2)$$

где $G_{\text{р}}$ — массовый расход рассола, кг/с.

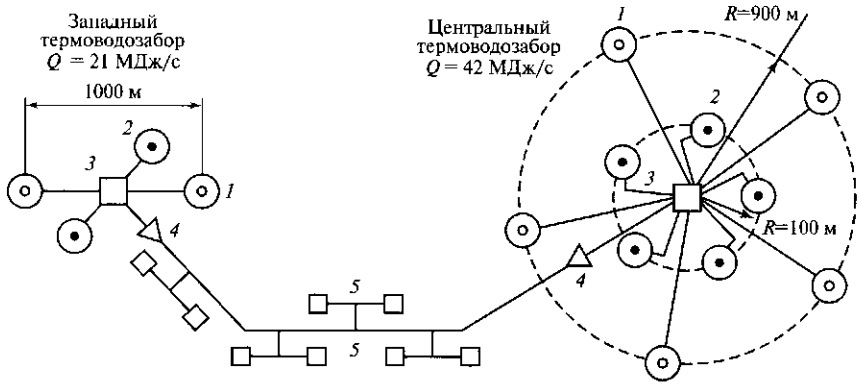


Рис. 16.4. Схема геотермального теплоснабжения г. Усть-Лабинска:

1 и *2* — эксплуатационная и нагнетательная скважины; *3* — геотермальный центральный тепловой пункт; *4* — пиковая котельная; *5* — тепловой пункт

Исследования, проведенные специалистами, показали, что, например, повышение температуры рассола $\Delta T_{р.вх} = 25$ °С (за счет более глубокого бурения скважины *1*) приводит к большему эффекту, чем уменьшение температуры конденсации с 40 до 20 °С (путем перехода от воздушного охлаждения к поверхностным конденсаторам, работающим на технической воде).

Другое направление использования геотермальной энергии — *геотермальное теплоснабжение*. Оно применяется в Краснодарском крае, на Камчатке, в Дагестане и других регионах для обогрева теплиц, отопления и горячего водоснабжения в жилищно-коммунальном секторе, при этом экономится более $400 \cdot 10^3$ т условного топлива. Предстоят обеспечение геотермальной энергией на базе Казьминского месторождения сельскохозяйственного комплекса в Ставропольском крае и геотермальное теплоснабжение г. Усть-Лабинска в Краснодарском крае. Последнее осуществляется с помощью семи эксплуатационных и семи нагнетательных скважин для обратной закачки в земные пласты охлажденного теплоносителя. Теплоснабжение выполнено двухконтурным с пиковой котельной (рис. 16.4) и рассчитано на экономию около 18 тыс. т условного топлива в год.

Создание геотермальных систем теплоснабжения позволяет уменьшить число котельных, работающих на органическом топливе, снизить вредные выбросы в атмосферу.

16.3. Ветроэнергетика

Ветер — самый изменчивый источник энергии среди всех других видов АИЭ, но в то же время мировой лидер по масштабам применения для получения электроэнергии. Это объясняется повсеместной распространенностью воздушных потоков, достижениями в мировой ветроэнергетике в последние десятилетия.

В России издавна использовалась энергия ветра. Не надо забывать, что до 1917 г. на просторах страны более 250 тыс. ветряных мельниц ежегодно перерабатывали в муку свыше 2 млрд пудов зерна. Сегодня во многих странах на берегу

морей, океанов, в условиях устойчивых по времени потоков воздушных масс применяются *ветроэнергетические установки* (ВЭУ) разной конструкции. Трехлопастные ветряки с лопастями длиной до 50 м и высотой установки 70—100 м — в настоящее время привычный элемент ландшафта во многих странах.

Ветроэнергетические установки можно разделить на агрегаты мощностью более 100 кВт, объединяемые в *ветроэлектростанции* (ВЭС) — ветропарки по зарубежной технологии, и менее мощные ВЭУ, которые работают автономно и обеспечивают электроэнергией отдельные группы потребителей.

Ряд районов России является перспективным для использования ветроэнергетики. Среди них можно в качестве примера выделить районы Байкальского региона, в частности Ольханский район. Исходя из потенциала ресурсов ветра там выбраны ветроагрегаты КБ «Радуга 6» с установленной мощностью до 6 кВт. Годовая выработка электроэнергии, приходящаяся на 1 км^2, в указанном районе составляет 1,0—1,9 млн кВт · ч.

Самая крупная в России ветряная энергоустановка, состоящая из 21 ветряка общей мощностью 5 МВт, успешно работает в пос. Куликово Калининградской обл. (российско-датский проект).

В настоящее время создан новый тип ВЭУ для безветренной погоды, работающих при скорости воздушного потока около 2 м/с (полный штиль). Они в 1,5 раза дешевле лопастных ветродвигателей и имеют большую перспективу в условиях России.

К концу XX в. установленная мощность ВЭУ в мире достигла 6000 МВт, а до 2010 г. планируется ввод до 40 ГВт мощности на базе энергии ветра. Этому способствуют достижения ведущих энергетических фирм Дании, Германии, Нидерландов, США и других стран, создание ВЭУ единичной мощности, измеряемой сотнями киловатт. Ожидается рост мощности таких установок до 3—5 МВт за счет увеличения длины лопастей и высоты башни. Для достижения мощности 5 МВт необходим ротор ветряка с длиной лопастей около 150 м, а в собранном виде масса ВЭУ достигает 250 т. Ведущая в мире датская фирма «Нордекс» сдала в эксплуатацию в Германии ВЭУ мощностью 2,5 МВт (рис. 16.5).

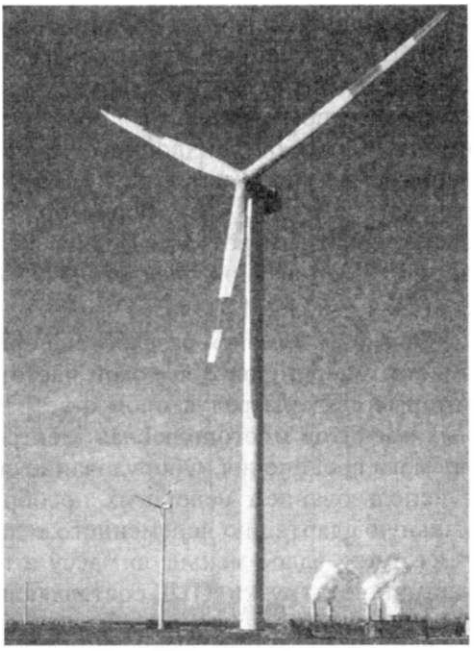


Рис. 16.5. ВЭУ мощностью 2,5 МВт фирмы «Нордекс»

Минимальная скорость ветра, необходимая для запуска ВЭУ, составляет 3—5 м/с. Запуск происходит автоматически — по сигналу датчика на вершине башни. При скорости более 25 м/с турбины автоматически отключаются.

Самую большую в мире ветроэлектростанцию стоимостью $2 \cdot 10^9$ евро устанавливают возле мыса Трафальгар в Средиземном море (Испания) для обеспечения электроэнергией города с населением 2,5 млн чело-

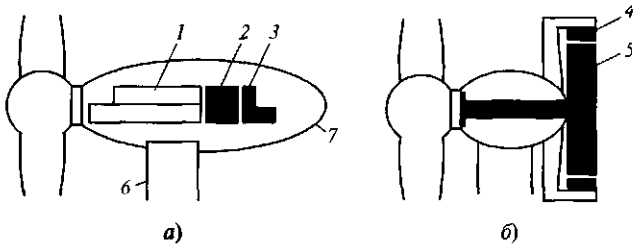


Рис. 16.6. Сопоставление капсул традиционной ВЭУ (*а*) и ВЭУ Windpower (фирмы АББ) (*б*):
1 — редуктор; *2* — асинхронный генератор; *3* — трансформатор; *4* — статор с кабельной обмоткой; *5* — ротор с постоянным магнитом; *6* — несущая мачта (башня); *7* — гондола (капсула)

век. Комплекс состоит из 500 ветряков с лопастями длиной 54 м и предотвращает попадание в атмосферу 3,5 млн т вредных газов в год, что эквивалентно ассимиляции этих газов 173 млн деревьев.

Замедление роста загрязнения атмосферы главным образом за счет ВЭУ наблюдается в Дании, Германии, Испании. Их внедрению в ряде стран предшествует создание ветровых кадастров, составление карт распределения ветроресурсов.

Конструктивная схема ВЭУ представлена на рис. 16.6. В ее традиционной схеме (рис. 16.6, *а*) энергия ветра при его скорости 3—25 м/с (максимально допустимое значение 60 м/с) передается через редуктор, асинхронный электрогенератор к трансформатору, размещенным в гондоле установки.

Концепция ВЭУ Windpower (рис. 16.6, *б*), предложенная фирмой АББ, отличается от традиционной тем, что ротор генератора с переменной частотой вращения и постоянным магнитом соединяется напрямую с ротором ветряка. При этом генерируется переменный ток высокого напряжения (более 20 кВ), который затем преобразуется в постоянный. Группу из нескольких ВЭУ объединяют, и их энергия по кабелям постоянного тока поступает к общему преобразователю, подключенному к сети. Отказ от синхронного генератора и использование генератора высокого напряжения упрощают капсулу ВЭУ, в которой отсутствуют: редуктор, устройство плавного запуска, трансформатор. Первая ВЭУ этого типа мощностью 3 МВт с трехлопастным ротором (длина лопастей 90 м) и высотой башни 70 м установлена в Швеции. При среднегодовой скорости ветра 8 м/с производительность ее составляет более 1700 кВт · ч/м^2.

Фирмой «Сименс» разработана оригинальная ветрогенераторная система. В ней вместо генераторов с высокой частотой вращения и независимым возбуждением, которые связаны редуктором с ветряком, используется возбуждаемая от постоянных магнитов многополюсная электрическая машина с низкой частотой вращения прямого соединения. Оборудование связи нового типа между генератором и сетью с использованием недорогих преобразовательных устройств обеспечивает оптимальную адаптацию переменного тока ВЭУ к переменным напряжениям сети. Система имеет вдвое меньшую массу и практически неизменный по всему диапазону частичной нагрузки КПД, составляющий около 90 %. Значительно сокращен объем технического обслуживания из-за отсутствия редуктора.

В состав ветроэлектростанции входят сама ВЭУ, размещенная на железобетонном фундаменте, распределительное устройство генераторного напряжения, повышающие трансформаторы, открытое распределительное устройство, устройства

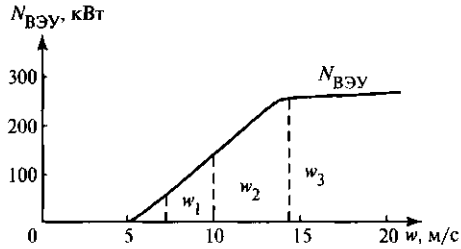


Рис. 16.7. Изменение мощности ВЭУ типа Р-250 в зависимости от скорости ветра:

w_1, w_2, w_3 — скорость ветра соответственно средняя в данном районе, обеспечивающая наибольшую выработку мощности и номинальная для данной ВЭУ

связи и сигнализации, служебное здание с центральным пультом управления и др.

Мощность ВЭУ, кВт, можно вычислить по формуле

$$N_{ВЭУ} = \lambda A w^3 \cdot 10^{-3}, \qquad (16.3)$$

где $\lambda \approx 0{,}2$ — приведенный коэффициент эффективности ветроагрегата, имеющий тенденцию к росту с повышением совершенства этого агрегата; A — площадь обметаемой поверхности ветроколеса, м^2; w — скорость ветра, м/с.

На рис. 16.7 приведено изменение мощности ВЭУ типа Р-250 в зависимости от скорости ветра, а на рис. 16.8 — общий вид и основные размеры российских ВЭУ типов Р-250 и Р-1000.

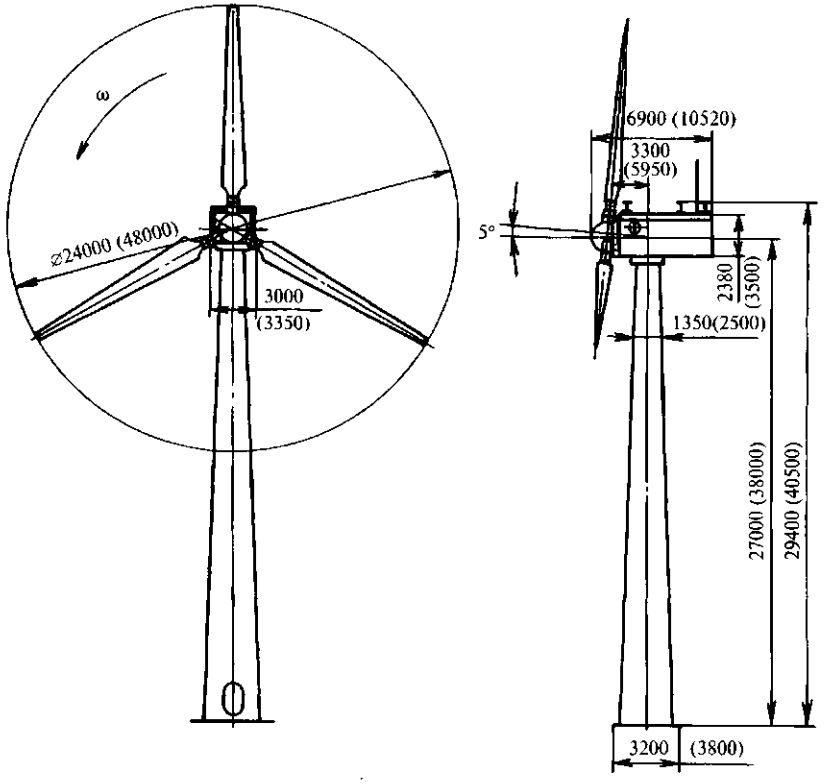


Рис. 16.8. Общий вид и основные размеры ВЭУ типа Р-250 (Р-1000)

Различают скорости ветра: среднюю для данного района w_1, обеспечивающую наибольшую годовую выработку электроэнергии w_2 и номинальную для конкретной ВЭУ w_3, позволяющую обеспечивать расчетную мощность.

При необходимости создают гибридные энергетические установки, состоящие из ВЭУ и дизель-генераторов (ДГУ). Такие ветродизельные электростанции работают с максимально возможным использованием энергии, вырабатываемой ВЭУ, и с включением ДГУ по признаку недостаточности мощности.

Для аккумулирования энергии ветра в часы минимума нагрузки в энергосистеме или при прекращении выработки электроэнергии на ВЭС в безветренную погоду можно совместить их работу с эксплуатацией ГЭС или ГАЭС.

При строительстве ВЭУ преимущество имеют установки, размещаемые в прибрежных районах, где среднегодовая скорость движения воздушных масс выше, чем на суше, турбулизация воздушных потоков меньше из-за особенностей рельефа местности. В этих районах проще решаются задачи отчуждения земель и звукового воздействия на окружающее пространство. Преимущество имеют районы, граничащие с морями и океанами. Иногда для ВЭУ используют площади прибрежного мелководья, устанавливают их на расстоянии до 10 км от берегов на глубинах акватории до 25 м.

Основными недостатками мощных ВЭС, состоящих из сотен крупных или тысяч мелких ВЭУ, являются необходимость отчуждения довольно больших площадей земли, нарушение традиционного ландшафта, звуковые воздействия на окружающую среду, нарушение путей миграции птиц и др. Для уменьшения шума вращающихся роторов ВЭУ их лопасти специально профилируются с сужением к концу, а капсула ВЭУ (см. рис. 16.6) имеет необходимую звукоизоляцию. Уровень шума в непосредственной близости от установки мощностью 1 МВт составляет до 100 дБ.

16.4. Солнечная энергетика

Солнечное излучение, достигающее Земли, характеризуется невысокой плотностью, не превышающей 1 кВт/ м^2. В зависимости от места, времени суток и погоды солнечная энергия у Земли изменяется от 3 до 30 МДж/м^2 в день. При этом учитывается как прямое, так и рассеянное атмосферой солнечное излучение.

Самые южные районы России расположены севернее 42-й параллели, поэтому возможности использования солнечной энергии в стране ограничены. Это не мешает за счет нее получать определенную экономию органического топлива.

Энергию Солнца можно использовать в целях теплоснабжения — для подогрева воды, воздуха. Эта область ее применения наиболее очевидна и широко распространена.

Другим вариантом является использование солнечной энергии на *солнечных электростанциях* (СЭС) различных модификаций:

применяющих расположенные на больших площадях и следящие за Солнцем зеркала, отражающие солнечные лучи на контрольную башню, где размещен специальный парогенератор. Примером их может служить экспериментальная Крымская СЭС мощностью 5 МВт;

состоящих из множества концентраторов плоской или изогнутой формы с коллекторами, в которых находится испаряющаяся жидкость. Каждый концентратор, независимо следящий за Солнцем, передает солнечную энергию жидкости — теплоносителю, которая собирается в главном корпусе СЭС, где в соответствии с циклом Ренкина работает паросиловая установка. В этом, как и в первом, случае концентрация солнечной энергии позволяет получать достаточно высокие температуры для генерации пара, который направляется в паровые турбины, совмещенные с электрогенераторами;

представляющих собой фотоэлектрические установки с прямым преобразованием солнечного излучения в электроэнергию с помощью *фотоэлектропреобразователей* (ФЭП). Эти СЭС наиболее перспективны.

В основе ФЭП лежит кремний, запасы которого неистощимы — земная кора на 30 % состоит из его соединений. Чистый кремний используется при изготовлении микрочипов, технология его получения и обработки совершенствуется с каждым годом. Цена его пока высока — от 40 до 100 долл. за 1 кг кремния, пригодного для ФЭП.

По данным РАО «ЕЭС России», в мире происходит активный рост производства ФЭП, который составил за последние 5 лет 30 % (США, Япония, Германия и др.). Метод с использованием ФЭП позволяет создавать фотоэлектрические станции (ФЭС) различной мощности путем добавления или отключения отдельных модулей. Эти электростанции имеют малый расход электроэнергии на собственные нужды, на них легко можно осуществлять автоматизацию технологического процесса, они безопасны в эксплуатации и обладают высокой надежностью. При КПД солнечных элементов 15—20 % удельная выработка электроэнергии достигает 300 кВт · ч/год на 1 м^2 площади поверхности солнечных элементов.

В НПО «Астрофизика» изготовлены, а в ОАО «Ставропольэнерго» (г. Кисловодск) испытаны автономные и блочные СЭС мощностью до 5 кВт с использованием параболических концентраторов с металлическими зеркалами диаметром 5 и 7 м. Установки оснащены автоматическими системами слежения за Солнцем. Более мощные СЭС этого типа проектируются для размещения в г. Кисловодске и Ростове-на-Дону.

Первая энергосистема, объединяющая ФЭС, была построена в 1984 г. в США, имела проектную мощность 2,3 кВт и общую площадь поверхности элементов 3000 м^2. Для ФЭС мощностью до 10 МВт задачей является снижение себестоимости солнечного электричества до 10—12 центов за 1 кВт · ч. Подсчитано, что 1 кг кремния на такой ФЭС за 30 лет может выработать 300 МВт · ч электроэнергии.

Большие спортивные парусные яхты, на которых яхтсмены совершают кругосветные путешествия, по степени технической оснащенности соперничают с современными авиалайнерами, потребляя значительное количество электроэнергии. Эта электроэнергия вырабатывается дизель-генераторами, а также вспомогательными средствами — ветрогенераторами и комплектом солнечных батарей-фотоэлектропреобразователей, установленных на палубе. Это позволяет использовать энергию ветра и солнца для подзарядки бортовых аккумуляторов.

Системы *солнечного теплоснабжения (гелиоустановки)* бывают пассивными и активными. Простые и дешевые *пассивные* системы — «солнечные дома» — не требуют дополнительного оборудования, так как для сбора и распределения солнечной энергии здесь используются архитектурные и строительные элементы

здания. Солнечная радиация нагревает стены, чаще зачерненные и обращенные на юг, а воздух, омывающий их, нагревается и поступает в помещения здания. Циркуляция воздуха организуется за счет естественной конвекции или осуществляется с помощью вентиляторов.

Активные системы солнечного теплоснабжения обладают большими возможностями, а при наличии специального оборудования эти возможности и область применения их расширяются. Основным элементом такой системы является *солнечный коллектор*. Он преобразует солнечное излучение в теплоту, передаваемую теплоносителю, который циркулирует в коллекторе. В систему входят также аккумуляторы, выполняемые в виде емкостей (баков), заполненных аккумулирующим теплоту веществом (обычно водой). На 1 м^2 площади поверхности солнечного коллектора приходится в среднем 0,1 м^3 вместимости бака-аккумулятора.

Активные системы солнечного теплоснабжения оборудуют дублирующим источником теплоты (водогрейными котлами на органическом топливе, электронагревательными котлами), который полностью обеспечивает объекты теплотой при недостатке или отсутствии солнечной радиации.

На рис. 16.9 приведен график качественного изменения характеристик гелиоустановки и объекта теплоснабжения в течение года. Из рисунка видно, что тепловая мощность установки возрастает летом с увеличением площади поверхности солнечных коллекторов A, а тепловая нагрузка объекта снижается. Это обосновывает применение аккумулирующих систем. Естественно, зимой тепловая мощность теплоустановки не обеспечивает полное снабжение объекта теплотой, поэтому требуется включение дублирующего источника — котельной.

В солнечных коллекторах в качестве теплоносителя используют воду, раствор этиленгликоля, органические вещества, воздух. Каждый из этих веществ имеет свои преимущества и недостатки, а предпочтение отдают незамерзающим жидкостям или воде в зависимости от района размещения установки.

Тепловые схемы солнечного теплоснабжения работают по прямоточной (рис. 16.10) или замкнутой (рис. 16.11) схеме движения теплоносителя. В первом случае после солнечного коллектора теплоноситель поступает непосредственно к потребителю теплоты или в бак-аккумулятор. К системе подключают и дублирующий источник — котельную.

В замкнутых схемах имеется промежуточный контур, и их варианты выбирают в зависимости от характера отопительной нагрузки, типа потребителя, климатических условий и др.

В гелиоустановках применяют фокусирующие или плоские солнечные коллекторы. Первые нагревают теплоноситель до 100—300 °С, но при этом воспринимают только прямую составляющую солнечной радиации, тогда как диффузная ее составляющая может достигать

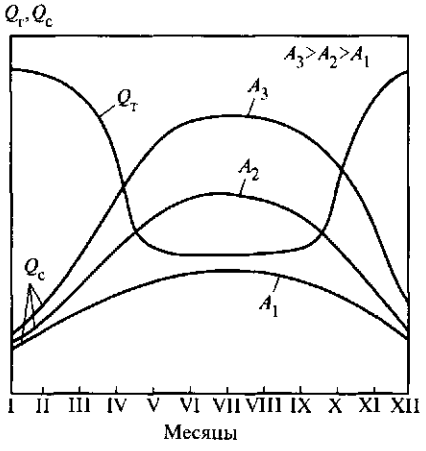


Рис. 16.9. Изменение тепловой нагрузки объекта теплоснабжения $Q_т$ и тепловой мощности гелиоустановки $Q_с$ в зависимости от времени года при различной площади поверхности солнечных коллекторов A

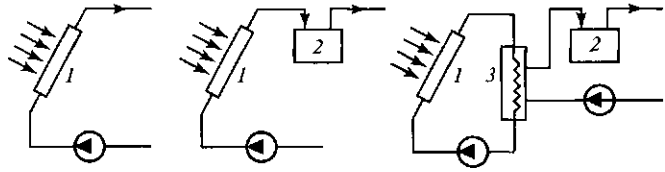


Рис. 16.10. Принципиальные схемы прямоточных систем:
1 – солнечный коллектор; *2* – бак-аккумулятор; *3* — теплообменник

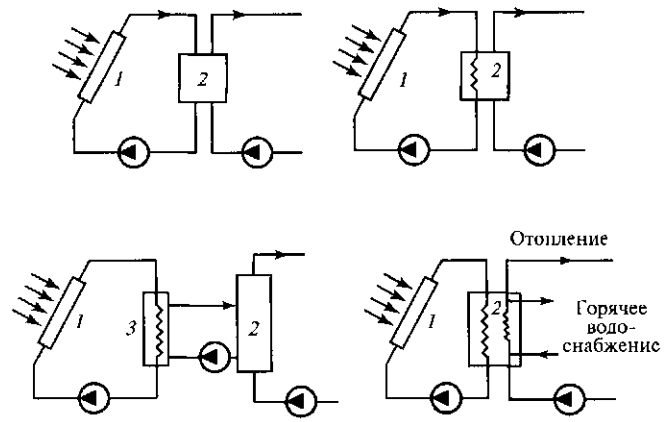


Рис. 16.11. Принципиальные схемы замкнутых систем:
обозначения те же, что на рис. 16.10

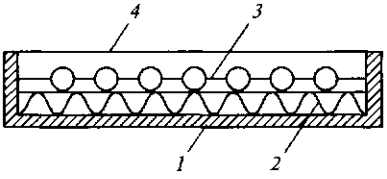


Рис. 16.12. Поперечный разрез плоского солнечного коллектора:
1 — корпус; *2* — изоляция; *3* — поглощающая поверхность; *4* – прозрачное покрытие

в северных широтах 40 % суммарной радиации. Эти коллекторы вдобавок заметно дороже, что обусловливает преимущественное применение плоских солнечных коллекторов (термин «плоский» имеет условный характер). В них можно выделить следующие элементы (рис. 16.12): прозрачное покрытие *4*, изоляцию *2* для уменьшения тепловых потерь, поглощающую поверхность *3* и др.

Бульшая часть солнечной радиации поглощается поверхностью, и определенная ее доля передается теплоносителю, тогда как остальная теряется при теплообмене с окружающей средой. КПД солнечного коллектора, представляющий собой отношение полезной энергии, полученной коллектором, к падающей на плоскость коллектора энергии солнечного излучения, по данным испытаний изменяется в пределах $\eta_к = 0{,}2 \div 0{,}8$ в зависимости от конструктивных и климатических факторов.

Южнорусской энергетической компанией (г. Краснодар) организовано солнечное теплоснабжение ряда объектов. В санаторном комплексе г. Сочи (рис. 16.13) таким образом обеспечивается отопление группы лечебных корпусов и других

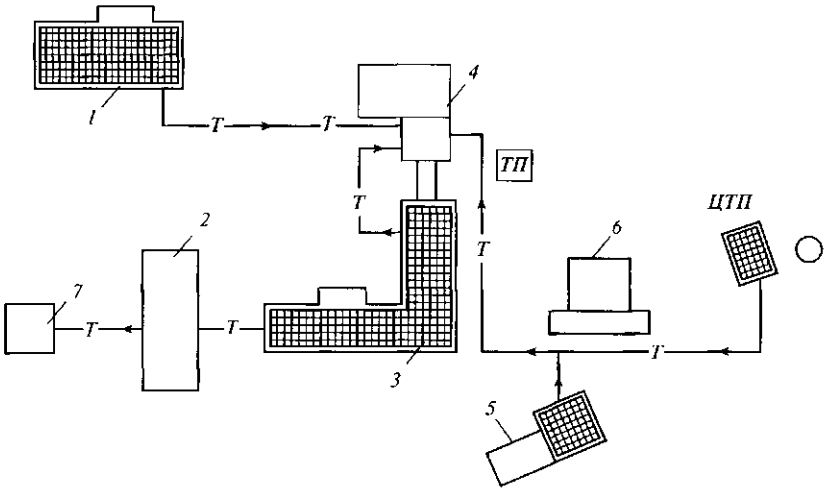


Рис. 16.13. Схема компоновки гелиоустановок санатория в г. Сочи:
1 и *3* — спальные корпуса; *2* — клубный корпус; *4* — лечебный корпус; *5* — столовая; *6* — плавательный бассейн; *7* — дачный корпус; *ТП*, *ЦТП* — тепловые пункты; *Т* — теплоноситель

помещений. Гелиоустановка состоит из 260 солнечных коллекторов общей площадью 156 м^2 (первая очередь). Эти коллекторы размером 0,6×1,0×0,1 м имеют стальные теплопоглощающие панели, окрашенные черной эмалью, стекло толщиной 4 мм, теплоизоляцию из полистирола, облицованного оцинкованной сталью. Они устанавливаются на плоской кровле зданий под углом 45° с ориентацией на юг.

В зависимости от потребления горячей воды могут быть задействованы все солнечные коллекторы или их часть. Догрев воды после гелиоустановки при пасмурной погоде в течение продолжительного периода и в зимнее время осуществляется в катодных электрокотлах ЭВК-45 мощностью по 45 кВт.

Опыт многолетней эксплуатации теплоустановок показал, что основные затраты (до 60 %) приходятся на приобретение и монтаж солнечных коллекторов, а использование электрокотлов в качестве дублирующего источника теплоты не приводит к существенному увеличению срока окупаемости.

В г. Таганроге проведено испытание гелиоустановки с воздушными солнечными коллекторами без системы аккумулирования для отопления промышленных зданий (рис. 16.14). Наружный воздух, всасываемый вентилятором, пропускается через солнечные коллекторы гелиоустановки и по каналам в строительных конструкциях здания распределяется по отапливаемым помещениям. Дублирующим устройством может служить калорифер дополнительного нагрева воздуха. В помещениях организуются его очистка и рециркуляция.

Солнечная энергия используется также в Бурятии, где годовая продолжительность солнцестояния составляет до 2500 ч (число солнечных дней в году достигает 170). Гелиоустановки особенно эффективны при замене электронагревательных систем в удаленных районах республики.

Эффективно использовать солнечное излучение можно для повышения мощности или экономии топлива в ПГУ с котлом-утилизатором. Через солнечные элементы, работающие по принципу прямоточного парового котла, пропускают часть питатель-

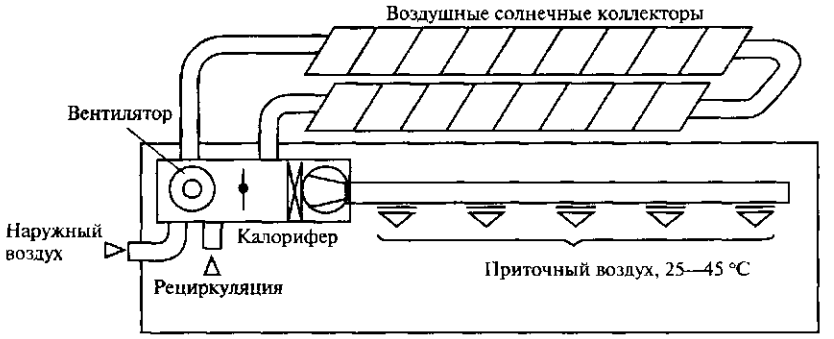


Рис. 16.14. Гелиоустановка с воздушными солнечными коллекторами без системы аккумулирования

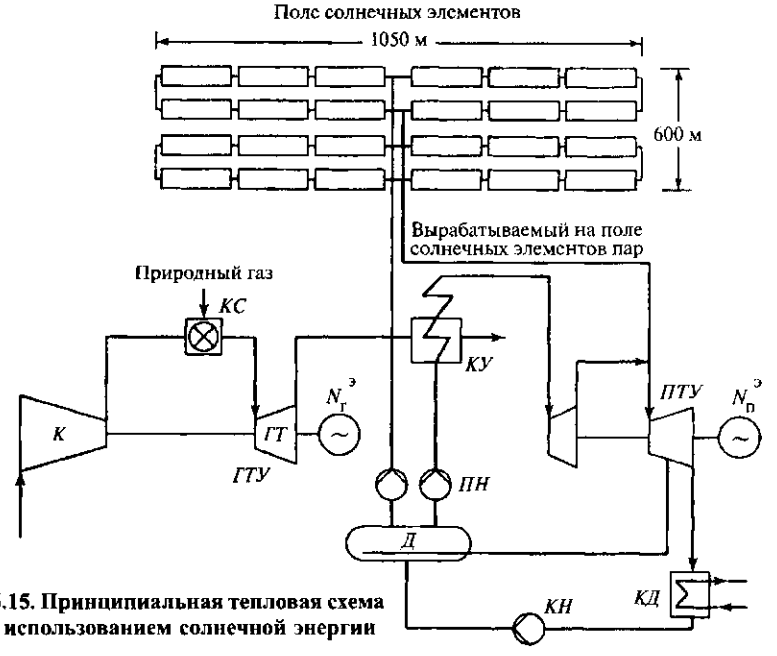


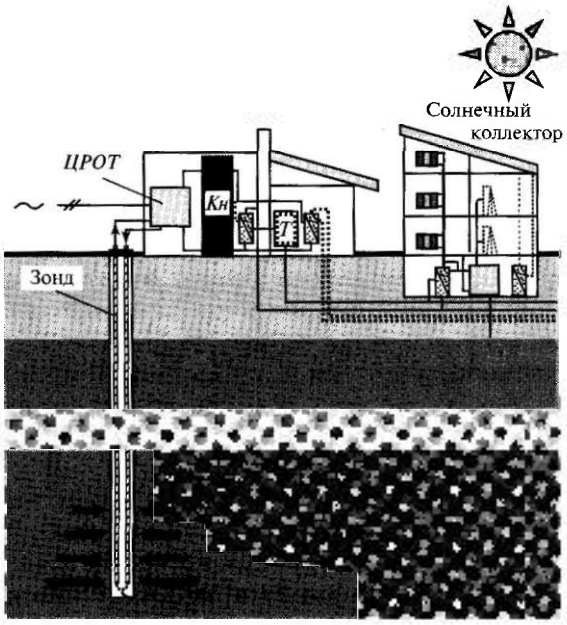
Рис. 16.15. Принципиальная тепловая схема ПГУ с использованием солнечной энергии

ной воды паротурбинной установки ПГУ, и в них генерируется пар. Из-за низких параметров его направляют в ЧНД паровой турбины. Это позволяет снизить мощность энергетической ГТУ и сократить расход потребляемого топлива (режим топливосбережения). Получаемый в солнечных элементах пар можно использовать и для покрытия пиковой электрической нагрузки в районах, где ее время совпадает с временем интенсивного солнечного излучения (режим повышения мощности). При неизменных затратах топлива такой режим позволяет повысить выработку электроэнергии в «богатых солнцем» районах до 40 %. На 100 МВт установленной мощности необходима площадь поверхности солнечных элементов 0,6 км^2 (рис. 16.15).

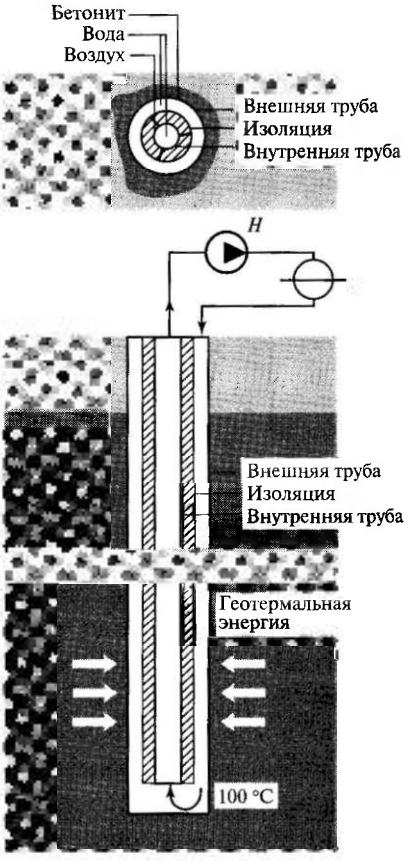
В жаркой безжизненной пустыне американского штата Невада специалисты энергетики разместили 19 300 солнечных коллекторов, собирающих лучи с помощью параболических зеркал и направляющих их на трубы, по которым течет масло. Оно, в свою очередь, разогревается до 400 °С и затем в теплообменниках доводит воду до кипения; отсепарированный пар приводит в действие паровую турбину ТЭС мощностью 64 МВт. Уникальная энергетическая установка Nevada Solar One обеспечивает электроэнергией 40 тыс. коттеджей. Это обходится дешевле, чем в случае преобразования солнечной энергии в электрическую с помощью фотоэлементов, так как КПД такой установки заметно выше.

Имеются разработки, позволяющие сочетать два вида АИЭ: геотермальную и солнечную энергии. Система GesotermS (Германия) состоит из гелиоустановки и геотермального глубинного зонда (рис. 16.16).

Зонд представляет собой систему «труба в трубе» (рис. 16.16, *б*), опущенную на глубину около 5000 м. Гелиоустановка работает в солнечные дни (преимущественно летом), а геотермальный зонд — в течение остальной части года. В обычных геотермальных установках необходимы по крайней мере два типа скважин и срав-



а)



б)

Рис. 16.16. Конфигурация источника возобновляемой энергии GesotermS для выработки электроэнергии и теплоты (*а*), глубинный зонд (*б*):

ЦРОТ — цикл Ренкина на органическом теплоносителе (аммиак, пропан); *Кн* — конденсатор; *Т* — тепловой буфер; *Н* — насос

нительно высокие затраты на работу насосов и водоподготовку. Расположение рассматриваемых геотермальных систем с глубинными зондами не зависит от местных геологических условий. Они могут быть размещены в городе. Эта замкнутая гидравлическая система не требует второй скважины для обратной закачки воды. Для работы необходим насос относительно малой мощности. Следует учитывать, что на каждые 100 м глубины температура возрастает почти на 3 °С. Поэтому вода, запущенная в скважину на глубину 5000 м, нагревается до 175—200 °С.

16.5. Другие новые технологии производства электроэнергии и теплоты

Приливные электростанции (ПЭС) могут работать как в период прилива (подъема уровня моря), так и в период отлива — поочередно или избирательно. Источником энергии является не сила падения воды, как на гидроэлектростанциях, а энергия вращения Земли.

Уровень прилива зависит от местоположения на земном шаре, формы береговой линии и рельефа дна, достигая от нескольких сантиметров (Черное, Балтийское, Средиземное моря и др.) до 10—15 м в океанских заливах. В России наибольший прилив наблюдается в Мезенском заливе Белого моря (10 м) и в Пенжинской губе Охотского моря (13 м). На периодичность и характеристики приливов оказывают влияние гравитационное воздействие Земли, Луны и Солнца, местные условия и др.

Использование прилива характеризуется малыми напорами работы турбин ПЭС, которые изменяются как по значению, так и по направлению при двухсторонней эксплуатации (прилив — отлив). На экспериментальной Кислогубской ПЭС мощностью 0,45 МВт (Кольский полуостров) они составляют от 0,5 до 2,7 м, тогда как на крупнейшей в мире ПЭС «Ранс» (Франция) — от 1 до 11 м.

Исследованные в России створы возможного создания ПЭС указывают на вероятность их работы с довольно большими мощностями: для Тугурской ПЭС в Хабаровском крае — 8 ГВт; для Мезенской ПЭС на Белом море — 11,4 МВт; для Пенжинской ПЭС на Охотском море — 87 МВт. При этом число гидротурбин исчисляется сотнями. Проблемы состоят в поисках больших инвестиций, в осуществлении мероприятий, необходимых для адаптации в энергосистемах ПЭС с переменной в суточном цикле мощностью.

Принципиальные схемы движения потока воды через гидротурбины ПЭС приведены на рис. 16.17. Применение вертикальных турбин на ПЭС связано со сложностью конструкции подводной части здания при двухсторонней работе установки. Предпочтительно использование горизонтальных турбин. Самая крупная из них мощностью 240 МВт работает на ПЭС «Ранс» (Франция) (рис. 16.18).



Рис. 16.17. Принципиальные схемы движения потока воды через вертикальную (*а*) и горизонтальную (*б*) турбины

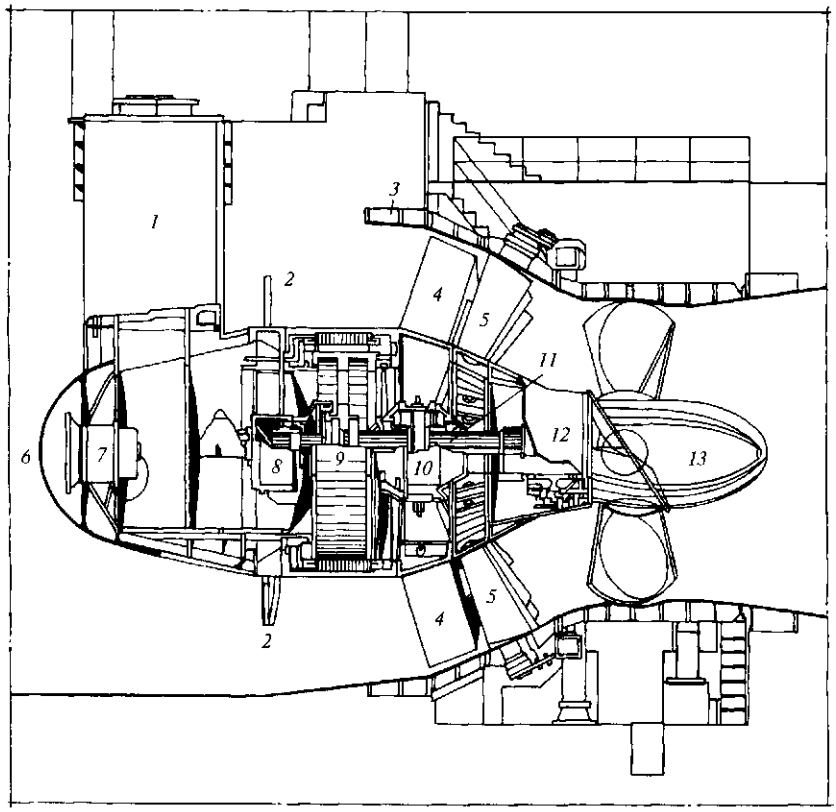


Рис. 16.18. Гидроагрегат приливной электростанции «Ранс»:

1 — шахта сообщения; *2* — преднапряженные железобетонные растяжки для крепления кожуха бульбы к бетону водовода; *3* — металлический кожух, подводящий воду к турбине; *4* — статор турбины; *5* — поворотный направляющий аппарат; *6* — обтекатель-охладитель; *7* — вентилятор; *8* — подшипник; *9* — генератор; *10* — подшипник, скомбинированный с подпятником; *11* — вал; *12* — переходный конус кожуха турбины; *13* — рабочее колесо

Океанские тепловые электростанции (ОТЭС) используют перепад температур поверхностных и глубинных слоев воды морей и океанов.

Летом в результате прогрева поверхности воды солнцем и соответствующих физических процессов ее температура круглосуточно выше, чем в другие времена года. Зимой температура воды под льдом составляет 0 ÷ –3 °С, температура воздуха над водоемом ниже 0 °С. Эти перепады температур позволяют организовать работу тепловой машины, в которой происходит преобразование теплоты, запасенной в поверхностных слоях воды или атмосфере, в электрическую. Такие установки имеют преимущество по сравнению с ветроэнергетическими и солнечными преобразователями энергии, так как вода аккумулирует энергию Солнца в течение длительного времени.

На рис. 16.19 представлена схема установки, использующей теплоту слоев воды при отрицательных температурах наружного воздуха. Она включает в себя испари-

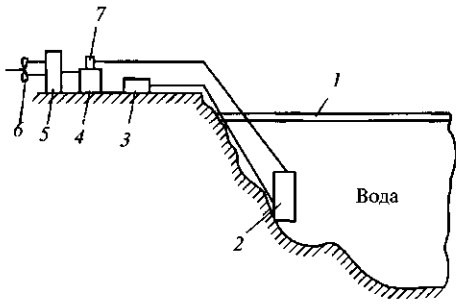


Рис. 16.19. Устройство и схема расположения зимней тепловой энергетической установки:
1 — ледяной покров водоема; *2* — испаритель; *3* — турбина; *4* — конденсатор; *5* — градирня; *6* — вентилятор обдува градирни; *7* — насос

тель *2*, расположенный под льдом водоема, турбину *3*, конденсатор *4*, вентиляторную градирню *5*, конденсатный насос *7* и др. Рабочей средой, заполняющей испаритель, служит легко испаряющаяся жидкость с низкой температурой замерзания. При использовании пропана температура в конденсаторе $T_к = 231$ К, а температура сжиженного газа за насосом $T = 268$ К и абсолютный внутренний КПД теплового двигателя составляет около 10 %.

В табл. 16.1 приведены проектные показатели плавающих ТЭС для промышленного производства электроэнергии с использованием нагретой воды в теплых зонах Мирового океана.

Насосы с турбинным приводом подают теплую воду из верхних слоев океана в теплообменник-испаритель, работающий на аммиаке или фреоне-22. Пар жидкости используется в турбине, подключенной к электрогенератору, затем сжижается

Таблица 16.1

Проектные показатели плавающих ОТЭС мощностью 100 МВт

Показатель	ОТЭС фирмы	
	«Локхид»	SSP
Разность температур, °С	22,2	22,2
Расход теплой воды, $м^3/с$	400	248
Удельный массовый расход теплой воды, кг/(кВт · ч)	15 076	9036
Объемный расход холодной воды, $м^3/с$	412	136
Удельный массовый расход холодной воды, кг/(кВт · ч)	15 585	4953
Площадь поверхности, приходящейся на 1 кВт мощности, $м^2$/кВт:		
для испарителя	3,26	1,09
для конденсатора	2,93	1,16
Мощность, МВт:		
полная	132,9	122,4
отдаваемая	98,0	101,6
Диаметр трубы для холодной воды, м	—	8,5
Полная масса, т	—	25 400
Рабочее тело	Аммиак	Фреон-22

в конденсаторе, куда поступает океанская вода с глубины 500—600 м. Установки смонтированы на специальных платформах.

Для условий России актуальны зимние (арктические) ОТЭС, расположенные у побережья Северного Ледовитого океана. На них можно использовать бульший перепад температур, чем на тропических ОТЭС, так как температура воды составляет около 0 °С, а температура воздуха –30 ÷ –40 °С.

Использование биомассы. *Биомассой* называют органические вещества растительного или животного происхождения, которые могут быть применены для получения электроэнергии, теплоты или технически удобного вида топлива (биогаза). При этом используется термохимическая или биологическая конверсия.

В начале XX в. в России 40 % первичных источников энергии составляло древесное топливо, доля которого к настоящему времени снизилась в 100 раз. Его заменило более калорийное органическое топливо — уголь, нефть и ее производные, природный газ. Доля древесного топлива в топливном балансе Швеции и Финляндии значительно выше и достигает 20 %.

На территории России находится 24 % мировых лесных ресурсов. Годовой прирост древесины достигает $1 \cdot 10^9$ м^3, а возможный объем ее заготовки оценивается специалистами в $2{,}0 \cdot 10^8$ м^3 (в пересчете на условное топливо $38 \cdot 10^6$ т). Это топливо можно использовать в газогенераторных энергоустановках. В настоящее время разработан ряд газогенераторов российского производства мощностью 100—5000 кВт.

Оригинальное комбинированное сжигание органического топлива (угля, природного газа, мазута) и биомассы (соломы и древесных отходов) реализовано на энергоблоке «Аведора» (Дания). Тепловая схема энергоблока включает в себя:

основную паросиловую установку (паровой котел и паровую турбину) электрической мощностью 460 МВт с начальными параметрами свежего пара и пара промежуточного перегрева: 30,0/6,4 МПа и 582/600 °С при расходе свежего пара около 300 кг/с и температуре питательной воды 320 °С;

две энергетические ГТУ фирмы Rolls Royce с котлами-утилизаторами с параметрами по ISO: $N_г^э = 55$ МВт; $\eta_г^э = 41{,}6$ %. Газотурбинные установки вырабатывают электроэнергию, а в КУ подогревается питательная вода паросиловой установки и отпускается теплота;

котельную установку для сжигания биомассы, вырабатывающую пар с параметрами 30 МПа и 582 °С, который направляется в основную паровую турбину. Паропроизводительность котла составляет 40 кг/с при $\eta_к = 93$ %.

Солома с ряда ферм восточных областей Дании подается ленточным конвейером со склада в котел для сжигания биомассы. Измельчитель соломы перед котлом шинкует ее, затем измельченная масса поступает в топочную камеру. Низшая рабочая теплота ее сгорания составляет 14,3 МДж/кг. При необходимости солому можно заменить природным газом. Оригинальная конструкция котла позволяет на начальной стадии сгорания соломы реализовать процессы пиролиза и газификации, а затем осуществлять основной процесс горения. Выбросы NO_x составляют в среднем 200—250 мг/м^3.

На территории ТЭС установлена фабрика по производству древесных гранул (паллет) из древесных отходов, а также соломенных гранул, заменяющих уголь на старых электростанциях. Древесные гранулы измельчаются в трех угольных

мельницах основного парового котла, при сжигании их обеспечивается нагрузка котла до 70 % номинальной.

Объем древесных отходов на предприятиях лесопромышленного комплекса России зависит от характера производства и составляет 5—60 %. Часть отходов утилизируется на производстве, часть продается для выпуска бумаги или древесно-стружечных плит (ДСП). Но многие из них остаются гнить на свалках или короотвалах. Осваивается самое простое направление превращения отходов в топливо — производство *древесных гранул* (*пеллет**), которые представляют собой прессованные изделия из древесины диаметром 4—12 мм, длиной 20—50 мм. Они в основном состоят из высушенных опилок, стружки, древесной муки, щепы и древесной пыли.

Сжигание гранул приводит к выделению углекислого газа, объем которого не превышает выбросы, имеющие место при естественном разложении древесины.

Теплота сгорания пеллет по сравнению с другими видами топлива приведена ниже:

Топливо	Теплота сгорания, кДж/кг
Мазут	38 900
Дизельное топливо	41 800
Уголь	16 900
Пеллеты	17 300

Зольность гранул не превышает 1,5 % насыпная масса равна около 650 кг/м^3, содержание серы — менее 0,08 %. Влажность пеллет составляет менее 12 %, а процесс горения протекает, как и у мелкой фракции угля, поэтому оно стабильно.

В России строится достаточно большое число заводов по производству пеллет с западной и российской технологиями. Их продукция ориентирована для использования на российских ТЭЦ и в котельных и на продажу европейским странам с применением при перевозке морского транспорта. Технология производства пеллет достаточно проста: поступающее со склада сырье, подвергается дроблению и сушке в барабанных сушилках, затем следуют гранулирование, охлаждение и, наконец, упаковка. Производительность предприятий по изготовлению пеллет в среднем составляет 1 т/ч, а себестоимость 600—900 руб/т.

Строительство пеллетных ТЭЦ выгодно там, где нет больших запасов леса и ископаемых энергоресурсов. Пеллетное топливо в России пока мало востребовано, но зато пользуется колоссальным спросом в других странах с суровыми зимами. Пеллетные заводы строятся в Архангельской, Калужской, Тверской, Ленинградской областях, Красноярском крае, Карелии и др. Стоимость строительства такого завода колеблется от 2 до 10 млн долл. При поставках на экспорт завод окупается в течение 2 лет.

Другое направление использования энергии биомассы — биоконверсия органических отходов животноводства, птицеводства, растениеводства, бытового мусора. В результате таких процессов можно генерировать биогаз, состоящий в основном

* В некоторых изданиях используется термин «пиллет».

из метана. В России разработаны биогазовые установки различной производительности, использование которых в народном хозяйстве окупается менее чем за 2 года.

Сжигание бытового мусора на *мусоросжигательных заводах*, производящих при этом электрическую энергию и теплоту, широко используется во многих европейских странах (Германии, Швейцарии, Бельгии), в Японии. Возникают проблемы с очисткой дымовых газов от диоксидов и с утилизацией или захоронением до 30 % сухой массы отходов.

Примером образцового мусоросжигания служит завод в г. Вене, расположенный в жилом районе и вырабатывающий теплоту для потребителей. В России работают мусоросжигательные заводы в г. Москве, Владимире, Мурманске, Пятигорске, Сочи и др. В зависимости от температуры генерируемого в котлах пара КПД цикла Ренкина в этих установках не превышает 15 %.

Топливные элементы (ТЭ) представляют собой электрохимические устройства, преобразующие химическую энергию топлива непосредственно в электрическую. Они вырабатывают электроэнергию в результате электрохимической реакции. Их КПД изменяется от 40 до 61 %, поэтому топливные элементы могут стать основой высокоэффективного энергетического гибридного цикла. Эффективность топливной ячейки не зависит от ее размера и нагрузки (рис. 16.20), а образующаяся в процессе реакции теплота может быть эффективно использована в когенерации.

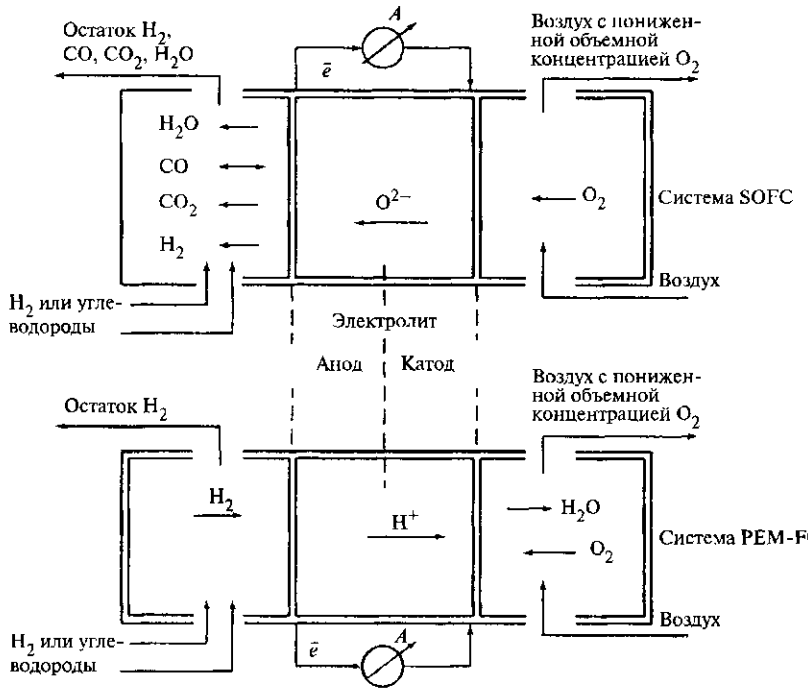


Рис. 16.20. Схема работы топливных элементов (фирмы «Сименс»)

Таблица 16.2

Технические данные топливных элементов фирмы «Сименс»

Тип топливного элемента	Температура среды, °С	КПД генерации электроэнергии, %, не более	Используемое топливо	Примечание
PEM-FC (полимер-электролит, мембранный ТЭ)	60—80	40	Природный газ, водород	Демонстрационная установка
PAFC (фосфорно-кислотный ТЭ)	160—220	40	То же	Коммерческое изготовление более 200 шт.
MCFC (плавкие карбонаты в ТЭ)	620—660	65	Природный или синтетический газ, водород	Демонстрационная установка
SOFC (твердокерамический ТЭ)	800—1000	70	То же	То же

Топливные элементы имеют исключительно низкие уровни выбросов вредных веществ. Они вырабатывают электроэнергию химическим путем почти так же, как батарейки. Но в последних используются весьма вредные для экологии вещества, а в ТЭ применяются водород и кислород, и на выходе из них получается чистая вода. Они не запасают энергию, а вырабатывают ее из топлива, как электростанции.

Значительные успехи в разработке топливных ячеек достигнуты фирмой «Сименс» (Германия). Созданы демонстрационные и действующие установки, подтверждающие перспективность проводимых исследований (табл. 16.2).

После слияния с подразделением фирмы «Вестингауз» фирма «Сименс» стала ориентироваться на создание энергоустановок с твердооксидными топливными элементами трубчатой конструкции.

Топливные элементы компонуются в отдельные блоки и состоят из круглых или приплюснутых трубчатых элементов длиной 50—150 мм. Мощность одного элемента достигает 200 Вт при напряжении 0,65 В. Удельная мощность топливных элементов не превышает 200 Вт/кг (200 Вт/м^3), а удельные затраты на 1 кВт установленной мощности составили в 1998 г. 12 тыс. долл. США с тенденцией к снижению этого значения к 2006 г. до 500 долл. США (прогноз).

Устройство, состоящее из модулей ТЭ, систем подачи топлива и окислителя, отвода продуктов реакции и автоматики, называют электрохимическим генератором (ЭХГ). Энергоустановка на основе ТЭ включает в себя кроме ЭХГ следующие системы: подготовки и переработки топлива и окислителя, преобразования постоянного тока в переменный (инвертор), переработки продуктов реакции и утилизации их теплоты.

Канадской фирмой разработана стационарная энергоустановка с твердополимерными ТЭ мощностью 250 кВт, работающая на природном газе. Американской фирмой создан образец энергоустановки с фосфорно-кислотными ТЭ мощностью 200 кВт и комбинированной выработкой электрической энергии и теплоты.

К сожалению, водород взрывоопасен, поэтому его пытаются хранить в менее опасном виде (углеводороды). Разложение природного газа, бензина, спиртов с помощью катализаторов позволяет получать водород и небольшое количество диоксида. Основное внимание специалисты уделяют спиртам — прежде всего метиловому. Разработаны технологии получения водорода из отходов сельскохозяйственных растений. Стебли кукурузы или овса позволяют получить спирты или глюкозу, а после каталитического разложения при температуре около 200 °С выделяются водород, диоксид и немного метана.

Особый интерес к ТЭ проявляют автомобильные компании. В 2003 г. в Калифорнии состоялось первое ралли автомобилей, работающих на ТЭ. Ряд государств разработали национальные программы создания ТЭ для энергетики. В США это программа «Fuel Cells and Hydrogen: The Path Forward», рассчитанная на ближайшие 10 лет. Один из разделов программы посвящен созданию гибридных систем «топливные элементы — газотурбинная установка». Объединение этих элементов в единую установку повысит ее КПД до 80 %.

Для гибридных циклов особенно подходят твердооксидные и жидкостно-карбонатные топливные ячейки с высокотемпературным потоком газа на выходе, энергию которого может использовать ГТУ (рис. 16.21).

Мечта энергетиков — накапливать производимую электроэнергию, чтобы при возникших перебоях в ее производстве использовать эту энергию, реализована швейцарской компанией АББ. На Аляске (США) работает крупнейшая в мире система накопления электроэнергии на базе аккумуляторных батарей по технологии АББ стоимостью 30 млн долл. Ежегодно она позволяет сократить перебои в подаче электроэнергии более чем на 60 %.

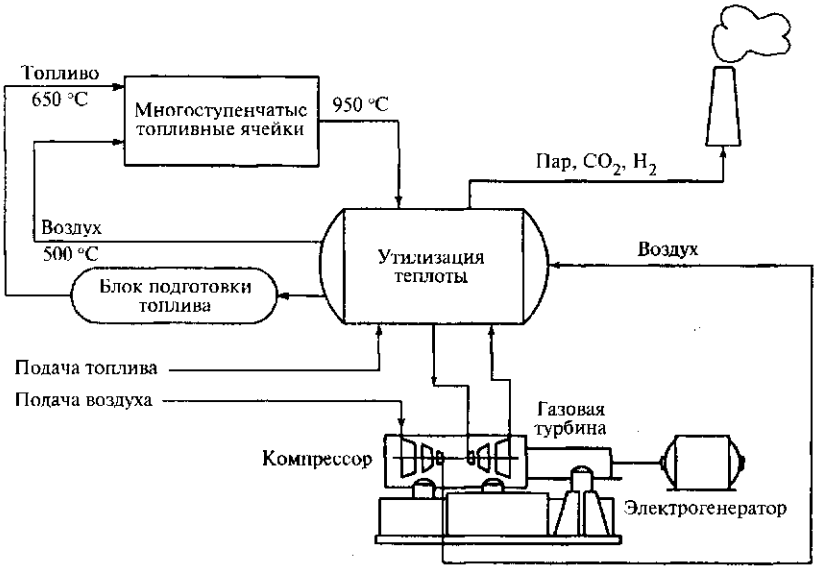


Рис. 16.21. Гибридный цикл с использованием топливных элементов

16.6. Энергосбережение и энергоэффективность

Экономика России в определенной мере энергорасточительна, а прямые потери энергоресурсов при добыче, транспортировке, переработке и потреблении достигают 40 %. Страна потребляет в 3—4 раза больше энергоресурсов в расчете на единицу произведенной продукции и в 7—8 раз больше в расчете на 1 м^2 жилой площади по сравнению с индустриально развитыми странами. В итоге недостаточная конкурентоспособность российской продукции на мировых рынках тормозит устойчивое развитие экономики страны.

Основная причина такого положения дел кроется в физическом износе, наступившем 10—15 лет назад, и в моральном старении (30—40 лет назад) оборудования, в частности в энергетике. На преодоление этого отставания стране нужны миллиарды долларов, ориентация на новые технологии, четкая программа в сфере энергоснабжения и энергоэффективности. Эти задачи необходимо решить до 2010 г., так как в противном случае они станут факторами, ограничивающими экономическое развитие России.

Структура мощностей в энергетике не соответствует структуре потребления, особенно в сфере централизованного теплоснабжения. В свое время в крупных городах были созданы энергоблоки с избыточными теплофикационными мощностями, которые сейчас загружены не полностью в связи с тем, что промышленность до 60 % уменьшила свои потребности в теплоте. Использование недогруженных ТЭЦ в конденсационном режиме значительно увеличивает удельный расход топлива. Комбинированное производство теплоты и электроэнергии с применением парогазовой технологии позволит сэкономить до 30 % сжигаемого на ТЭЦ природного газа.

В настоящее время специалисты уделяют большое внимание новым технологиям в энергетике, о которых было сказано выше: солнечной, геотермальной, ветровой энергетике, топливным элементам, использованию водородного топлива. Однако эти технологии не окажут в ближайшие 30 лет существенного влияния на энергетику, которую необходимо ориентировать на парогазовые технологии.

Водород — наиболее экологичное топливо, но трудно предположить, что в ближайшие 20 лет его стоимость приблизится к стоимости природного газа. Использование водорода в экологически чистых топливных элементах позволит получить электроэнергию с высоким КПД. Вместе с тем в ТЭ она производится при малых плотностях тока на пластинах, что не позволяет иметь энергоустановки с большими мощностями.

Возможности энергосбережения в стране оцениваются до 40 % современного энергопотребления. При этом треть его потенциала приходится на топливно-энергетический комплекс. Нужно считаться с тем, что средний удельный расход условного топлива на ТЭС (70 % всех электростанций России) не снижается, а растет, приближаясь к 350 т/(кВт · ч). По данным РАО «ЕЭС России», стоимость 1 кВт установленной мощности составляет в среднем до 1800 долл. США.

На газоперекачивающих станциях выхлопные газы ГТУ выбрасываются в атмосферу с температурой до 400—450 °С и суммарным количеством теплоты более 1 млрд ГДж/год. Нерационально используются энергоресурсы и на многих крупных металлургических, химических и других предприятиях. При добыче нефти в факелах ежегодно сжигается более 8 млрд м^3 попутного газа.

Суммарный потенциал энергосбережения в России в пересчете на условное топливо по усредненным данным составляет более $500 \cdot 10^6$ т: в промышленности до $190 \cdot 10^6$ т; в топливно-энергетическом комплексе до $180 \cdot 10^6$ т; в жилищно-коммунальном хозяйстве до $80 \cdot 10^6$ т; на транспорте до $50 \cdot 10^6$ т; в сельском хозяйстве до $30 \cdot 10^6$ т.

Все изложенное заставляет вести поиск решений сбережения растрачиваемых впустую энергоресурсов. Традиционный путь развития энергетики путем создания крупных ТЭС мало привлекателен с точки зрения поиска инвестиций.

В первую очередь будут максимально использоваться возможности альтернативных источников энергии (см. § 16.1—16.5). Большую экономию энергоресурсов может дать внедрение газотурбинной и парогазовой технологий, которое позволит сократить удельный расход условного топлива с 350 до 260 г/(кВт · ч). Парогазовый энергоблок мощностью 1 млн кВт по сравнению с паросиловой установкой расходует в год на $300 \cdot 10^3$ м^3 меньше природного газа.

При строительстве современных ТЭС необходимо исключить следующие технические решения:

применение энергокомплексов с ГТУ без утилизации теплоты их выхлопных газов;

конденсационные паросиловые установки, работающие на органическом топливе;

отопительные и промышленные котельные без электрогенерирующих комплексов и др.

Энергосбережение — глобальная экономическая и социальная проблема. Оно предусматривает комплекс мероприятий, направленных на ограничение или предотвращение потерь энергии. С ним связано рациональное использование энергии.

Примером энергосбережения может служить уменьшение потерь при транспортировке энергии: установка приборов учета расходов электроэнергии, теплоты, воды, газа способствует улучшению этого показателя. Переход от паросиловых к парогазовым установкам, применение регулируемого электропривода насосов, дымососов, вентиляторов и другого оборудования, использование турбодетанторов, противодавленческих паровых турбин вместо редукционных установок являются примерами рационального использования энергии.

Важным в решении этой проблемы является разработка нормативно-правовой базы энергосбережения. Организациям предоставлено право использовать на своих предприятиях сэкономленные средства на срок окупаемости энергосберегающих мероприятий.

Большую помощь по выявлению потерь энергии оказывает *энергоаудит* (обследование) предприятий, коммунальных хозяйств и др.

Для энергетиков актуальны вопросы сокращения расхода топлива на выработку единицы энергии на электростанциях. Использование более совершенных технологических процессов на ТЭС, увеличение КПД производства энергии, применение газотурбинной и парогазовой технологий, сокращение потребления электроэнергии на собственные нужды и потерь в линиях электропередачи при доставке энергии потребителям позволят решить эту задачу. Значительный вклад в экономию невозобновляемых энергоресурсов внесет использование перечисленных выше альтернативных источников энергии.

Наибольший эффект при энергосбережении приносит применение энергосберегающих технологий в ресурсодобывающих отраслях, машиностроении, при производстве высокоэффективной техники, в коммунально-бытовом секторе и др. Кри-

терием успеха являются снижение расхода энергоресурсов на единицу валового продукта страны, улучшение состояния окружающей среды.

Актуальность энергосбережения для условий России, а также в мировом масштабе обусловлена тем, что добыча нефти и природного газа близка к потенциальному максимуму. По данным международных экспертов (Американский институт нефти), при сохранении нынешнего уровня добычи нефти ($80 \cdot 10^6$ баррелей в сутки, $30 \cdot 10^9$ баррелей в год) половина доказанных резервов будет добыта уже к середине 2005 г. Вновь открываемые запасы нефти не восполняют ее добычу начиная с 1990 г. Определенная надежда возлагается на применение горизонтального бурения скважин, впервые использованное в СССР в 50-х годах прошлого века и позволяющее разрабатывать старые месторождения.

Аналогичное состояние и в газовой области, где добывающие компании пересматривают свои оценки резервов природного газа в направлении их снижения.

Глава 17

РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫХ ТЭС

17.1. Влияние работы ТЭС на окружающую среду

Одним из основных источников экологически негативных воздействий на окружающую среду являются предприятия топливно-энергетического комплекса (ТЭК). Из отраслей ТЭК наибольшее воздействие на экологию оказывает энергетика. Тепловые электростанции служат основным источником загрязнения окружающей среды в энергетике.

Воздействие ТЭС на природу может рассматриваться в двух аспектах: для того или иного участка поверхности Земли в тот или иной отрезок времени (локальное воздействие) или общее воздействие на биосферу с учетом нарастающих темпов развития промышленности (глобальное воздействие).

Рассмотрим сначала вопросы, относящиеся к локальному воздействию тепловых электростанций на окружающую среду, которое при высоких дымовых трубах оценивается для территории диаметром 20—50 км.

На ТЭС в процессе горения органического топлива наряду с другими продуктами сгорания образуются вредные соединения — оксиды серы, азота и летучая зола. Они выбрасываются в атмосферу через дымовые трубы ТЭС.

При неполном сгорании топлива в топке котла образуются весьма вредные для человека оксид углерода и канцерогенные вещества. Однако при использовании современной техники сжигания топлива на ТЭС выделение продуктов неполного сгорания можно исключить или свести к минимуму.

В результате обработки и использования воды на ТЭС образуются сточные воды, содержащие вредные вещества. Эти сбросы оказывают негативное воздействие на живую природу, водоемы и водотоки.

Все выбросы и сбросы ТЭС оказывают вредное влияние на весь комплекс живой природы — биосферу.

Анализируя выбросы вредных веществ в атмосферу, отметим, что наиболее чувствительными к воздействию SO_2 в атмосферном воздухе являются растения. Токсичное влияние диоксида серы на растения связано с повреждением поверхности листьев и хвои путем разрушения содержащегося в них хлорофилла. Лиственные деревья, ежегодно сбрасывающие листву, менее подвержены воздействию SO_2. Хвойные деревья страдают сильнее. У людей наличие SO_2 в атмосферном воздухе приводит к атеросклерозу, заболеваниям сердца, хроническому бронхиту, бронхиальной астме.

Весьма токсичны для человека оксиды азота NO_x. Они обладают резко выраженным раздражающим действием, особенно на слизистую оболочку глаз, и способны глубоко проникать в легкие, вызывая повреждения альвеолярного эпителия и бронхов. У людей снижаются дыхательные функции, повышается число респираторных заболеваний.

Длительное воздействие оксидов азота NO_x даже при концентрациях 2 мг/м^3 приводит к хлорозу растений. Диоксид азота, находящийся в воздухе с концентрацией 4—6 мг/м^3, вызывает острое повреждение растений. Оксиды азота, поглощая естественную радиацию, снижают прозрачность атмосферы и способствуют образованию фотохимического тумана — смога.

Вредное влияние на человека и природу оказывает также летучая зола, обеспечивая повышенное поступление тяжелых металлов в почву и водоемы.

Водоемы и водотоки представляют собой сложные экологические системы сосуществования животных и растений (*биоценозы*), где протекает непрерывный процесс изменения их состава и приближения его к состоянию равновесия. Отклонение этой экосистемы от равновесного состояния, вызванное, в частности, сбросом в водоем сточных вод ТЭС, может привести к отравлению (а часто и к гибели) определенного вида (популяции) гидробионтов, которое затем приводит к цепной реакции угнетения всего биоценоза (сообщества живых организмов — животных и растений).

Действие ядовитых (токсичных) соединений на гидробионты зависит от концентрации этих соединений. При больших концентрациях происходит гибель гидробионтов, при меньших — изменяются обмен веществ, темп развития, происходят метагенез (нарушение наследственных признаков), потеря способности к размножению и др.

Так как отдельные популяции (например, зоопланктон) очень чувствительны к токсичным веществам, то уже небольшие концентрации последних вызывают их гибель, что влияет на биоценоз в целом. В итоге сброс сточных вод ТЭС в водоемы оказывает серьезное влияние на биоценоз в них.

В атмосфере практически не наблюдается накопления пыли, оксидов серы и азота в ощутимых количествах. Это объясняется тем, что время нахождения в атмосфере большинства загрязняющих компонентов не превышает нескольких суток.

За последнее столетие наблюдается заметное возрастание содержания CO_2 в атмосфере от 0,029 до 0,032 %, что не оказывает влияния на людей и животный мир, но может при дальнейшем повышении содержания этого вещества определенным образом повлиять на климат планеты. Это влияние связано с возникновением так называемого парникового эффекта, обеспечивающего общее негативное воздействие на биосферу, т.е. глобальное воздействие.

17.2. Классификация ТЭС по экологическим показателям

В настоящее время в мировой практике существуют два методологических подхода в области борьбы с загрязнением окружающей природной среды.

Первый, получивший название «наилучших практически достижимых мер», состоит в том, что независимо от степени загрязнения окружающей природной среды внедряются наилучшие технологические меры борьбы с загрязнением с помощью современной техники. В соответствии с этим подходом тепловые электростанции должны квалифицироваться как объекты, технологические решения которых предусматривают минимальное негативное воздействие на окружающую природную среду.

Второй подход, названный «управление качеством», предполагает наличие стандартов качества, на базе которых осуществляются мероприятия по контролю и борьбе с загрязнением (в виде запретов, штрафов и платежей). Этот подход принят сейчас в России как более действенный. В соответствии с этим подходом тепловые электростанции должны квалифицироваться как промышленные объекты, технологические решения которых предусматривают нормативное воздействие на окружающую природную среду. В реальных условиях предприятия находят экономический компромисс между технологическими решениями, которые предусматривают нормативное воздействие на окружающую природную среду, и штрафами или платежами.

С точки зрения взаимодействия с окружающей средой ТЭС можно рассматривать как объект производства электрической и тепловой энергии из первичных энергоресурсов с образованием отходов производства.

При оценке экологической эффективности ТЭС иногда пользуются понятием «экологически чистая ТЭС». В этом случае, если этот термин не употребляется для обозначения малоотходного производства, под «экологически чистой ТЭС» можно понимать электростанцию, эксплуатация которой не оказывает воздействия на окружающую среду. Практически существование такой ТЭС невозможно, поскольку в этом случае все отходы производства электростанции по количеству и качеству должны быть равны первичным ресурсам (по топливу, воздуху, воде). Это противоречит первому закону термодинамики, ибо полезная энергия была бы выработана без затрат первичной энергии.

На практике справедливость этого положения подтверждается тем, что не наблюдалось ни одного случая, противоречащего этому факту.

Естественно, что при классификации электростанций по экологическим показателям рассматривается только период их эксплуатации, ибо при строительстве, изготовлении оборудования и производстве материалов уже был нанесен природе определенный экологический ущерб. Исходя из вышеизложенного, рассмотрим другое понятие «ТЭС с предельными экологическими показателями», или «безотходная ТЭС». Под ТЭС с предельными экологическими показателями можно понимать электростанцию, которая наряду с получением электрической и тепловой энергией из 100 % отходов производства вырабатывает товарные продукты (вторичные ресурсы). В результате этого снижается экологическая нагрузка на окружающую среду. Эксплуатация такой ТЭС не нарушает первый закон термодинамики, но как бы противоречит второму закону термодинамики, поскольку предполагает все технологические процессы обратимыми. Как нельзя всю подведенную в цикле двигателя теплоту превратить в работу, так невозможно и первичные энергоресурсы полностью перевести во вторичные без экологических последствий. Поэтому существование такой ТЭС также невозможно. Вместе с тем история развития теплоэнергетики была связана со стремлением приблизиться к таким ТЭС.

Появившееся в последнее время в теплоэнергетике стремление к созданию на базе ТЭС крупных энерготехнологических комплексов является движением именно в этом направлении.

Таким образом, исключая идеальные представления о тепловой электростанции, рассмотрим реальные ТЭС. Наибольший интерес вызывают тепловые электростанции с минимальным негативным воздействием на окружающую природную среду. Если минимальное негативное воздействие ТЭС на окружающую среду

в процессе ее эксплуатации находится в пределах так называемой хозяйственной емкости биосферы (с учетом ее способности к самоочищению), то такую ТЭС, не разрушающую природную основу для воспроизводства жизни на Земле, можно отнести к разряду экологически безопасных. На такой электростанции максимально реализуются технологические процессы, не приводящие к образованию вредных газообразных, жидких, твердых и тепловых отходов, сточные воды используются многократно в замкнутых циклах, твердые отходы получаются в товарном виде или в виде сырья для смежных производств. Уходящие газы и неиспользованные стоки подвергаются глубокой очистке. Оставшееся ограниченное количество твердых отходов поступает на длительное безопасное хранение. Такую электростанцию можно назвать малоотходной.

Программы строительства малоотходных электростанций реализуются в индустриально развитых странах Западной Европы, Америки и в Японии. Например, в Германии эти ТЭС получили название «ТЭС, благоприятные для окружающей среды» (Umweltfreundliche Wärmekraftwerke). К разряду таких ТЭС следует отнести экологически чистые ТЭС, разрабатываемые в нашей стране в соответствии с государственной научно-технической программой «Экологически чистая энергетика».

К числу реальных электростанций можно отнести ТЭС с нормативным воздействием на окружающую среду. В частности, для строящихся электростанций нормативное воздействие на окружающую среду ограничено стандартом, а для действующих электростанций — значениями предельно допустимых выбросов (ПДВ). К сожалению, среди действующих электростанций имеются ТЭС с низкими экологическими показателями. Такие ТЭС сбрасывают в окружающую среду недостаточно очищенные газы и стоки, занимают огромные территории под фильтруемые шламо- и золоотвалы. Деятельность таких ТЭС сопровождается заметными изменениями в природной среде, их можно отнести к разряду экологически опасных объектов.

За последние 15—20 лет в различных странах Западной Европы, США и Японии построено большое число электростанций, которые можно отнести к категории экологически безопасных ТЭС. К их числу относится, в частности, блок № 5 ТЭС Альтбах-Дейцизау (Германия).

На рис. 17.1 представлен общий вид этого блока. Энергоблок работает по теплофикационному циклу, производит электроэнергию и поставляет горячую воду для теплоснабжения. Он был присоединен к энергосистеме в 1985 г. Технологическая схема энергоблока приведена на рис. 17.2.

Для удобства пользования схемой ее целесообразно разделить на отдельные комплексы оборудования. Ниже приводится состав оборудования отдельных комплексов.

Установка по снижению выбросов оксидов азота:

1 — бак запаса аммиака с испарителем для СКВ-установки; *2* — смеситель аммиака с воздухом; *3* — каталитический реактор «горячей» СКВ-установки; *4* — зона смешения дымовых газов с аммиаком; *5* — трехслойный каталитический реактор; *6* — дутьевый вентилятор; *7* — регенеративный воздухоподогреватель.

Золоулавливание:

8 — электрофильтр; *9* — бункеры сбора летучей золы; *10* — дымосос; *11* — дымосос перед регенеративным газо-газовым теплообменником; *12* — регенеративный газо-газовый теплообменник.

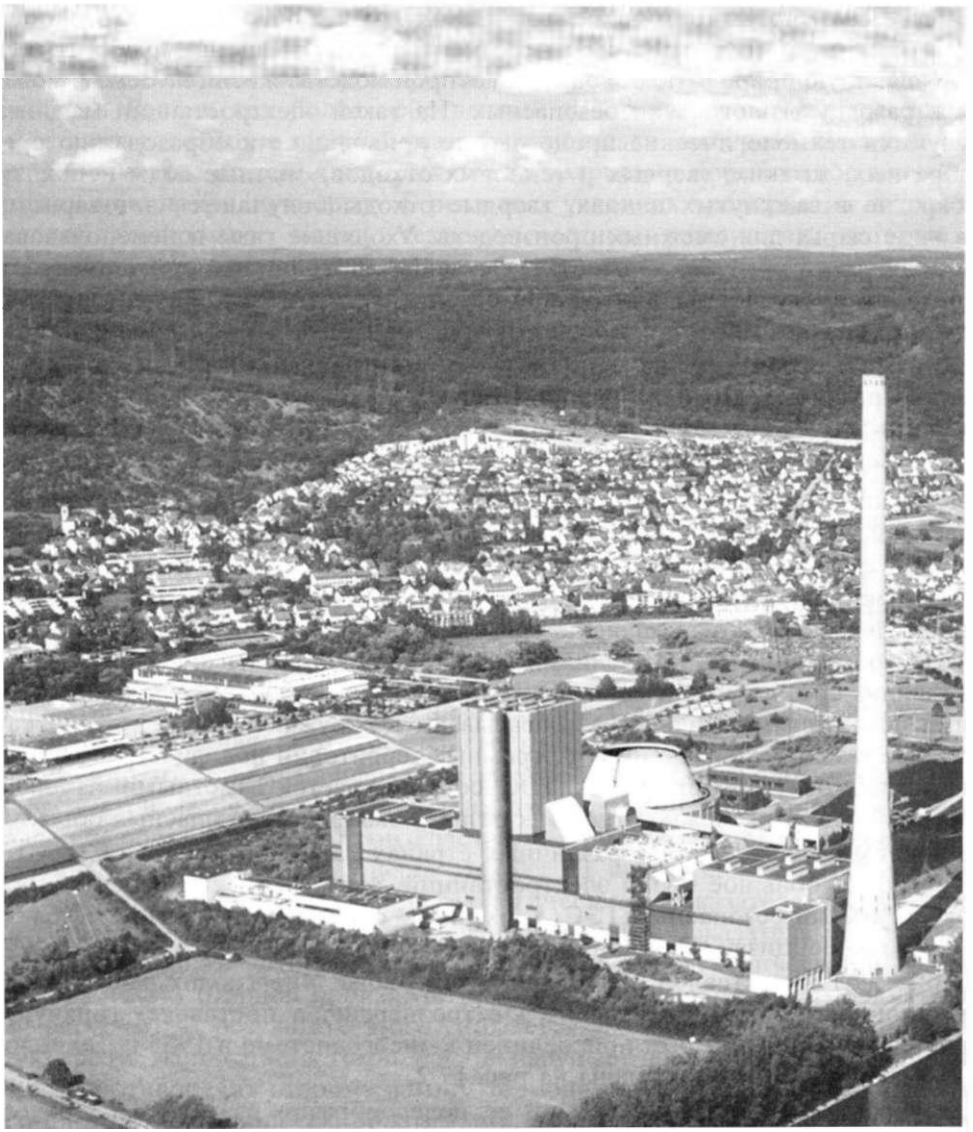


Рис. 17.1. Общий вид энергоблока № 5 ТЭС Альтбах-Дейцизау

Установка по десульфуризации дымовых газов (МИС-установка):

13 — реакционная колонка сероочистки (абсорбер); *14* — газоход очищенных газов после сероочистки; *15* — гидроциклон для отделения гипсовой суспензии; *16* — техническая вода для абсорбера; *17* — ввод известнякового шлама с предочистки в бак приготовления водоизвестняковой суспензии; *18* — бак приготовления водоизвестняковой суспензии; *19* — устройство для дозировки известняка; *20* — расходный бункер известняка (известняковой пушенки); *21* — бункер запаса известняка.

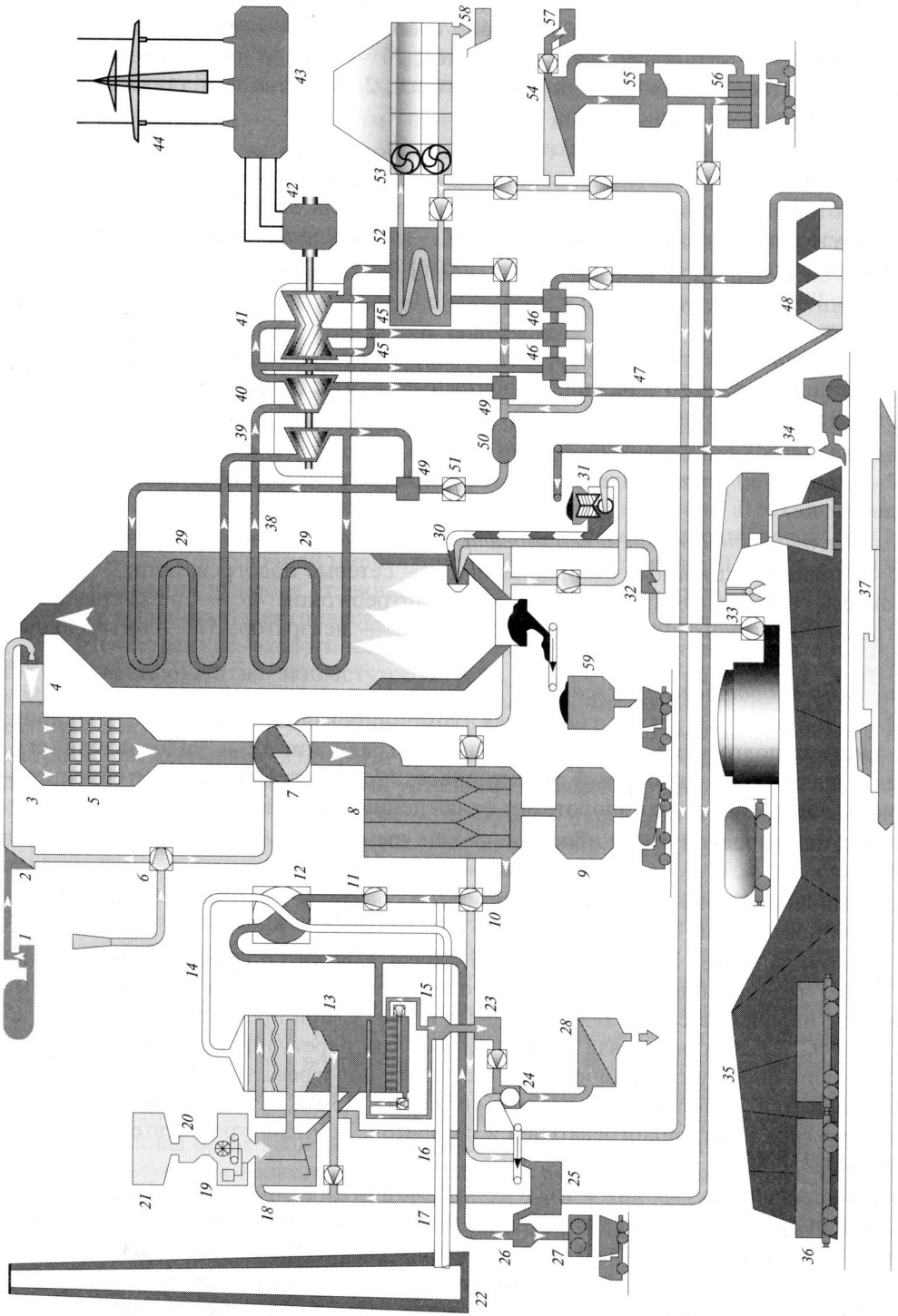


Рис. 17.2. Технологическая схема блока № 5 ТЭС Альтбах-Дейцизау

Устройство для получения товарного осушенного гипса:

23 — промежуточный бак для гипсовой суспензии; *24* — вакуумный барабанный фильтр; *25* — установка для сушки гипса; *26* — циклон для отделения сухого гипса; *27* — установка для брикетирования гипса; *28* — установка для переработки сточных вод системы сероочистки.

Топливоподача, пылеприготовление и котел:

29 — прямоточный котел башенной компоновки; *30* — горелки; *31* — узел пылеприготовления с мельницей; *32* — подогреватель мазута и мазутопроводы; *33* — мазутохранилище (мазутные баки); *34* — конвейерная установка для подачи угля в котельную; *35* — склад угля; *36* — разгрузка угля из железнодорожных вагонов; *37* — пристань.

Паровая турбина:

38 — пар промежуточного перегрева к цилиндру среднего давления турбины; *39* — цилиндр высокого давления турбины; *40* — ЦСД турбины; *41* — цилиндр низкого давления турбины.

Электрическая часть ТЭС:

42 — генератор с возбудителем; *43* — распредустройство; *44* — линии электропередачи.

Дальнее теплоснабжение и вспомогательное оборудование турбоустановки:

45 — теплофикационные отборы пара; *46* — сетевые подогреватели; *47* — трубопроводы сетевой воды; *48* — тепловые потребители; *49* — регенеративные подогреватели низкого и высокого давлений; *50* — деаэратор; *51* — питательный насос.

Система оборотного охлаждения:

52 — конденсатор; *53* — гибридная (комбинированная) полусухая градирня; *54* — система подготовки добавочной воды для градирни; *55* — уплотнитель (сгуститель) шлама; *56* — камерный фильтр-пресс; *57* — река Некар; *58* — сброс продувочной воды из системы оборотного охлаждения в реку Некар.

На технологической схеме обозначены еще дымовая труба *22* и шлаковый бункер *59*.

Электрическая мощность этого энергоблока составляет 465 МВт, теплофикационная мощность равна 280 МВт.

Прямоточный котел сжигает каменный уголь Саарского и Рурского месторождений, имеет твердое шлакоудаление и промежуточный перегрев пара. Начальные параметры пара котла составляют 19,5 МПа и 540 °С при промежуточном перегреве до 540 °С. Трехцилиндровая турбина имеет три нерегулируемых теплофикационных отбора пара, поступающего в три сетевых подогревателя. Температура прямой сетевой воды в нормальном режиме составляет 130 °С. Регенеративная система включает в себя шесть подогревателей и деаэратор. Температура питательной воды составляет 250 °С.

Отработавший пар турбины с давлением 0,0075 МПа направляется в конденсатор, имеющий оборотное охлаждение (ОО) водой, охлаждаемой в комбинированной вентиляторной градирне с секциями поверхностного и испарительного охлаждений.

Продувка циркуляционной системы конденсатора осуществляется со сбросом в реку Некар, откуда также забирается вода для восполнения утечек энергоблока.

Для энергоблока используются высокоэффективные пятипольные электрофильтры с четырьмя параллельными ходами для дымовых газов, обеспечивающие степень их очистки от летучей золы до 99,74 %. Высота дымовой трубы составляет 250 м.

Содержание SO_2 в дымовых газах до сероочистки составляет 1517 мг/м^3, а после сероочистки — 180 мг/м^3 при нормах в Германии для котлов этого типа 400 мг/м^3. Сероочистка на энергоблоке работает по мокроизвестняковому способу с получением товарного продукта — гипса. Установка очищает дымовые газы от SO_2 не менее чем на 85 %.

Для снижения содержания NO_x в дымовых газах в качестве меры предварительного их подавления используются специальные горелки и ступенчатое сжигание топлива в топке, что позволяет предварительно снизить их концентрацию до 550 мг/м^3. Дальнейшее снижение содержания NO_x в дымовых газах котла до 200 мг/м^3 реализуется с помощью СКВ-установки.

Для сокращения выбросов водяного пара в атмосферу и исключения образования тумана над градирней применена полусухая гибридная (комбинированная) вентиляторная градирня высотой 45 м. При комбинированном режиме работы охлаждение циркуляционной воды осуществляется частично в поверхностном охладителе и частично при испарительном охлаждении. Вода в сухой части градирни охлаждается на 20 %, а потеря воды с испарением снижается со 170 до 135 л/с. Расход продувочной циркуляционной воды составляет 0,83 л/с, или 0,01 %.

Для снижения выброса углекислого газа в атмосферу предусмотрена комбинированная выработка электрической энергии и теплоты в сетевых подогревателях.

Из отечественных экологически безопасных ТЭС представляет интерес проект ГРЭС, работающей на экибастузском угле, который был разработан ЭНИН им. Г.М. Кржижановского по программе «Экологически чистая энергетика». В этом проекте рассматривается ТЭС мощностью 2000 МВт с блоками по 500 МВт с параметрами свежего пара 23,5 МПа и 540 °С и промежуточным перегревом пара до 540 °С. Технологическая схема установки показана на рис. 17.3.

Дробленое топливо из бункера *1* поступает в реактор *4*, куда из бункера *3* в качестве теплоносителя вводится также высокотемпературная зола. На схеме показан бункер *2* с молотым известняком, который используется для связывания содержащейся в топливе серы. В реакторе *4* поддерживается температура 750—900 °С, здесь происходит газификация топлива в режиме без доступа воздуха. Образующаяся смесь подается в горелки парового котла и в камеру сгорания *11* газовой турбины. В схеме наличие такой установки не обязательно, однако очевидно, что при использовании ГТУ общие показатели тепловой экономичности ТЭС возрастают. Образовавшийся после газификации в реакторе коксозольный остаток охлаждается питательной водой парового котла и направляется в аэрофонтанную топку *5*, где сжигается в восходящем потоке воздуха, подаваемого высоконапорным дутьевым вентилятором. Продукты сгорания после аэрофонтанной топки проходят в циклоны *6*, где выделяется большая часть золы грубых фракций. Часть этой золы используется в качестве теплоносителя в реакторе, а оставшаяся часть охлаждается водой из питательной линии парового котла (на схеме эти линии и теплообменники не показаны) и направляется на склад. Очищенные продукты сгорания из циклонов *6* отводятся в горелки парового котла.

Отсутствие в реакторе-газификаторе кислорода и пониженный уровень температур уменьшают общее количество образующихся оксидов азота. Так как большая

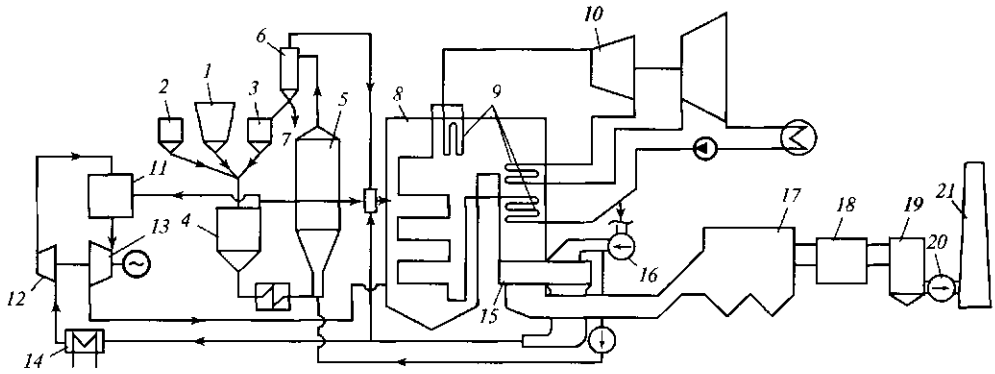


Рис. 17.3. Технологическая схема экологически чистой КЭС, работающей на экибастузском угле:
1—3 — бункер соответственно топлива, оксида кальция и теплоносителя; *4* — реактор; *5* — аэрофонтанная топка; *6* — циклон; *7* — смесь золы с $CaSO_4$; *8* — топка парового котла; *9* — поверхности экономайзера, промежуточного и основного пароперегревателя; *10* — турбогенератор; *11* — камера сгорания ГТУ; *12* — компрессор; *13* — газовая турбина; *14* — охладитель; *15* — воздухоподогреватель; *16* — дутьевой вентилятор; *17* — электрофильтр; *18* — блок доочистки от SO_2 и NO_x; *19* — фильтр доочистки; *20* — дымосос; *21* — дымовая труба

часть золы выводится из цикла до парового котла, то общее количество золы, поступающей в топку котла, резко снижается. Очистка газов от золы до необходимых минимальных значений (100 мг/м^3) производится в электрофильтре *17* при температуре около 100 °С.

Итак, глубокая очистка уходящих газов от оксидов азота и серы по имеющимся разработкам производится по следующей схеме: газификация топлива в смеси с известняком с последующими сжиганием газов в камере сгорания газовой турбины и в топке парового котла при температуре до 900 °С и тонкой совместной очисткой от SO_2 и NO_x в электронно-лучевой установке. Образующиеся при использовании этой установки твердые вещества (нитрит и сульфат аммония) выводятся из цикла и используются как товарный продукт.

Создание экологически безопасных ТЭС требует высоких дополнительных капитальных затрат по сравнению с затратами на строительство современных ТЭС обычного типа. Резко возрастают также затраты на эксплуатацию электростанции из-за повышения расходов топлива, энергии на собственные нужды и затрат на содержание обслуживающего персонала. По сравнению с работающей на экибастузских углях ГРЭС-2 мощность тягодутьевых машин увеличивается немногим более чем на 10 МВт (с 10,22 до 20,48 МВт), а мощность собственных нужд повышается на 17,34 МВт. КПД (нетто) станции понижается с 38,15 до 35,9 %, а удельный расход условного топлива возрастает с 322,4 до 342,7 г/(кВт · ч).

Кроме проекта ГРЭС на экибастузском угле разработан проект ГРЭС мощностью 6400 МВт, работающей на канско-ачинских углях. Прототипом этой экологически безопасной КЭС является любая из электрических станций, эксплуатируемых на канско-ачинских углях, построенных вблизи Канско-Ачинского бассейна. Станция такого типа имеет восемь турбоагрегатов мощностью по 800 МВт, работающих на паре закритических параметров (23,5 МПа и 540 °С) по циклу с промежуточным перегревом пара до той же начальной температуры 540 °С. Производительность парового котла при этом равна 2630 т/ч.

Зольность бурых углей Березовского месторождения Канско-Ачинского бассейна составляет 5—10 %, содержание серы — 0,2—0,5 % и влажность — 30—38 %. Теплота сгорания топлива $Q_н^р$ =15 700 кДж/кг (3747 ккал/кг). Топливо характеризуется большим выходом летучих, склонностью к самовозгоранию при хранении и возможным взрывам в системах пылеприготовления. При этом большая часть топливного азота (до 50 %) содержится в летучих веществах и выделяется вместе с ними при нагреве топлива до 500—600 °С. В состав минеральной части топлива входит большое количество оксида кальция CaO, значительная часть которого после сгорания топлива остается в свободном виде в летучей золе и при низкотемпературном сжигании связывает до 50 % SO_2 в уходящих газах.

Особенностью минеральной части канско-ачинских углей является также то, что они легко шлакуются на поверхностях нагрева топочной камеры и пароперегревателя. Это свойство топлива всегда учитывается при проектировании котлов обычного типа, в случае экологически безопасной ТЭС оно также должно учитываться. При разработке экологически безопасной КЭС в связи с рассмотренными особенностями состава топлива и процесса его сгорания можно довести выбросы вредных веществ в атмосферу до высоких экологических показателей без сооружения специальных дорогих установок по очистке дымовых газов от оксидов серы и азота.

Технологическая схема паротурбинного блока мощностью 800 МВт экологически чистой электростанции, работающей на канско-ачинском угле (применительно к условиям Березовской ГРЭС), показана на рис. 17.4.

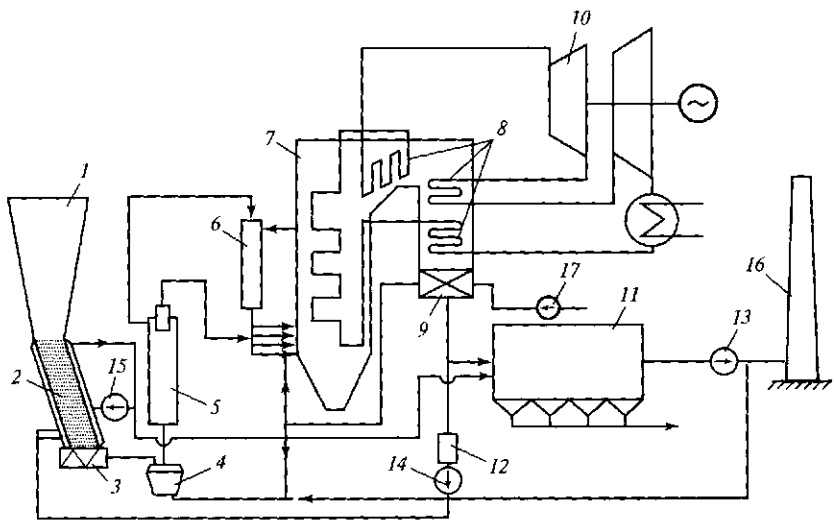


Рис. 17.4. Технологическая схема блока мощностью 800 МВт экологически чистой электростанции, работающей на канско-ачинском угле:

1 — бункер сырого угля; *2* — газовая сушилка; *3* — питатель; *4* — мельница-вентилятор; *5* — пылеконцентратор; *6* — пылеподогреватель; *7* — топка парового котла; *8* — экономайзер, промежуточный и основной пароперегреватели; *9* — воздухоподогреватель; *10* — турбогенератор; *11* — тканевый фильтр; *12* — золоуловитель; *13—15* — дымососы; *16* — дымовая труба; *17* — дутьевой вентилятор

Сырой уголь из бункера *1* поступает в газовую сушилку *2*, в которой подсушивается уходящими газами, отбираемыми из линии до тканевого золоуловителя *11*. Температура газов здесь составляет 160 °С. Подача газов осуществляется вспомогательным дымососом *14*, перед которым для защиты его от абразивного износа крупными частицами золы установлен золоуловитель *12*. Температура сушильного агента в газовой сушилке *2* регулируется за счет рециркуляции газов с помощью другого вспомогательного дымососа *15*. На всасывающей линии этого дымососа *15* (на выходе из газовой сушилки *2*) температура газов составляет 55 °С. Подсушенное топливо питателем *3* подается в мельницу *4*, куда поступает также часть подогретого воздуха из линии после воздухоподогревателя *9* котла. Температура воздуха за воздухоподогревателем равна 215 °С. Часть этого воздуха направляется в горелки котла, а остальной воздух после смешения с некоторым количеством дымовых газов, поступающим после главного дымососа *13*, подается в мельницу *4*. После мельницы аэросмесь поступает в пылеконцентратор *5*, из которого небольшая часть потока мелкодисперсной пыли (при температуре 100 °С) направляется непосредственно к горелкам, а основной поток пыли — в пылеподогреватель *6*, где подогревается до 650 °С за счет забора некоторого количества дымовых газов из верхней части топки. Пыль из пылеподогревателя *6* поступает к горелкам. После конвективной шахты котла за воздухоподогревателем *9* установлен тканевый фильтр *11*. Очищенные от золы дымовые газы дымососом *13* отводятся через дымовую трубу в атмосферу.

На экологически безопасной ТЭС устанавливается паровой котел, конструктивно практически не отличающийся от котла, размещенного на Березовской ГРЭС (марки П-67). Котел имеет тангенциальное расположение горелок, твердое шлакоудаление и рассчитан на низкое тепловое напряжение топочного пространства в зоне активного горения, что, как известно, понижает образование оксидов азота. Габариты котла при проектировании уменьшены. Температура дымовых газов за котлом составляет 140 °С. При такой температуре в потоке дымовых газов содержится еще значительное количество теплоты, которое используется в водогазовом теплообменнике для подогрева сетевой воды. В этом теплообменнике утилизируется теплота в количестве 17,5 МДж/с (17,5 МВт). При подогреве угольной пыли без доступа воздуха в пылеподогревателе *6* до 650 °С примерно половина азота выделяется из топлива с летучими веществами. Последующее ступенчатое сжигание пыли в пламени многоярусных горелок при температуре не выше 1350 °С и пониженном избытке воздуха ($\alpha_в \approx$ $\approx 1{,}12$) способствует выделению молекулярного азота N_2. Из оставшегося в коксе азота при умеренных температурах в нижней части топки оксидов азота практически не образуется. По предварительной оценке содержание оксидов азота в газах на выходе из котла не будет превышать 200 мг/м^3.

Как уже отмечалось, летучая зола (содержащая значительное количество CaO) при низкотемпературном сжигании угольной пыли связывает до 50 % оксидов серы в потоке газов. Оставшаяся часть SO_2 связывается при контакте с золой в процессе очистки газов в тканевых фильтрах. В результате общее содержание SO_2 после фильтрации составляет 300 мг/м^3. Содержание золы после тканевого фильтра, по оценке, должно составить 50 мг/м^3.

Весьма перспективной является разработка экологически безопасной ТЭС, сжигающей уголь в шлаковом расплаве. Подготовка топлива к газификации и сам про-

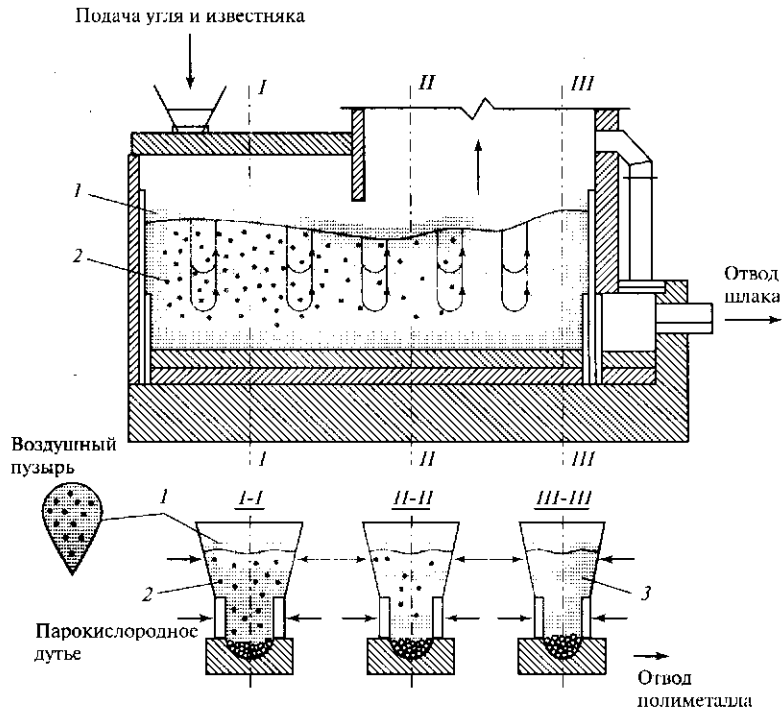


Рис. 17.5. Модель реагирования топлива в расплаве:

I I, II II и *III III* — сечения зон реагирования; *1* — углерод; *2* — уголь; *3* — шлак

цесс газификации осуществляются здесь в турбулентно перемешиваемой эмульсии топлива и шлака. При этом жидкий шлак служит теплоносителем.

Модель реагирования топлива в расплаве представлена на рис. 17.5. Парокислородное дутье вводится под избыточным давлением в расплав шлака, энергично перемешивает его, и создается газонасыщенный слой гетерогенного расплава, состоящего в основном из шлака, угля и извести. Содержание угля в зоне подачи максимальное. В процессе расплавления смеси содержание угля в камере-газификаторе по ходу процесса слева направо уменьшается и в конечной зоне (сечение *III—III*) достигает нуля.

После поступления топлива в первую зону высокотемпературного гидроаэрошлакового расплава возникает «тепловой удар». При последующем нагреве происходят процессы термического дробления и плавления всех компонент, кроме углерода. Углерод, имеющий температуру плавления 3500 °С, ведет себя в гидроаэрошлаковом расплаве, температура которого не превышает 1650 °С, как «несмачиваемое» вещество. В результате «несмачиваемый» легкий углерод транспортируется пузырями парокислородного дутья в верхнюю часть гидроаэрошлакового расплава и скапливается на его поверхности (см. рис. 17.5). Происходит технологическая деминерализация углерода топлива путем отделения (плавления) минеральных компонент в жидкой фазе расплава с образованием высокой концентрации «несмачиваемого» углерода. Таким образом, фактически в толще гидроаэрошлакового расплава происходит технологическое обогащение углерода с выделением

в отдельные конгломераты чистого углерода, способного участвовать в химических реакциях.

При газификации угля в гидроаэрошлаковом расплаве, по оценке, выход оксидов азота из расплава составляет всего 50—100 мг/м^3, а выход оксидов серы снижается на 25—50 %. Степень улавливания золы топлива в гидроаэрошлаковом расплаве, по оценке ряда авторов, достигает 99,5 %.

В верхней части камеры расплава скапливается легкий шлак, являющийся ценным сырьем для строительных материалов. В нижней части концентрируется тяжелый шлак, представляющий собой жидкую металлическую фазу, имеющую промышленное назначение.

На рис. 17.6 представлена упрощенная схема энергоблока с комбинированным парогазовым циклом с применением аэрошлакового газификатора угля под давлением. Здесь показаны сопутствующие системы удаления тяжелого и легкого шлаков, что служит преимуществом безотходной экологически безопасной электростанции. Наличие в схеме газотурбинной установки превращает ее в ПГУ с общей высокой экономичностью.

На базе этих разработок в рамках государственной научно-технической программы России «Экологически чистая энергетика» разработан проект опытно-промышленной установки мощностью 200 МВт для сжигания твердого низкокачественного топлива (угля марки АШ) в шлаковом расплаве на Несветай ГРЭС (Ростовская обл.).

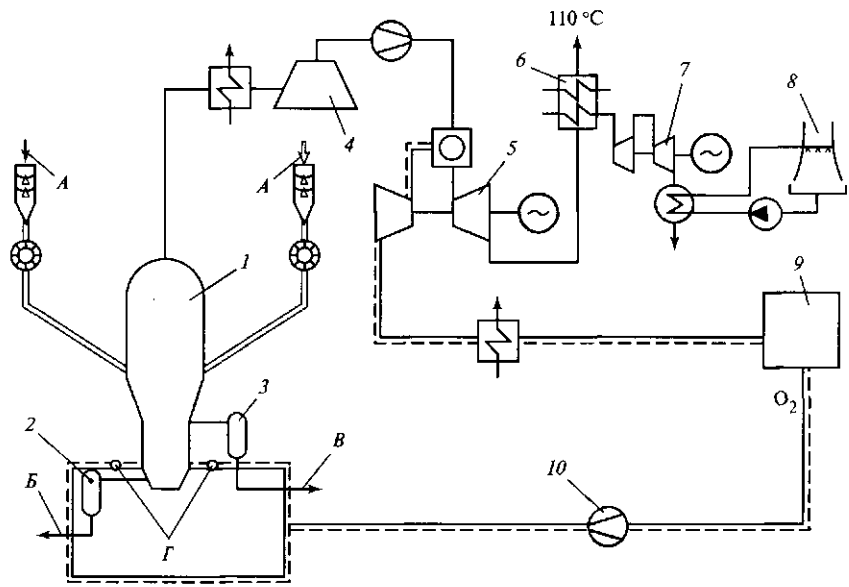


Рис. 17.6. Упрощенная схема парогазового энергоблока с аэрошлаковым газификатором угля под давлением:

А — твердое топливо и известняк; *Б* — тяжелые шлаки (полиметаллическое сырье); *В* — легкие шлаки; *Г* — подвод парокислородного дутья; *1* — аэрошлаковый газификатор; *2* — камера тяжелого шлака; *3* — камера легкого шлака; *4* — устройство доочистки; *5* — газовая турбина; *6* — котел-утилизатор; *7* — паровая турбина; *8* — градирня; *9* — кислородная (воздухоразделительная) станция; *10* — воздушный компрессор

17.3. Бессточное и малоотходное водоснабжение на ТЭС

В нашей стране технология утилизации основной части минерализованных сточных вод была реализована МЭИ совместно с рядом других организаций на Саранской ТЭЦ-2, где в систему оборотного охлаждения (СОО) подаются вода из реки Инсар и промливневые стоки с территории, ТЭС работает на газе.

Продувочная вода СОО направляется в осветлитель *1* (рис. 17.7), где обрабатывается известковым молоком *И* и коагулянтом *К* по обычной для отечественных ВПУ технологии. Осветленная вода собирается в баке *2* и через механические фильтры *3* подается на двухступенчатую Na-катионитную установку *4*. Умягченная вода собирается в баке *5*, откуда часть ее направляется в теплосеть. Другая часть смешивается с продувочной водой котлов в деаэраторе *6* и поступает в многоступенчатую испарительную установку (МИУ) *7* производительностью 100 м^3/ч, которая состоит из пяти испарителей И-600, включенных по пару последовательно, а по воде параллельно.

Дистиллят МИУ без дополнительной очистки используется в качестве добавочной воды котлов с давлением 13,7 МПа, а концентрат через рекарбонизатор *8* подается в бак для сбора продувочной воды МИУ *9*. Из бака *9* расчетное количество продувочной воды периодически направляется в бак-реактор *10*. Здесь продувоч-

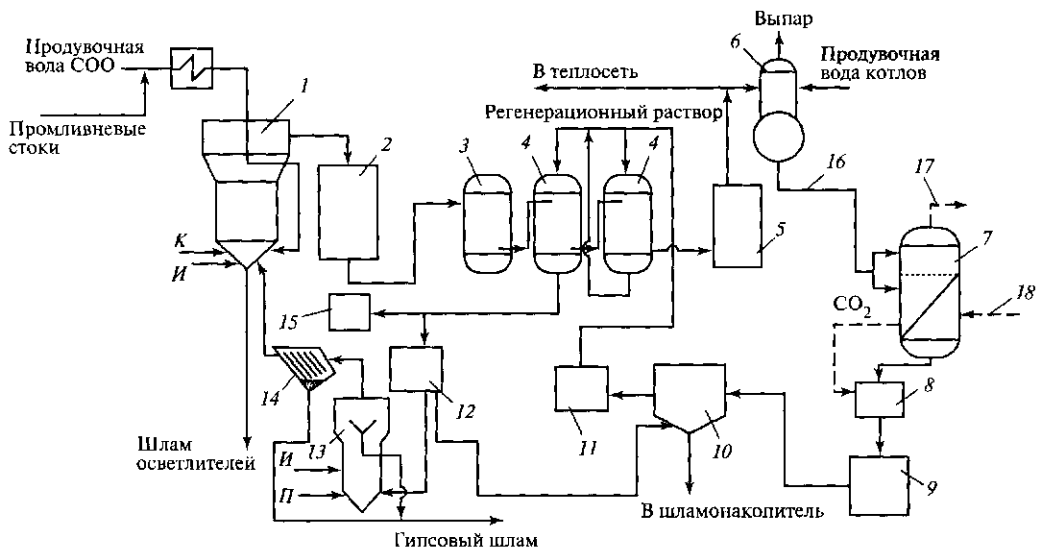


Рис. 17.7. Схема установки термохимического умягчения и обессоливания сточных вод Саранской ТЭЦ-2:

1 — осветлитель; *2* — бак осветленной воды; *3* — механические фильтры; *4* — Na-катионитные фильтры первой и второй ступеней; *5* — бак для сбора умягченной воды; *6* — деаэратор; *7* — пятиступенчатая испарительная установка; *8* — рекарбонизатор; *9* — бак для сбора продувочной воды и конденсата греющего пара МИУ; *10* — бак-реактор; *11* — бак готового регенерационного раствора; *12* — бак концентрированных регенерационных сточных вод; *13* — термохимический умягчитель; *14* — пластинчатый осветлитель; *15* — бак для сбора отмывочных вод; *16* — питательная вода МИУ; *17* — вторичный пар МИУ; *18* — греющий пар МИУ; *И* — известь; *К* — коагулянт; *П* — пар

ный концентрат МИУ смешивается с частью отработанного регенерационного раствора Na-катионитных фильтров *4*, поступающего из бака *12*. Полученная смесь после отделения осадка собирается в баке *15* и используется для регенерации фильтров *4*. Сточные воды процесса регенерации с жесткостью менее 30 мг-экв/л (отмывочные воды) собираются в баке и используются для взрыхления механических и Na-катионитных фильтров. Образовавшиеся при этом сточные воды собираются в специальном баке и равномерно подаются в осветлитель *1*. В баке *12* за счет перемешивания воздухом с ранее выпавшими частичками гипса происходит стабилизация отработанного раствора по сульфату кальция. Часть стабилизированного раствора после осветления из бака *12* подается в бак-реактор *10*.

Избыток отработанного регенерационного раствора из бака *12* вместе с частью кристаллов гипса поступает в кристаллизатор *13*, где нагревается за счет смешения с паром и насыщается известью во взвешенном слое ранее образовавшегося осадка. В результате такой обработки из сточных вод удаляются практически весь магний и основная часть сульфата кальция. Умягченный щелочной раствор через пластинчатый осветлитель *14* подается в осветлитель *1*.

Раздельное выделение осадков с преимущественным содержанием карбоната кальция и гипса упрощает их последующую утилизацию.

На рис. 17.8 в качестве примера приведена схема бессточного водоснабжения ТЭС, работающей на угле. Зола и шлак из котлов *1* подаются на золоотвал *2*. Осветленная вода *3* с золоотвала возвращается в котлы *1*. При необходимости часть этой воды подвергается обработке в установке локальной очистки *4*. Образующиеся при этом твердые отходы *5* поступают на золоотвал *2*. Частично обезво-

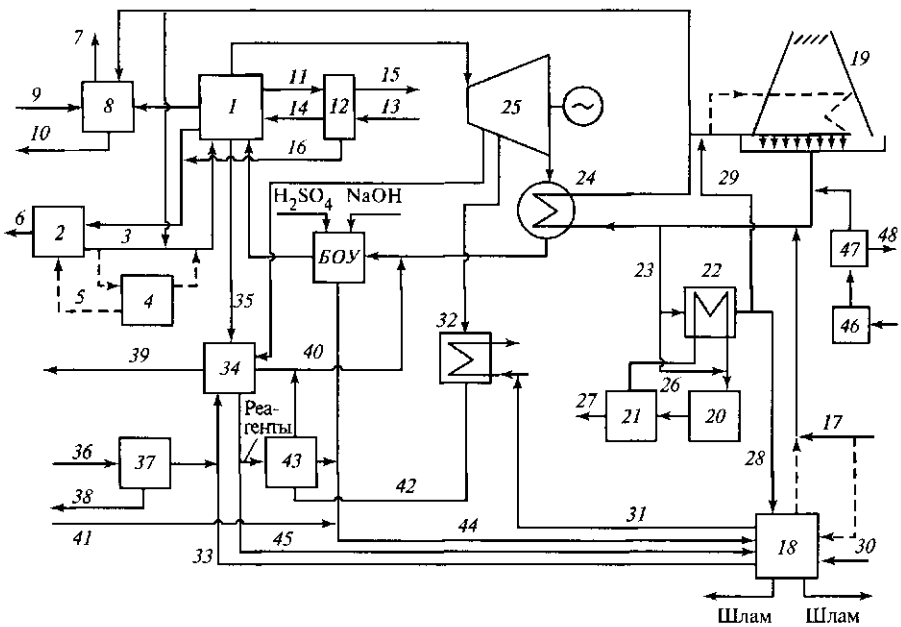


Рис. 17.8. Принципиальная схема экологически безопасной ТЭС

женные зола и шлак *6* утилизируются. Возможно также сухое шлакозолоудаление, что упрощает утилизацию золы и шлака.

Дымовые газы *7* котлов *1* проходят очистку в установке десульфуризации газов *8*. Образующиеся сточные воды очищаются с использованием реагентов *9* (извести, полиэлектролитов). Очищенная вода возвращается в систему газоочистки, а образовавшийся гипс *10* выводится на переработку.

Сточные воды *11*, образующиеся при химических промывках, консервации оборудования и обмывке конвективных поверхностей нагрева котлов *1*, подаются в соответствующие очистные установки *12*, где обрабатываются с использованием реагентов *13*. Основная часть очищенной воды *14* возвращается в котлы *1* для повторного использования. Ванадийсодержащий шлам *15* удаляется на утилизацию. Осадки *16*, образовавшиеся при очистке сточных вод, вместе с частью воды подаются на золоотвал *2* либо складируются в специальных шламонакопителях. В то же время, как показал опыт работы Саранской ТЭЦ-2, при подпитке котлов дистиллятом МИУ эксплуатационной очистки котлов практически не требуется. Следовательно, сточные воды такого типа будут практически отсутствовать либо их количество будет незначительным. Аналогичным образом утилизируется вода от консервации оборудования либо используются методы консервации, не сопровождающиеся образованием сточных вод. Часть этих сточных вод после обезвреживания может равномерно подаваться в ВПУ *18* для обработки совместно с продувочными водами *28* СОО.

Исходная вода *17* непосредственно либо после соответствующей обработки в ВПУ *18* подается в СОО. Необходимость обработки и ее вид зависят от конкретных условий работы ТЭС, в том числе от состава исходной воды, необходимой степени ее упаривания в СОО, типа градирен и др. В целях сокращения потерь воды в СОО градирни *19* могут быть оборудованы каплеуловителями либо могут быть использованы полусухие или сухие градирни. Вспомогательное оборудование *20*, при охлаждении которого возможно загрязнение оборотной воды нефтепродуктами и маслами, выделено в самостоятельную систему. Вода этой системы подвергается локальной очистке от нефтепродуктов и масел в узле *21* и охлаждается в теплообменниках *22* водой *23*, поступающей из основного контура СОО конденсаторов *24* турбин *25*. Часть этой воды *26* используется для восполнения потерь в контуре охлаждения вспомогательного оборудования *20*. Выделенные в узле *21* масло- и нефтепродукты *27* подаются на сжигание в котлы *1*.

Часть воды *28*, подогретой в теплообменниках *22*, направляется в ВПУ *18*, а ее избыток *29* — на охлаждение в градирни *19*.

Продувочная вода *28* СОО проходит обработку в ВПУ *18* с использованием необходимых реагентов *30*. Часть умягченной воды *31* подается на подпитку закрытой теплосети перед подогревателями *32* сетевой воды. При необходимости часть умягченной воды может быть возвращена в СОО. Необходимое количество умягченной воды *33* направляется в МИУ *34*. Сюда же подаются продувочная воды *35* котлов *1*, а также конденсат *36* непосредственно из мазутного хозяйства либо после очистки в узле *37*. Выделенные из конденсата нефтепродукты *38* сжигаются в котлах *1*.

Пар *39* первой ступени МИУ *34* направляется на производство и мазутное хозяйство, а полученный дистиллят *40* поступает на подпитку котлов. Сюда же

подается конденсат *41* с производства и конденсат *42* из сетевых подогревателей *32* после обработки в системе конденсатоочистки *43*.

Сточные воды *44* конденсатоочистки и блочной обессоливающей установки *БОУ* используются в ВПУ. Сюда же направляется продувочная вода *45* МИУ для приготовления регенерационного раствора по описанной ранее технологии.

Ливневые стоки с территории ТЭС собираются в накопителе ливнестоков *46* и после локальной очистки в узле *47* также подаются в СОО либо в ВПУ. Выделенные из воды нефте- и маслопродукты *48* сжигаются в котлах. В СОО могут также подаваться грунтовые воды без соответствующей обработки или после нее.

При работе по описанной технологии в значительных количествах будут образовываться известковый и гипсовый шламы. Технология обработки таких шламов и пути их использования широко известны.

Таким образом, накопленный в нашей стране опыт очистки дымовых газов, вод и осадков разного типа позволяет создать бессточные и малоотходные ТЭС и сократить за счет этого как потребление свежей воды, так и негативное влияние ТЭС на окружающую среду.

Во всем мире не ослабевает интерес к созданию экологически безопасных ТЭС. Разрабатываются новые технологии очистки дымовых газов и сточных вод, переработки образующихся осадков. Оригинальные исследования выполнены и в нашей стране. Так, например, очистка дымовых газов от SO_x и NO_x базируется на использовании электрических разрядов, генерируемых потоками заряженного аэрозоля в мокром скруббере. В результате образуются сульфиты, нитрит аммония, которые после окисления превращаются в сульфат и нитрат аммония, широко используемые в качестве удобрений в сельском хозяйстве.

Основным препятствием на пути широкого использования ванадия, содержащегося в обмывочных водах конвективных поверхностей нагрева котлов, является повышенное содержание различных примесей в шламе, образующемся при современных технологиях обезвреживания таких сточных вод. В результате на ТЭС России и ближнего зарубежья скопились сотни тысяч тонн ванадийсодержащего шлама, который, с одной стороны, представляет большую опасность для окружающей среды, а с другой — служит ценным сырьем для получения оксида ванадия V_2O_5.

Результаты работ в этом направлении показали возможность извлечения из таких сточных вод и шламов основной части ванадия, никеля, алюминия, железа и других компонентов для использования в металлургии. Обезвреженный шлам может быть применен в качестве наполнителя при производстве бетона и цементного раствора, при изготовлении кирпичей и др.

Глубокая очистка нефтесодержащих осадков и загрязненных масел может быть реализована путем фракционного разделения таких сред на основе сверхкритической экстракции. Вблизи критической точки проявляется резкая аномалия всех термодинамических и транспортных свойств растворителя, которая свойственна практически всем газам. После снижения параметров растворитель переходит в газообразное состояние, а содержавшиеся в нем нефтепродукты и масла легко отделяются.

Наиболее перспективным направлением утилизации золы и шлама в настоящее время является их раздельное сухое складирование с выделением магнитных компонентов, используемых в металлургии.

Регенерационные сточные воды ВПУ целесообразно концентрировать до солесодержания 200—250 кг/м^3, а затем использовать для борьбы с обледенением дорог в зимнее время вместо технического хлорида натрия либо доупаривать до выделения ценных примесей. Шлам, образующийся при известковании воды, в зависимости от конкретных условий может быть использован для производства извести, в качестве мелиоранта, для рекультивации территории и др.

Гипсовый шлам, образующийся в процессе обработки сточных вод, является хорошим сырьем для производства вяжущих веществ.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

Глава 1

1. Какие типы электростанций используются для получения электроэнергии?
2. Покажите на технологической схеме ТЭС (см. рис. 1.8): а) оборудование топливного тракта; б) оборудование газовоздушного тракта; в) оборудование, предназначенное для отпуска теплоты; г) пароводяной цикл.

Глава 2

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?
6. Всегда ли оправдано применение регенеративного подогрева питательной воды?
7. Поясните принцип выбора оптимальных параметров регенеративного подогрева.
8. Каков физический смысл индифферентной точки?
9. Поясните термин «условное топливо».

Глава 3

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 4

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 5

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 6

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 питательного насоса по сравнению с электрическим.

12. Из каких соображений выбирается тип углеразмольных мельниц?

13. Какой из способов регулирования тягодутьевых машин наиболее экономичен?

Глава 7

1. Назовите различия рабочего, условного и пробного давлений.
2. Какие конструктивные типы стыковок трубопроводов используются на ТЭС?
3. Поясните физический смысл ползучести паропроводов.
4. Каким образом ведется контроль ползучести паропроводов?
5. Поясните принцип расчета паропроводов на температурную самокомпенсацию.
6. Перечислите типы опор паропроводов и укажите их назначение.
7. Поясните принцип гидравлического расчета трубопроводов.
8. Какие материалы применяются для тепловой изоляции трубопроводов?
9. Чем вызвана необходимость дренирования паропроводов?
10. Назовите типы трубопроводной арматуры, применяемой на ТЭС.

Глава 8

1. Опишите преимущества и недостатки блочной схемы ТЭС.
2. Чем отличается полная схема ТЭС от принципиальной?
3. Перечислите основные этапы проектирования тепловой схемы ТЭС.
4. Какие факторы влияют на выбор числа регенеративных отборов при проектировании?
5. Какие параметры считаются, как правило, заданными при расчете тепловой схемы?
6. Как учитывается влажность пара при расчете процесса расширения его в турбине?
7. Укажите значение потерь давления в тракте промежуточного перегрева пара.
8. Составьте уравнение материального баланса для деаэратора блока с турбиной К-500-23,5, используя тепловую схему, представленную на рис. 8.7.
9. Для схемы, приведенной на рис. 8.9, составьте уравнения теплового и материального балансов для испарительной установки.
10. Укажите преимущества и недостатки тепловой схемы без деаэратора.

Глава 9

1. Покажите цикл подогрева сетевой воды в тепловой схеме турбоустановки с турбиной Т-100-12,8 (см. рис. 9.1).
2. Каким образом регулируется давление пара в теплофикационных отборах?
3. Как регулируется давление пара в промышленном отборе турбин типа ПТ?
4. Каково назначение встроенного пучка конденсатора турбины Т-100-12,8?
5. Опишите порядок расчета тепловой схемы теплофикационной турбоустановки.
6. Объясните связь температуры подогрева сетевой воды с принятым коэффициентом теплофикации.
7. Напишите формулу для определения давления в камерах теплофикационных отборов при изменении режима отпуска теплоты.

Глава 10

1. Назовите основные составляющие полной тепловой схемы ТЭС.
2. Укажите назначение отдельных элементов схемы, приведенной на рис. 10.1.
3. Каково назначение линий рециркуляции в схеме питательных трубопроводов (см. рис. 10.3)?
4. Укажите на схеме, приведенной на рис. 10.7, элементы питательной установки, а также привод дутьевой установки.
5. Покажите на полной тепловой схеме (см. рис. 10.7) запорную, предохранительную и регулирующую арматуру на линиях подвода пара к ПВД и отвода конденсата от него.
6. Покажите на схеме, представленной на рис. 10.7, линии сброса пара от РОУ и БРОУ.

Глава 11

1. Какие системы технического водоснабжения применяются на ТЭС?
2. Как зависит давление в конденсаторе от температуры охлаждающей воды?
3. В чем физический смысл теоретического предела охлаждения?
4. Поясните основные характеристики башенных градирен.
5. Из каких соображений выбирается вместимость бункеров сырого угля котлов?
6. Как выбирается пропускная способность мазутопроводов?
7. В чем отличие ГРП от ГРС?
8. Поясните принцип работы электрофильтра.
9. Какие основные вредные примеси учитываются при расчете высоты дымовой трубы?
10. Поясните схему золошлакоудаления, представленную на рис. 11.4.

Глава 12

1. Покажите на рис. 12.1 расположение питательных насосов, конденсаторов, блочного щита управления и деаэраторов.
2. Перечислите основные требования к компоновке главного корпуса ТЭС.
3. Объясните, почему удельный строительный объем главного корпуса ТЭЦ выше, чем этот показатель для КЭС?
4. Какое расположение турбоагрегатов в главном корпусе применяется на современных ТЭС?
5. Поясните преимущества компоновки, приведенной на рис. 12.9, по сравнению с другими типами компоновки главного корпуса ТЭЦ.
6. Назовите основные требования к выбору площадки для сооружения ТЭС.
7. Что включает в себя генеральный план ТЭС?

Глава 13

1. Выделите на графике суточной нагрузки (см. рис. 13.2) пиковую, полупиковую и базовую зоны.

2. Каким показателем оценивается напряженность работы электростанций?

3. Назовите факторы, определяющие маневренные характеристики котлов и турбин.

4. Чем определяется регулировочный диапазон энергоблока?

5. Назовите способы прохождения минимальной нагрузки на ТЭС.

6. Назовите способы регулирования нагрузки энергоблоков, укажите достоинства и недостатки каждого из них.

7. Каково назначение основных элементов пусковой схемы блока мощностью 800 МВт?

8. Какие преимущества и недостатки имеет моторный режим работы энергоблока по сравнению с режимом ГВР?

9. Перечислите способы получения пиковой мощности, применяемые на ТЭС.

10. Поясните физический смысл удельного прироста расхода пара применительно к паровой характеристике турбоагрегата.

11. Покажите, как пользоваться диаграммой режимов (см. рис. 13.18) при работе турбоустановки по электрическому графику.

Глава 14

1. Какие плановые ремонты оборудования предусматриваются на ТЭС?

2. Какие виды работ проводятся при капитальном ремонте оборудования?

3. Разработку каких графиков включает в себя планирование ремонтов оборудования ТЭС?

4. Назовите сроки разработки годовых графиков ремонта оборудования.

5. Какие работы предусматриваются на оборудовании при выводе его в ремонт?

6. Какие документы входят в состав нормативно-технической документации отремонтированного оборудования?

7. Какие оценки используются для определения качества проведенных ремонтных работ?

Глава 15

1. Объясните особенности термодинамических циклов ГТУ и ПГУ.

2. Назовите основные показатели энергетических ГТУ, влияющие на их экономичность.

3. Какой режим работы осевого компрессора и всей ГТУ называют расчетным (базовым)?

4. Какие причины приводят к возникновению помпажа в осевом компрессоре при работе ГТУ?

5. Перечислите основные требования, предъявляемые к камерам сгорания энергетических ГТУ. Сравните их с топочными камерами паровых котлов паросиловых энергоблоков.

6. Какие избытки воздуха имеют газы за камерами сгорания ГТУ и как они изменяются при различных режимах работы?

7. Поясните характер изменения начальных параметров рабочего тела в ГТУ ($p_{н.т}$, $T_{н.т}$) в зависимости от режима работы и параметров наружного воздуха.

8. Перечислите основные этапы пуска энергетических ГТУ и их особенности.

9. Назовите основные способы регулирования электрической нагрузки энергетической ГТУ, их преимущества и недостатки.

10. Объясните назначение основных элементов тепловой схемы ПГУ с котлом-утилизатором.

11. Почему переход в схеме ПГУ с КУ от одноконтурного парового цикла к многоконтурному повышает ее экономичность?

12. Какое назначение имеет дожигание топлива в КУ парогазовой установки? Объясните его влияние на экономичность этой установки.

13. В чем различия тепловых схем ПГУ-ТЭЦ и ГТУ-ТЭЦ. Почему их экономичность в годовом разрезе выше экономичности паросиловых ТЭЦ?

14. Назовите основные способы регулирования отпуска теплоты на отопительной ГТУ-ТЭЦ.

15. Перечислите особенности тепловых схем ПГУ с параллельной схемой работы для пылеугольных энергоблоков.

16. Какие ограничения имеют место при создании ПГУ «сбросного» типа. Назовите основные особенности технологического процесса таких ПГУ.

17. Назовите основные варианты технического перевооружения паросиловых энергоблоков с применением парогазовой технологии.

Глава 16

1. Какие энергетические ресурсы называют традиционными, а какие — альтернативными?

2. Объясните понятия «солнечная единица» и «солнечный предел».

3. Какие геотермальные месторождения используются в геотермальной электроэнергетике?

4. Какие термодинамические циклы и параметры пара применяются на ГеоТЭС?

5. Поясните технологическую схему использования геотермальной энергии для нужд теплоснабжения.

6. Назовите основные элементы и особенности работы ветроэнергетической установки.

7. Какие факторы обусловливают мощность ВЭУ и годовую выработку электроэнергии?

8. Назовите типы солнечных электростанций и особенности их технологических схем.

9. Какие виды гелиоустановок для солнечного теплоснабжения Вам известны? В чем их преимущества и недостатки?

10. Зачем нужны дублирующие источники теплоты в активных системах солнечного теплоснабжения?

11. Объясните принцип и особенности работы приливных электростанций.

12. Назовите основные элементы и технологию работы электростанций, использующих теплоту воды природных водоемов.

13. В чем особенности использования биомассы при получении электроэнергии и теплоты?

14. Поясните технологическую схему использования топливных элементов для получения электрической энергии.

15. Назовите основные направления энергосбережения и пути повышения энергоэффективности производства электроэнергии и теплоты.

Глава 17

1. Охарактеризуйте влияние ТЭС на окружающую среду.

2. Охарактеризуйте основные тенденции в создании экологически безопасных электростанций в технически развитых странах.

3. Дайте общую характеристику технологической схемы блока № 5 ТЭС Альтбах-Дейцизау в Германии.

4. Опишите основные природоохранные мероприятия, используемые на блоке № 5 ТЭС Альтбах-Дейцизау, их технико-экономические и экологические характеристики.

5. Что предусмотрено на блоке № 5 ТЭС Альтбах-Дейцизау для снижения выбросов углекислого газа в атмосферу?

6. Перечислите основные требования, предъявляемые к тепловым электростанциям согласно государственной научно-технической программе «Экологически чистая энергетика».

7. Каковы основные технические решения, предложенные для создания экологически безопасной ТЭС на экибастузском угле.

8. Дайте характеристику экологически безопасной ГРЭС с блоками 800 МВт, работающей на канско-ачинских углях.

9. Опишите технологическую схему опытно-промышленной установки для сжигания угля марки АШ в шлаковом расплаве на Несветай ГРЭС.

10. Приведите примеры бессточных и малоотходных систем технического водоснабжения на отечественных ТЭС.

11. Опишите опыт создания малоотходной технологии водопользования на Саранской ТЭЦ-2.

ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Величина	Единица	
	Наименование	Обозначение
Вес удельный	ньютон на кубический метр	$Н/м^3$
Время	секунда	с
Вязкость динамическая	паскаль-секунда	Па · с
Вязкость кинематическая	квадратный метр на секунду	$м^2/с$
Газовая постоянная удельная	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг · К)
Градиент температурный	кельвин на метр	К/м
Давление, напряжение механическое	паскаль	Па
Длина	метр	м
Импульс силы	ньютон-секунда	Н · с
Количество движения (импульс)	килограмм-метр в секунду	кг · м/с
Количество теплоты, энтальпия, энергия внутренняя, свободная	джоуль	Дж
Количество теплоты удельное, теплота удельная	джоуль на килограмм	Дж/кг
Коэффициент теплообмена (теплоотдачи, теплопередачи)	ватт на квадратный метр-кельвин	$Вт/(м^2 · К)$
Масса	килограмм	кг
Момент инерции динамический	килограмм-метр в квадрате	$кг · м^2$
Момент инерции площади плоской фигуры	метр в четвертой степени	$м^4$
Момент количества движения (момент импульса)	килограмм-метр в квадрате на секунду	$кг · м^2/с$
Момент силы, момент пары сил	ньютон-метр	Н · м
Момент сопротивления плоской фигуры	метр в третьей степени	$м^3$
Мощность	ватт	Вт (Дж/с)
Мощность электрической цепи полная	вольт-ампер	В · А
Напряжение электрическое (электрический потенциал)	вольт	В
Объем удельный	кубический метр на килограмм	$м^3/кг$
Плотность среды	килограмм на кубический метр	$кг/м^3$
Работа, энергия	джоуль	Дж
Расход среды массовый	килограмм в секунду	кг/с
Расход среды объемный	кубический метр в секунду	$м^3/с$
Сила	ньютон	Н
Сопротивление электрическое	ом	Ом

Окончание табл.

Величина	Единица	
	Наименование	Обозначение
Температура	кельвин градус Цельсия	К °С
Температуропроводность	квадратный метр на секунду	$м^2/с$
Теплопроводность	ватт на метр-кельвин	Вт/(м · К)
Тепловой поток	ватт	Вт
Теплоемкость, энтропия системы	джоуль на кельвин	Дж/К
Теплоемкость удельная, энтропия удельная	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг · К)
Частота вращения	секунда в минус первой степени	$с^{-1}$
Частота периодического процессе	герц	Гц

Единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ

Величина	Единица	
	Наименование	Обозначение
Масса	тонна	т = 10^3 кг
Время	минута, час, сутки	мин, ч, сут
Площадь	гектар	га = 10^4 $м^2$
Объем, вместимость	литр	л = 10^{-3} $м^3$
Частота вращения	оборот в минуту, оборот в секунду	об/мин, об/с
Работа, энергия	киловатт-час	кВт · ч

Соотношения между различными единицами измерения теплотехнических и энергетических величин

Работа, энергия, количество теплоты

1 кДж = 1 кВт · с = 1/3600 кВт · ч = $0{,}27778 \cdot 10^{-3}$ кВт · ч = 0,238846 ккал = = 101,972 кгс · м;

1 кВт · ч = 3600 кДж = 859,845 ккал = 367 098 кгс · м;

1 ккал = 10^{-6} Гкал = 10^{-3} Мкал = 4,1868 кДж = 426,935 кгс · м;

1 кгс · м = 9,80665 Дж = 2,34228 ккал = $2{,}72407 \cdot 10^{-3}$ Вт · ч.

Мощность (здесь и далее приводятся округленные значения)

1 кВт = 102 кгс · м/с = 860 ккал/ч = 0,239 ккал/с;

1 кгс · м/с = 9,81 Вт.

Давление (механическое напряжение)

1 Па = 1 Н/м^2 = 0,102 кгс/м^2 = 10,2 · 10^{-6} кгс/см^2 (ат) = 102 · 10^{-9} кгс/мм^2 = 10^{-5} бар = = 0,102 мм вод. ст. = 7,50 · 10^{-3} мм рт. ст.;

1 кПа = 10,2 · 10^{-3} ат; 1 МПа = 10,2 ат;

1 кгс/см^2 (ат) = 98,1 · 10^{-3} Па = 0,0981 МПа = 0,981 бар = 10^4 мм вод. ст. = = 735,6 мм рт. ст.

Удельная массовая теплоемкость, удельная энтропия

1 кДж/(кг · К) = 0,239 ккал/(кг · К);

1 ккал/(кг · К) = 4,187 кДж/(кг · К).

Коэффициент теплоотдачи и теплопередачи

1 кДж/(м^2 · К · ч) = 0,239 ккал/(м^2 · К · ч);

1 кВт/(м^2 · К) = 860 ккал/(м^2 · К · ч);

1 ккал/(м^2 · К · ч) = 4,187 кДж/(м^2 · К · ч) = 1/860 кВт/(м^2 · К) = 1,163 Вт/(м^2 · К);

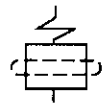
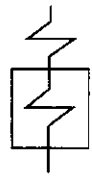
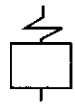
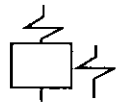
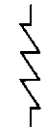
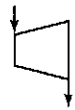
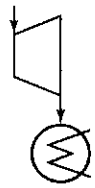
1 Вт/(м^2 · К) = 3,6 кДж/(м^2 · К · ч).

Коэффициенты перевода

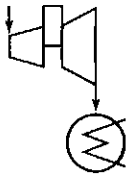
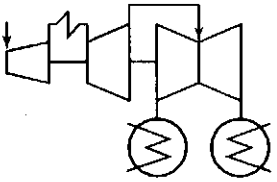
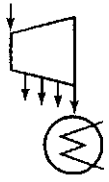
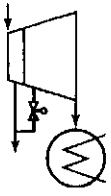
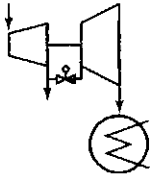
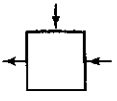
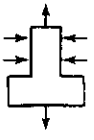
к (кило) 10^3; М (мега) 10^6; Г (гига) 10^9; Т (тера) 10^{12};

м (милли) 10^{-3}; мк (микро) 10^{-6}; н (нано) 10^{-9}; п (пико) 10^{-12}.

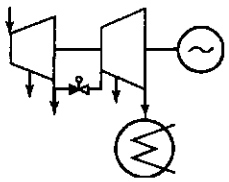
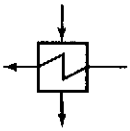
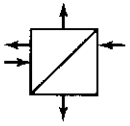
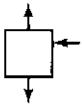
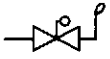
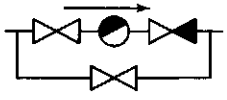
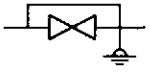
УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ, АРМАТУРЫ И ТРУБОПРОВОДОВ НА ТЕПЛОВЫХ СХЕМАХ

Изображение	Элемент
	Паровой котел барабанного типа (с естественной циркуляцией)
	Паровой котел прямоточный
	Паровой котел с пароперегревателем
	Паровой котел с промежуточным (газовым) пароперегревателем
	Пароперегреватель (первичный, промежуточный)
	Экономайзер
	Паровая турбина с противодавлением
	Паровая турбина с конденсацией одноцилиндровая

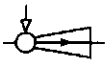
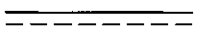
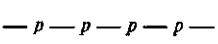
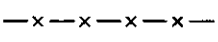
Продолжение табл.

Изображение	Элемент
	Паровая турбина с конденсацией двухцилиндровая с однопоточным ЦНД
	Паровая турбина с конденсацией трехцилиндровая с промежуточным перегревом пара и двухпоточным ЦНД
	Паровая турбина с конденсацией и регенеративными отборами пара
	Паровая турбина с конденсацией и регулирусмым отбором пара одноцилиндровая
	Паровая турбина с конденсацией и регулируемым отбором пара двухцилиндровая
	Электрический генератор
	Смешивающий (контактный) подогреватель
	Деаэратор с баком

Продолжение табл.

Изображение	Элемент
	Турбоагрегат, состоящий из двухцилиндровой турбины с конденсацией, регенеративными и регулируемыми отборами пара и электрического генератора
	Поверхностный теплообменник; пароводяной, водо-водяной подогреватели; пароохладитель поверхностный
	Испаритель (поверхностный); паропреобразователь
	Расширитель (сепаратор) продувочной воды парогенератора, горячего дренажа; расширительный бак
	Бак дренажный, химически очищенной воды и др.
	Насос центробежный
	Редуктор (дроссельный клапан)
	Пароохладитель впрыскивающий
	Тепловой потребитель
	Обратный клапан
	Предохранительный клапан с выхлопом в атмосферу
	Конденсатоотводчик (с обратным клапаном и обводом)
	Регулятор питания (уровня)

Окончание табл.

Изображение	Элемент
	Дроссельная (измерительная) шайба (вариант)
	Дроссельная (ограничительная) шайба
	Клапан регулирующий
	Устройство для измерения расхода среды с диафрагмой (шайбой)
	Впрыск воды
	Арматура вакуумная
	Предохранительный клапан (без указания места выхлопа)
	Клапан запорный; задвижка запорная
	Струйный насос (пароструйный эжектор)
	Пароструйный эжектор в комплекте с охладителем рабочего пара
	Главные трубопроводы пара и воды
	Трубопроводы паровоздушной смеси
	Конденсатопроводы; дренажные трубопроводы
	Трубопроводы растопочные, рециркуляции
	Трубопроводы химически очищенной воды
	Трубопроводы отборов пара
	Сбросные трубопроводы

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. Леснов. 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 / Ю.Г Назмеев, В.М. Лавыгин. — 2-е изд. 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—45.

24. **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.: ЦНИИтяжмаш. 1988.

26. **Печеник Б.Я.** Питательные агрегаты мощных энергоблоков / Б.Я. Печеник, Г.И. Хатетовий. М.: Энергия, 1978.

27. **Плоткин Е.Р.** Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков / Е.Р. Плоткин, А.Ш. Лейзович. М.: Энергия, 1980.

28. **Пособие** для изучения «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей» (плотехническая часть). М.: Издательство НЦ ЭНАС, 1997.

29. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. — 15-е изд. М.: СПО ОРГРЭС, 1996.

30. **Применение** моторного режима на тепловых электрических станциях / А.А. Мадоян, 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 / Г. Прокопенко, И.С. Мысак. М.: Энергоатомиздат, 1990.

32. **Рихтер Л.А.** Вспомогательное оборудование тепловых электростанций / Л.А. Рихтер, П. Елизаров, В.М. Лавыгин. М.: Энергоатомиздат, 1987.

33. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. М.: Энергоатомиздат, 87.

34. **Самойлович Г.С.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойвич, Б.М. Трояновский. М.: Энергоиздат, 1982.

35. **Соколов Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. М.: Издательство МЭИ, 99.

36. **Стерман Л.С.** Тепловые и атомные электростанции / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, Г. Тишин. М.: Издательство МЭИ, 2004.

37. **Тепловые** и атомные электростанции: справочник / под общ. ред. А.В. Клименко и М. Зорина. — 3-е изд. М.: Издательство МЭИ, 2003.

38. **Теплообменное** оборудование паротурбинных установок: отраслевой каталог: ч. I и II. .: ЦНИИтяжмаш, 1989.

39. **Тишин С.Г.** О выборе параметров регенеративных отборов турбоустановок с промежучным 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, В. Ломакин. М.: Издательство МЭИ, 2002.

42. **Участие** теплофикационных турбин в переменных режимах энергосистем: сб. науч. тр. ГИ. М.: Энергоатомиздат, 1983.

43. **Цанев С.В.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / С.В. Цаев, 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, 981.

45. **Щегляев А.В.** Паровые турбины / А.В. Щегляев. М.: Энергоатомиздат, 1987.

46. **Экологические** аспекты устойчивого развития теплоэнергетики России / под общ. ред. 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.

Учебное издание

Буров Валерий Дмитриевич, Дорохов Евгений Викторович, Елизаров Дмитрий Павлович и др.

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Учебник для вузов

Редактор *Н.Н. Сошникова*
Технический редактор *Т.А. Дворецкова*
Корректоры *В.В. Сомова, Е.П. Севостьянова*
Компьютерная верстка *В.В. Пак*

Подписано в печать с оригинала-макета 06.03.07		Формат 70×100/16
Бумага офсетная	Гарнитура Таймс	Печать офсетная
Усл. печ. л. 37,6		Уч.-изд. л. 36,0 + 1 вкладка
Тираж 1000 экз.	Заказ № 999	С-003

ЗАО «Издательский дом МЭИ», 111250, Москва, ул. Красноказарменная, д. 14,
тел/факс: (495) 361-1681, адрес в Интернет: http://www.mpei-publishers.ru,
электронная почта: publish@mpei.ru, publish@mpei-publishers.ru

Отпечатано в ППП «Типография «Наука», 121099, Москва, Шубинский пер., д. 6

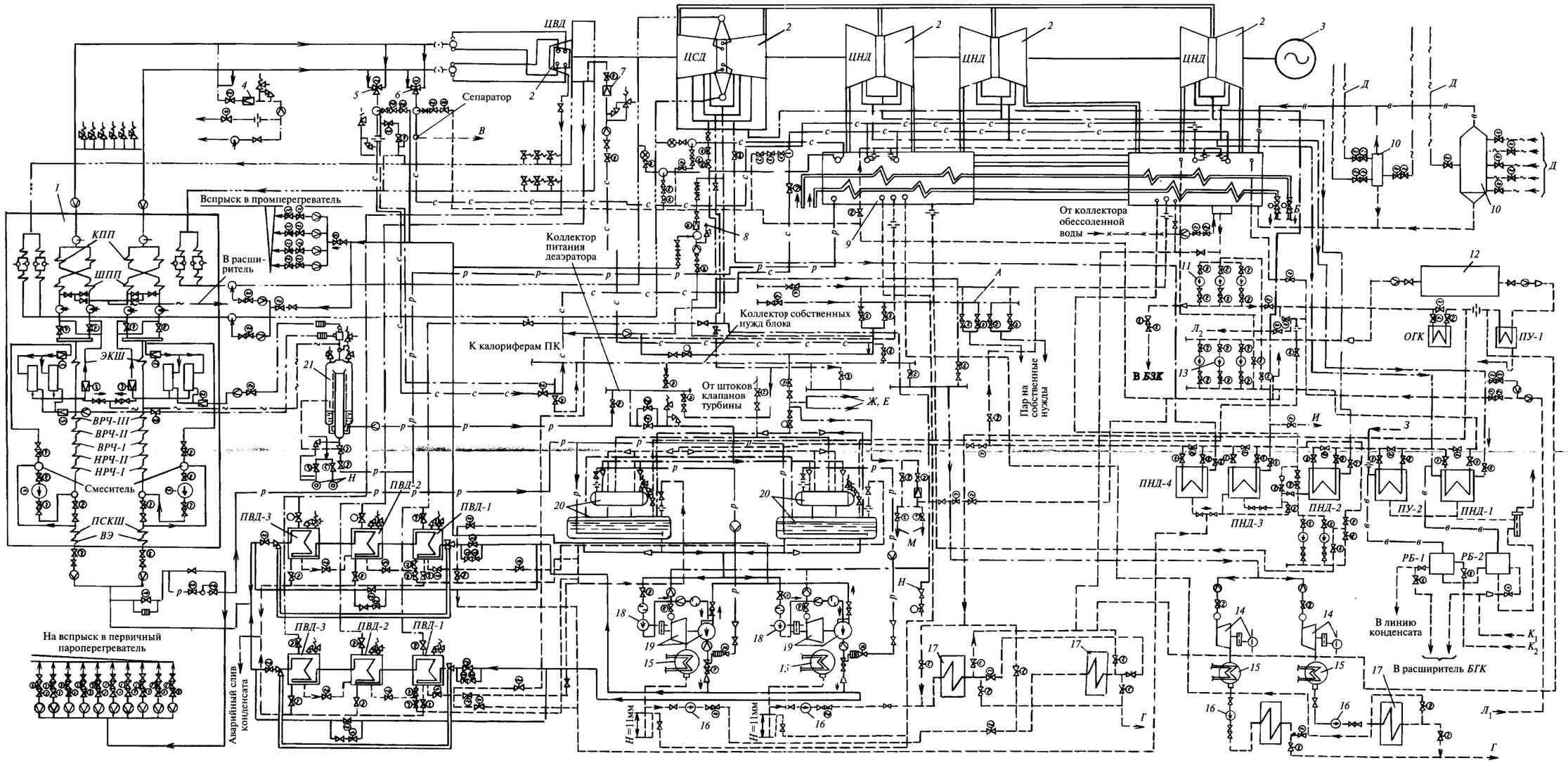


Рис. 10.7. Полная тепловая схема блока мощностью 800 МВт:

1 — паровой котел; *2* — турбина; *3* — генератор; *4* — РОУ для передачи пара на обдувку воздухоподогревателя и пароперегревателя; *5* — пускосбросное устройство; *6* — БРОУ; *7*, *8* — редукционное устройство и РОУ собственных нужд; *9*, *15* — конденсаторы; *10* — расширитель дренажей; *11*, *13*, *16* — конденсатные насосы соответственно первой, второй ступеней и турбопривода; *12* — БОУ; *14* — дутьевой вентилятор парового котла с турбоприводом; *17* — теплообменник эжекторный установки турбопривода; *18* — бустерные насосы; *19* — питательные насосы с турбоприводом; *20* — деаэраторы; *21* — растопочный расширитель; *А* — общестационная магистраль; *Б* — сбросные циркуляционные водоводы; *В* — сбросы в конденсатор; *Г* — сбросы в дренажные баки; *Д* — дренаж; *Ж*, *Е* — линии подвода пара в уплотнения турбины; *З* —паровоздушная смесь из уплотнений; *И* — пар на сетевой подогреватель; $К_1$, $К_2$ — конденсат из сетевого подогревателя и калориферов; $Л_1$, $Л_2$ — вода на заполнение блока и конденсаторов турбин питательных насосов и воздуходувок; *М*, *Н* — линии подвода пара к эжекторным установкам и от коллектора собственных нужд электростанций; *ВЭ* — водяной экономайзер; *ВРЧ*, *НРЧ* — верхняя и нижняя радиационные части котла; *КПП*, *ШПП* — конвективный и ширмовый пароперегреватели; *ПСКШ* — подвесные секции конвективной шахты; *БЗК*, *БГК* — баки запаса конденсата и грязного конденсата; *ЭКШ* — экраны конвективной шахты; *РБ* — расширительный бак; *ОГК* — охладитель контура генератора