

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

Ю.О. ГІЧОВ

**ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ
ТА ПРОБЛЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ
ЕНЕРГІЇ**

Частина II

Затверджено Вченою радою НМетАУ
як навчальний посібник для студентів спеціальності
144 – Теплоенергетика
Протокол № 3 від 27.03.2017

Дніпро НМетАУ 2017

УДК 621.311.22 (075.8)

Гічов Ю.О. Теплові електростанції та проблеми перетворення енергії. Частина II: Навчальний посібник (російською мовою). – Дніпро: НМетАУ, 2017. – 61 с.

Викладено принципи вибору обладнання і аналізу теплових схем ТЕС. Розглянуто питання розташування ТЕС, варіанти компонування головного корпусу та експлуатації обладнання ТЕС. Проаналізовано проблеми перетворення енергії, які пов'язані з експлуатацією ТЕС.

Призначено для студентів спеціальності 144 – Теплоенергетика (магістерський рівень).

Іл. 29. Бібліогр.: 7 найм.

Відповідальний за випуск М.В. Губинський, д-р техн. наук, проф.

Рецензенти: В.О. Габринєць, д-р техн. наук, проф. (ДНУЗТ)

Л.І. Книш, д-р техн. наук, проф. (ДНУ)

© Національна металургійна академія
України, 2017

© Гічов Ю.О., 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ И АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС	6
1.1 Основные положения к выбору оборудования	6
1.2 Выбор основного оборудования	8
1.2.1 Выбор турбины и определение расхода пара на турбину	8
1.2.2 Выбор парогенераторов.....	12
1.3 Расчет системы регенеративного подогрева питательной воды	14
1.3.1 Построение процесса расширения пара в турбине.....	14
1.3.2 Определение расходов пара из регенеративных отборов.....	17
1.4 Оборудование системы регенеративного подогрева питательной воды.....	22
1.4.1 Подогреватели высокого давления	22
1.4.2 Деаэраторы.....	24
1.4.3 Подогреватели низкого давления.....	26
1.5 Анализ тепловых схем ТЭС	28
1.5.1 Определение показателей тепловой экономичности по результатам расчёта тепловой схемы	28
1.5.2 Анализ тепловых схем методом коэффициента ценности теплоты и методом изменения коэффициента мощности турбогенератора	30
2 КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЭС	34
2.1 Расположение ТЭС.....	34
2.2 Компоновка главного корпуса ТЭС	35
2.3 Особенности пуска агрегатов и энергоблоков ТЭС	37
2.4 Эксплуатация турбогенераторов	39
2.5 Эксплуатация регенеративных и сетевых подогревателей.....	42
3 ПРОБЛЕМЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ	44
3.1 Обеспеченность тепловых электростанций топливом	44
3.1.1 Уголь	44
3.1.2 Природный газ.....	47
3.2 Проблемы пылеугольных паротурбинных ТЭС	48

3.3 Применение парогазовых циклов для повышения эффективности ТЭС	51
3.3.1 Виды и особенности парогазовых энергетических установок	52
3.3.2 Применение парогазовой установки с газификацией топлива внутри цикла ТЭС	54
3.3.3 Применение парогазовых установок в тепловой схеме АЭС	56
3.4 Проблемы преобразования энергии в малой энергетике	57
3.4.1 Общая характеристика объектов малой энергетике	57
3.4.2 ТЭЦ небольшой мощности на базе паровых котельных	58
3.4.3 ТЭЦ небольшой мощности на базе водогрейных котельных	59
ЛИТЕРАТУРА	60

ВВЕДЕНИЕ

В первой части учебного пособия по дисциплине «Тепловые электростанции и проблемы преобразования энергии» для студентов специальности 144 – Теплоэнергетика были изложены основные сведения о тепловых электростанциях и рассмотрены принципы построения тепловых схем ТЭС: выбор начальных и конечных параметров пара, промежуточный перегрев пара и системы регенеративного подогрева питательной воды. Были представлены тепловые схемы ТЭС на базе основных типов турбин и примеры расчета тепловых схем, что позволяет приступить к изложению принципов анализа тепловых схем и выбора основного и вспомогательного оборудования ТЭС. Эти вопросы рассматриваются во второй части учебного пособия.

Во второй части изложены также вопросы размещения и компоновки главного корпуса ТЭС, рассмотрены основные принципы эксплуатации ТЭС: особенности пуска энергоблоков, экстремальные моменты эксплуатации энергоблоков и прочее.

Во второй части учебного пособия рассмотрены проблемы преобразования энергии, связанные с ТЭС: обеспеченность топливом, проблемы эксплуатации пылеугольных паротурбинных ТЭС и возможности повышения к.п.д. ТЭС путем применения газотурбинных технологий.

Учебное пособие составлено в соответствии с рабочей программой и учебным планом дисциплины «Тепловые электростанции и проблемы преобразования энергии», учитывает связь дисциплины с другими дисциплинами,

которые читаются студентам специальности 144 – Теплоэнергетика: «Сжигание топлива», «Котельные установки», «Нагнетатели и тепловые двигатели», «Источники теплоснабжения промышленных предприятий» и другие.

Учебное пособие может быть использовано при выполнении выпускных работ магистров. При выполнении выпускных работ по ряду вопросов потребуется углубление знаний. Это возможно путем использования рекомендуемой литературы [1-4], в которой рассматриваются особенности работы ТЭС на примере большого разнообразия турбин и схем компоновки электростанций, приведены полные расчеты тепловых схем, вопросы экономии топлива и экологии.

1 ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ И АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС

1.1 Основные положения к выбору оборудования

Оборудование тепловых схем ТЭС разделяется на 2 группы:

- 1) основное оборудование (парогенераторы и турбины);
- 2) вспомогательное оборудование, которое включает:
 - регенеративные подогреватели питательной воды;
 - деаэраторы;
 - расширители продувочной воды парогенераторов;
 - систему отвода пара сальниковых уплотнений;
 - оборудование для подготовки добавочной химочищенной воды;
 - паропреобразователи (испарительные установки);
 - теплообменники, утилизирующие пар эжекторов и пар сальниковых уплотнений;
 - подогреватели сетевой воды (для ТЭЦ);
 - редуционно-охладительные установки;
 - пиковые водогрейные котлы (для ТЭЦ);
 - конденсатные, дренажные, питательные и сетевые насосы (для ТЭЦ);
 - трубопроводы, запорная арматура, системы автоматики и прочее.

В целом выбор оборудования и анализ тепловых схем электростанций включают:

- выбор турбин и парогенераторов в соответствии с заданными тепловой и электрической нагрузками;
- построение принципиальной тепловой схемы, которая в значительной степени зависит от выбора турбины, определяющей выбор парогенератора, систему регенеративного подогрева питательной воды, узел конденсации отработавшего пара, способ добавки химочищенной воды и прочее;
- расчетный анализ тепловой схемы, который выполняется в следующей последовательности:
 - а) определяется расход пара на турбину в соответствии с заданной тепловой и электрической нагрузками;

б) производится построение процесса расширения пара в проточной части турбины (на is -диаграмме);

в) определяется характеристика теплоносителей в узловых точках тепловой схемы, к которым относятся регенеративные подогреватели, деаэраторы,

подогреватели сетевой воды и другие теплообменники;

г) составляется паровой баланс тепловой схемы путем суммирования потоков пара и уточняется расход пара;

д) определяется электрическая мощность турбогенератора по уточненному расходу пара;

е) определяются показатели тепловой экономичности схемы по окончательным результатам расчета (к.п.д., удельные расходы теплоты и топлива).

Содержание и объем расчетного анализа тепловых схем зависит от поставленной задачи, в качестве которой могут быть:

- разработка нового энергоблока;
- проектирование станции на основе серийно выпускаемого оборудования;
- выполнение проекта реконструкции или модернизации действующей электростанции;
- расчетный анализ тепловой схемы для выбора наиболее экономичного режима эксплуатации.

Для конденсационных ТЭС расчетный анализ тепловых схем включают номинальный, максимальный и минимальный режимы работы.

Для ТЭЦ расчеты включают следующие режимы:

- при номинальных тепловой и электрической нагрузках;
- при максимально-зимней тепловой нагрузке, соответствующей наиболее низкой температуре наружного воздуха;
- при тепловой нагрузке, соответствующей средней температуре наружного воздуха наиболее холодного месяца отопительного периода;
- при тепловой нагрузке, соответствующей средней температуре наружного воздуха за отопительный период (среднезимний режим);
- летний режим работы (при отсутствии отопительной нагрузки);
- без отпуска тепловой энергии внешнему потребителю (конденсационный режим).

1.2 Выбор основного оборудования

1.2.1 Выбор турбины и определение расхода пара на турбину

При проектировании электростанции турбины обычно выбирают из числа серийно выпускаемых:

- для конденсационных ТЭС – турбины типа «К»;
- для ТЭЦ возможны следующие варианты (в зависимости от вида преобладающей тепловой нагрузки):

- при доминировании отопительной нагрузки устанавливают конденсационные турбины типа «Т»;

- при наличии в равной степени отопительной и технологической нагрузки устанавливают конденсационные турбины типа «ПТ», а при стабильной технологической нагрузке промышленных предприятий устанавливают турбины противодействия «Р», «ПР»;

- при значительных изменяющихся технологических нагрузках промпредприятий и больших отопительных нагрузках возможна установка всех вышеперечисленных типов турбин, объединенных в секцию ТЭЦ, что позволяет мобильно реагировать на изменяющиеся тепловые нагрузки.

В комплекте с турбиной завод-изготовитель обычно поставляет конденсатор, эжекторные установки, систему маслоснабжения, регенеративные подогреватели питательной воды, конденсатные, дренажные и питательные насосы.

Основным параметром работы турбины является расход пара, определяемый по диаграмме режимов работы (прилагается к паспорту турбины), которая представляет семейство характеристик турбины в виде зависимости:

$$D_{Ti} = f(N_{\varepsilon i}) , \quad (1.1)$$

где $N_{\varepsilon i}$ – электрическая нагрузка;

D_{Ti} – соответствующий расход пара.

Расход пара определяется из выражения:

$$D_{Ti} = D_{x.x.} + k_x \cdot N_{\varepsilon i} , \quad (1.2)$$

где $D_{x.x.}$ – расход пара на холостом ходу при отсутствии электрической нагрузки, необходимый для преодоления сопротивления вращению ротора турбины;

k_x – угловой коэффициент характеристики турбины.

Расход пара на холостом ходу определяется коэффициентом холостого хода x , который выражается в долях от номинального (паспортного) расхода пара на турбину D_n :

$$x = D_{x.x.}/D_n. \quad (1.3)$$

Коэффициент холостого хода зависит от типа турбины:

- для конденсационных турбин – $x_k = 0,03 \div 0,05$;
- для турбин противодавления – $x_n = 0,10 \div 0,15$.

Определение расхода пара на турбину иллюстрируются графиком на рисунке 1.1.

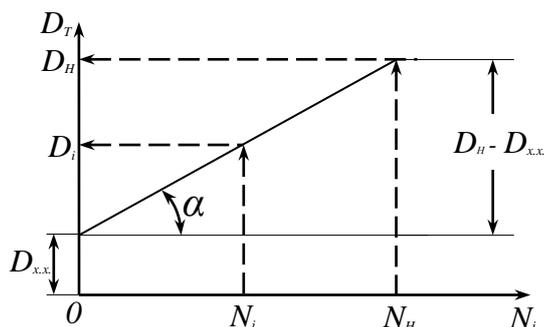


Рисунок 1.1 – К определению расхода пара на турбину

Угловой коэффициент определяется выражением:

$$k_x = tg\alpha = \frac{D_n - D_{x.x.}}{N_n}, \quad (1.4)$$

где N_n – номинальная (паспортная) электрическая мощность турбогенератора.

Номинальный расход пара D_n и номинальная электрическая мощность турбогенератора N_n определяют номинальный удельный расход пара на выработку электроэнергии:

$$d_n = \frac{D_n}{N_n}, \quad (1.5)$$

соответственно

$$D_n = d_n \cdot N_n, \quad (1.6)$$

и с учетом выражения (1.3)

$$D_{x.x.} = x \cdot D_n = x \cdot d_n \cdot N_n. \quad (1.7)$$

С учетом номинальных показателей D_n , N_n и d_n выражение (1.4) представляется следующим образом:

$$k_x = \frac{d_n \cdot N_n - x \cdot d_n \cdot N_n}{N_n} \quad \text{или}$$

$$k_x = d_n - x \cdot d_n = (1-x) \cdot d_n. \quad (1.8)$$

С учетом выражений (1.7) и (1.8) уравнение (1.2) принимает вид:

$$D_i = x \cdot d_n \cdot N_n + (1-x) \cdot d_n \cdot N_{эi}. \quad (1.9)$$

В том случае, если турбина имеет регулируемые отборы (отопительные или промышленные) к расходу пара, вычисленному по электрической нагрузке, следует присоединять дополнительный расход пара, учитывающий недовыработку мощности паром регулируемых отбором:

$$\Delta D = y_{отб} \cdot D_{отб}, \quad (1.10)$$

где $D_{отб}$ – количество пара, поступающего в регулируемые отборы;

$y_{отб}$ – коэффициент недовыработки мощности пара, уходящего в отборы,

$$y_{отб} = \frac{i_{отб} - i_k}{i_1 - i_k}, \quad (1.11)$$

здесь i_1 , $i_{отб}$ и i_k – соответственно, энтальпии пара на входе в турбину, в отборах и пара, поступающего в конденсатор.

С учетом дополнительного расхода пара уравнение (1.9) принимает вид:

$$D_i = x \cdot d_n \cdot N_n + (1-x) \cdot d_n \cdot N_{эi} + y_{отб} \cdot D_{отб}. \quad (1.12)$$

Диаграмма режимов работы турбины состоит из семейства линий (1.2) при различных режимах работы турбины: конденсационном (без регулируемых отборов и с отборами) и противоаварийном. Построение диаграммы основывается на уравнениях (1.9) и (1.12). Пример диаграммы режимов работы турбины представлен на рисунке 1.2.

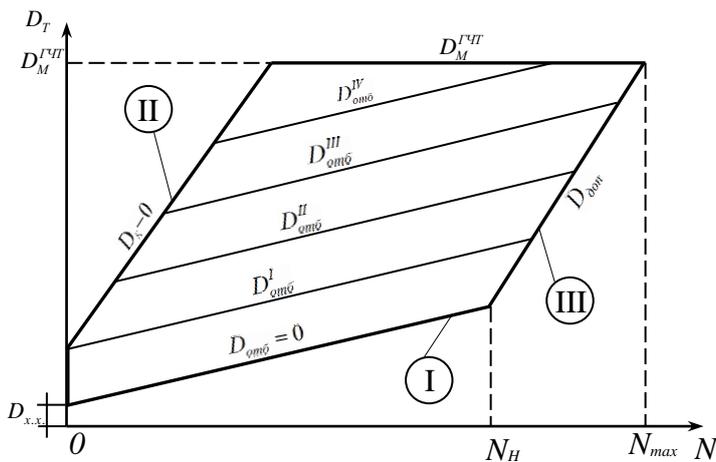
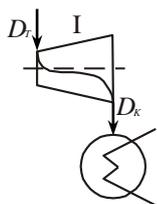


Рисунок 1.2 – Диаграмма режимов работы турбины

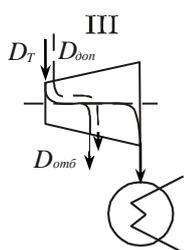
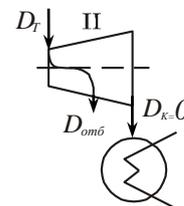
В верхней части диаграмма ограничивается максимально возможным расходом пара на турбину $D_M^{ГЧП}$, который определяется максимальной

пропускной способностью головной части турбины (ГЧТ): регулирующих клапанов, фильтров, сопловых сегментов, регулирующей ступени и прочее.



В нижней части диаграмма ограничивается конденсационным режимом работы турбины без регулируемого отбора пара в соответствии с уравнением (1.9).

Слева диаграмма ограничена режимом работы турбины в противодавлении, т.е. расход потока пара в конденсатор D_K практически равен нулю (остается только вентиляционный охлаждающий поток), а пар уходит из турбины через отбор.



Режим работы, ограничивающий диаграмму справа, обусловлен полным использованием максимальной пропускной способности турбины. Загрузка турбины до максимума производят путем подачи дополнительного потока пара $D_{доп}$ и отвода этого потока через регулируемый отбор, т.е. догрузка турбины по пару осуществляется режимом противодавления, поэтому линии режимов, ограничивающие диаграмму слева и справа, параллельны.

Дополнительный поток пара увеличивает электрическую мощность турбогенератора сверх номинальной N_n . Максимальная электрическая мощность может составить $N_{max} = (1,20 \div 1,25) \cdot N_n$.

Расход пара на турбину можно определить также по формуле:

$$D_T = \beta_p \left(\frac{N_э}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{от} \cdot D_{от} + y_{np} \cdot D_{np} \right), \text{ кг/с}, \quad (1.13)$$

где β_p – коэффициент регенерации, учитывающий увеличение расхода пара в турбину из-за отборов пара на регенеративный подогрев питательной воды;

$N_э$ – заданная электрическая мощность турбогенератора, кВт;

H_i – использованный в турбине теплоперепад конденсационного потока пара ($H_i = i_1 - i_k$);

$\eta_{эм}$ – электромеханический к.п.д. турбогенератора;

$D_{от}, D_{np}$ – расходы пара в отопительный и промышленный отборы;

$y_{от}, y_{np}$ – коэффициенты недовыработки мощности паром отопительного и промышленного отборов:

$$y_{от} = \frac{i_{от} - i_k}{i_1 - i_k}, \quad y_{np} = \frac{i_{np} - i_k}{i_1 - i_k}, \quad (1.14, 1.15)$$

где i_{om}, i_{np} – энтальпии пара в отопительном и промышленном отборах.

Значение коэффициента регенерации зависит от начальных параметров пара, количества отбираемого пара через регенеративные отборы и температуры подогрева питательной воды. Средние значения коэффициентов регенерации в зависимости от начального давления пара:

$p_1, \text{МПа}$	3,5	9,0	13,0	24,0
β_p	1,10	1,13	1,15	1,24

По значениям коэффициента регенерации можно судить о доле пара, отводимого на регенерацию (10, 13, 15 и 24%).

1.2.2 Выбор парогенераторов

Осуществляется на основе следующих данных:

- 1) начальные параметры пара (p_1, t_1), подаваемого в турбину;
- 2) наличие или отсутствие промежуточного перегрева пара;
- 3) расход пара на турбину (D_T);
- 4) вид сжигаемого топлива, который определяет систему подготовки топлива перед сжиганием, конструкцию топочного устройства, конструкцию горелочных устройств и в целом состав и характеристику оборудования топливно-газовоздушного тракта.

Подход к выбору парогенераторов для КЭС и ТЭЦ отличается. Производительность парогенераторов для КЭС определяется максимальным расходом пара на турбину с учетом расходом пара на собственные нужды и запаса пара до 3 %:

$$D_{н.г.} = (D_T^m + D_{сн}) \cdot 1,03. \quad (1.16)$$

Запас 3 % включает гарантийный допуск, который, учитывает возможность снижения в допустимых пределах параметров пара, получаемого в парогенераторе, ухудшение вакуума в конденсаторе турбины и утечки пара при его транспортировке от парогенератора к турбине. Для КЭС обычно применяют блочную схему, в которой резервный парогенератор не предусматривается. Варианты блочных схем представлены на рисунке 1.3:

- 1 – моноблок;
- 2 – моноблок с двухкорпусным парогенератором;
- 3 – дубль-блок.

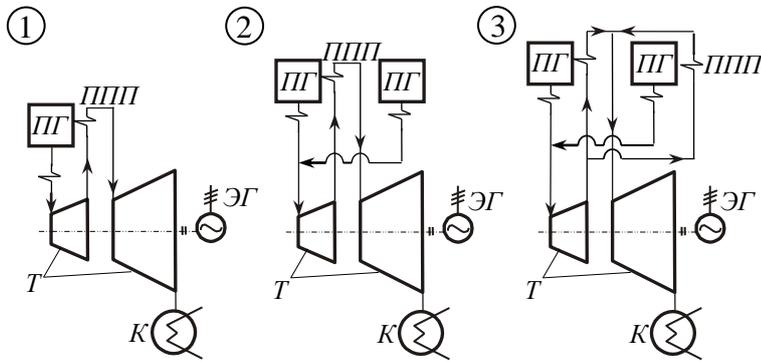


Рисунок 1.3 –
Варианты блочных схем
ТЭС

Схемы 2 и 3 обеспечивают более экономичную генерацию пара при резком снижении или увеличении нагрузки на турбогенератор.

На ТЭС блочная схема используется крайне редко. Применяется в основном централизованная схема присоединения парогенераторов и турбин. Для ТЭС, обслуживающих большие промышленные районы с резко изменяющимися тепловыми нагрузками, применяют секционную схему, в которой устанавливают несколько типов турбин, что обеспечивает быстрое реагирование на изменяющуюся тепловую нагрузку (см. рис. 1.4).

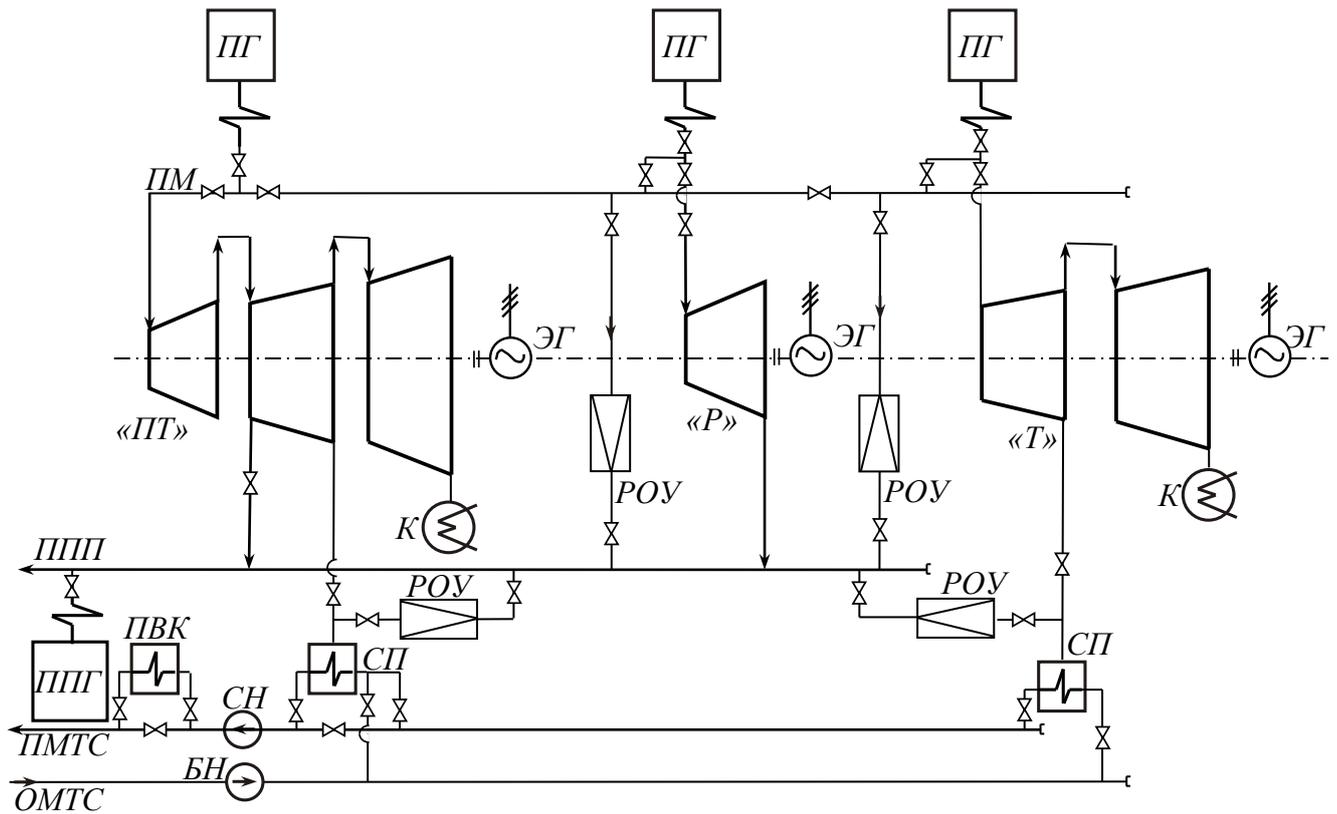


Рисунок 1.4 – Принципиальная тепловая схема секции ТЭС

Обозначения на рисунке 1.4:

ПМ – переключающая магистраль;

ППП – паропровод промышленного потребления;
ППГ – пиковый парогенератор;
ОМТС, ПМТС – обратная и подающая магистрали тепловой сети;
БН – бустерный насос;
СН – сетевой насос;
ПВК – пиковый водогрейный котел;
СП – сетевой подогреватель.

Количество парогенераторов ТЭЦ принимается по суммарному потреблению пара:

$$D_{тэц\Sigma} = \sum_{i=1}^n D_{ти}^M + \sum_{i=1}^n D_{ройi} + D_{сн} + D_{рез}, \quad (1.17)$$

где $D_{сн}$ – расход пара на собственные нужды;
 $D_{рез}$ – резервный расход пара.

Параметры пара, получаемого в парогенераторе, учитывают потери давления и температуры при транспортировке пара от парогенератора к турбине:

<i>Парогенератор</i>		<i>Турбина</i>	
<i>p, МПа</i>	<i>t, °C</i>	<i>p, МПа</i>	<i>t, °C</i>
13,75	565	12,75	560
25,00	545	23,5	540

1.3 Расчет системы регенеративного подогрева питательной воды

1.3.1 Построение процесса расширения пара в турбине

Построение процесса расширения пара в турбине необходимо для определения параметров пара, поступающего в теплообменники системы регенеративного подогрева питательной воды.

Пример построения представлен для турбины *K-200-130* (см. рис. 1.5).

K – 200 – 130:

K – конденсационная турбина;

200 – номинальная мощность турбины, МВт;

130 – давление пара, поступающего в турбину, атм. (12,8 МПа).

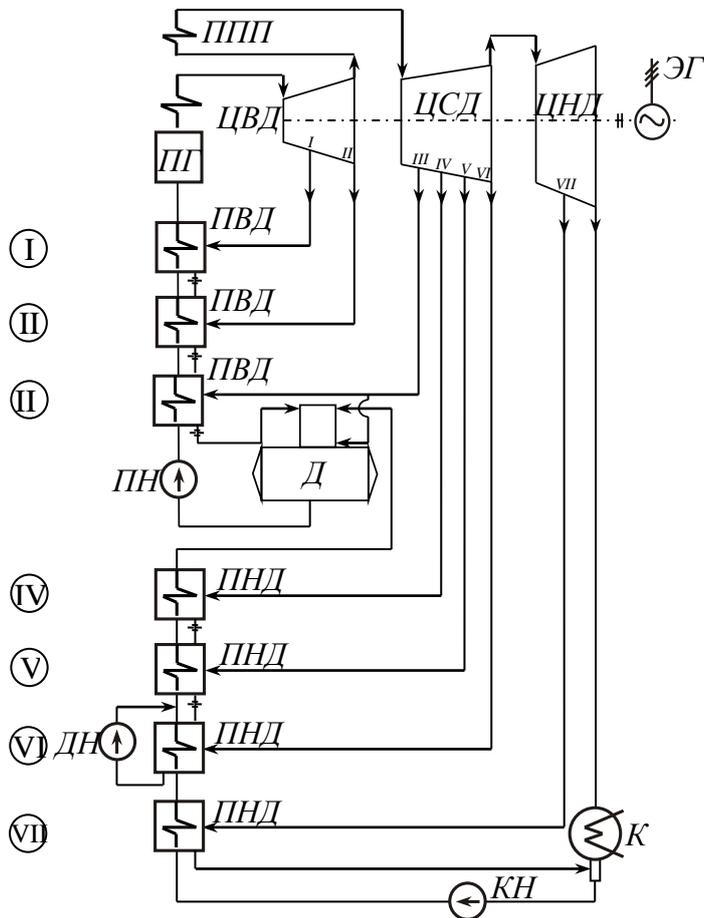


Рисунок 1.5 – Принципиальная тепловая схема ТЭС на базе турбины К-200-130

I...VII – отборы пара и соответствующие подогреватели.

При проектировании ТЭС на основе серийно выпускаемых турбин для построения процесса расширения пара из паспортных данных турбины выбирают:

- давление пара в отборах ($p_1...p_{VII}$);
- внутренний относительный к.п.д. цилиндров турбины ($\eta_{oi}^{ЦВД}, \eta_{oi}^{ЦСД}, \eta_{oi}^{ЦНД}$).

Давление и температура промежуточного перегрева пара: $p_{nn} = 2,25 \text{ МПа}$, $t_{nn} = t_1 = 560^\circ\text{C}$.

Давление пара на выходе из турбины $p_2 = 3,5 \text{ кПа}$.

Построение процесса расширения пара на is -диаграмме представлено на рисунке 1.6.

Точка 1 соответствует состоянию пара перед турбиной и определяется на диаграмме пересечением изобары p_1 и изотермы t_1 .

Точка 1' соответствует состоянию пара после пароподводящих элементов турбины (стопорный клапан, паровой фильтр, регулирующий клапан):

$$p_1' = p_1 - \Delta p_1, \quad (1.18)$$

где Δp_1 – потери давления в пароподводящих элементах турбины, $\Delta p_1 = 0,05 \cdot p_1$.

Потери давления представляются дросселированием, а точка 1' определяется соответственно пересечением изоэнтальпии $i_1 = \text{const}$ с изобарой p_1' .

Располагаемое теплопадение $h_o^{ЦВД}$ определяется пересечением адиабаты из точки 1' с изобарой p_{II} , соответствующей состоянию пара на выходе из ЦВД.

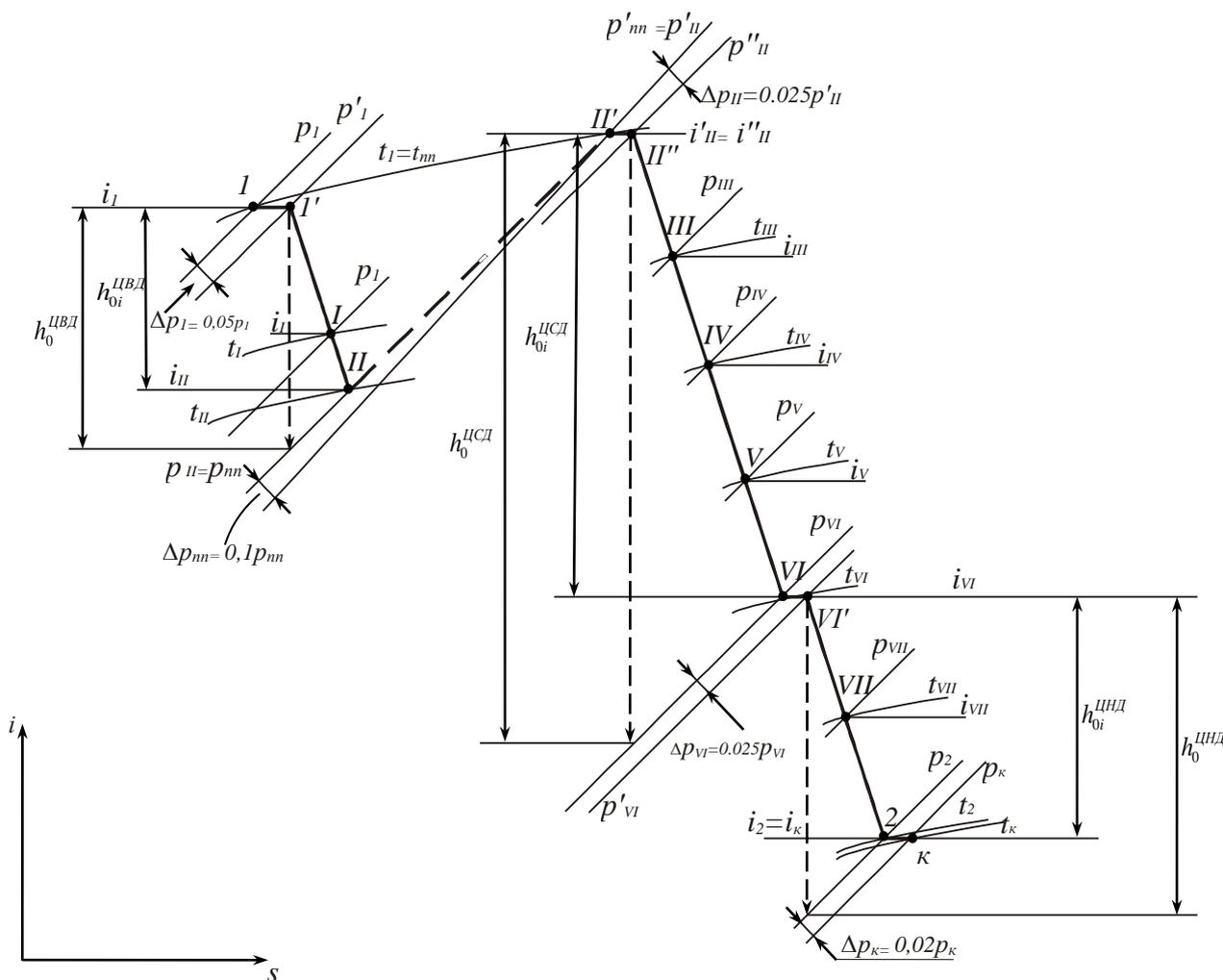


Рисунок 1.6 – Построение процесса расширения пара

Использование тепловое падение в ЦВД определяется произведением:

$$h_{oi}^{ЦВД} = \eta_{oi}^{ЦВД} \cdot h_o^{ЦВД} . \quad (1.19)$$

Точка II, соответствующая состоянию пара на выходе из ЦВД, определяется пересечением горизонтали, проходящей через нижний уровень использованного тепловое падение в ЦВД, с изобарой p_{II} .

Точка I' и II соединяются политропой расширения пара в ЦВД, которая без существенной погрешности может быть представлена прямой линией I' II.

Точка I, соответствующая состоянию пара в отборе I, получается пересечением линий I' II с изобарой p_I .

Давление пара после промежуточного перегрева:

$$p'_{nn} = p_{nn} - \Delta p_{nn} , \quad (1.20)$$

где p_{nn} – давление, при котором пар отводится на промежуточный перегрев ($p_{nn} = p_{II}$);

Δp_{nn} – потери давления в системе промежуточного перегрева,

$\Delta p_{nn} = 0,1 p_{nn}$.

Точка II', соответствующая состоянию пара после промперегрева, определяется пересечением изобары p'_{nm} с изотермой $t_{nm} = t_1$.

Точки II и II' соединяются произвольной пунктирной линией, т.к. изменение состояние пара на этом участке не имеет отношения к расширению пара в турбине.

Давление в точке II'', характеризующей состояние пара перед расширением в ЦСД:

$$p''_{II} = p'_{II} - \Delta p_{II}, \quad (1.21)$$

где Δp_{II} – потери давления на входе пара в ЦСД, $\Delta p_{II} = 0,025 \cdot p'_{II}$.

Потери давления представляются дросселированием, точка II'' определяется соответственно пересечением изоэнтальпии $i'_{II} = const$ с изобарой p''_{II} .

Построение процесса расширения пара в ЦВД и ЦНД аналогично построению процесса расширения в ЦВД:

$$h_{oi}^{ЦСД} = \eta_{oi}^{ЦСД} \cdot h_o^{ЦСД} ; \quad (1.22)$$

$$h_{oi}^{ЦНД} = \eta_{oi}^{ЦНД} \cdot h_o^{ЦНД} . \quad (1.23)$$

Потери давления при перепуске пара из ЦСД в ЦНД и при выходе пара из турбины в конденсатор соответственно составят: $\Delta p_{VI} = 0,025 \cdot p_{VI}$ и $\Delta p_{\kappa} = 0,025 \cdot p_2$.

Результаты построения процесса расширения пара в виде параметров состояния пара в характерных точках расширения сводятся в таблицу. Данные таблицы используются для расчета теплообменников системы регенеративного подогрева питательной воды.

1.3.2 Определение расходов пара из регенеративных отборов

Количество пара, поступающего из отборов в соответствующие теплообменники (ПНД и ПВД) системы регенеративного подогрева питательной воды, вычисляется из теплового баланса подогревателей:

$$D_{pi} \cdot (i_{pi} - i_{ki}) \cdot \eta_{pn} = D_{n6} \cdot (i_{n6i} - i_{n6,i-1}), \quad (1.24)$$

где D_{pi} – расход пара из i-того отбора в i-тый подогреватель;

i_{pi} и i_{ki} – энтальпии пара, поступающего из отбора в подогреватель, и конденсата, образующегося при нагреве воды;

η_{pn} – тепловой к.п.д. подогревателя, $\eta_{pn} = 0,98 \div 0,99$;

D_{ne} – расход питательной воды через подогреватель;

$i_{ne,i-1}$, i_{nei} – энтальпия питательной воды на входе и выходе из подогревателя.

Если пренебречь расходом продувочной воды в котле, потерями пара и расходами пара на собственные нужды: $D_{ne} = D_{\tau}$, т.е. расход питательной воды равен расходу пара на турбину, то уравнение теплового баланса подогревателя (1.24) можно представить в виде равенства отношений:

$$\frac{D_{pi}}{D_{\tau}} = \frac{i_{nei} - i_{ne,i-1}}{(i_{pi} - i_{ki}) \cdot \eta_{pn}}, \quad (1.25)$$

где $\frac{D_{pi}}{D_{\tau}} = \alpha_i$ – доля пара, поступающего из i -того отбора, от общего расхода пара на турбину.

Задача расчета заключается в определении α_i для всех подогревателей системы регенеративного подогрева питательной воды.

Методика расчёта представлена на примере турбины К-200-130 (см. рис. 1.5), для которой ранее рассматривался процесс расширения пара.

Расчёт начинается с верхнего ПВД, в котором происходит окончательный подогрев питательной воды, т.е. известна температура подогрева $t_{nei} = t_{ne}^{onm}$. При расчёте следует учитывать потери давления пара в линиях отборов, т.е. потери на участке от камеры отбора пара в турбине до подогревателя. Эти потери учитываются путём газодинамического расчёта, если известна длина и конфигурация линий паропровода, или оцениваются ориентировочно в пределах $6 \div 12\%$ от давления в камере отбора, т.е. давление на входе в подогреватель соответственно составит: $p'_i = (0,88 \div 0,94) \cdot p_i$.

Потери теплоты через наружные поверхности паропровода и подогревателя учитываются через к.п.д. подогревателя: $\eta_{pn} = 0,98 \div 0,99$.

Схема к определению расходов пара из регенеративных отборов турбины на ПВД приведена на рис. 1.7.

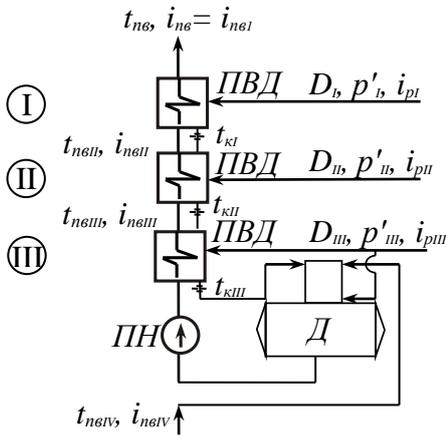


Рисунок 1.7 – К определению расхода пара из регенеративных отборов турбины на ПВД

I... Доля пара, отбираемого на верхний ПВД, составит:

$$\alpha_I = \frac{i_{неI} - i_{неII}}{(i_{pI} - i_{кI}) \cdot \eta_{pнI}}, \quad (1.28)$$

где $i_{неI}$ – энтальпия питательной воды на выходе из подогревателя, соответствующая $t_{неI} = t_{не}^{onm} - \Delta t_n$, т.е. $i_{неI} = c_p \cdot t_{неI}$;

$i_{неII}$ – энтальпия питательной воды на входе в данный подогреватель или на выходе из предыдущего подогревателя: $i_{неII} = c_p \cdot t_{неII}$.

Температура питательной воды на выходе из предыдущего подогревателя определяется разностью:

$$t_{неII} = t_{кII} - \Delta t_n, \quad (1.27)$$

где $t_{кII}$ – температура конденсата греющего пара во втором подогревателе, определяемая как температура насыщения при давлении p'_{II} ;

Δt_n – температура недогрева питательной воды.

Энтальпия пара на входе в подогреватель i_{pI} определяется из результатов расчета процесса расширения пара в турбине (см. 1.3.1), а энтальпия конденсата $i_{кI}$ определяется в соответствии с давлением пара перед подогревателем p'_I , как температура насыщения при этом давлении (по таблицам водяного пара).

II... Доля пара, отбираемого в следующий за верхним ПВД подогреватель, составит:

$$\alpha_{II} = \frac{(i_{неII} - i_{неIII}) - \eta_{pнII} \cdot (i_{кI} - i_{кII}) \cdot \alpha_I}{(i_{pII} - i_{кII}) \cdot \eta_{pнII}}, \quad (1.28)$$

где $\eta_{p_{III}} \cdot (i_{кI} - i_{кII}) \cdot \alpha_{II}$ – учитывает дополнительный поток теплоты, поступающий в подогреватель II с конденсатом, сливаемым из подогревателя I.

Дополнительный поток теплоты появляется вследствие более высокой температуры конденсата в подогревателе I по сравнению с температурой конденсата в подогревателе II.

III... Доля пара, отбираемого в нижний ПВД, определяется совместно с паром, поступающим в деаэрактор, т.к. оба теплообменника присоединены к одному отбору:

$$\alpha_{III} = \frac{(i_{нвIII} - i_{нвIV}) - \eta_{p_{III}} \cdot (i_{кII} - i_{кIII}) \cdot (\alpha_I + \alpha_{II}) - \Delta i_{нн}}{(i_{p_{III}} - i_{кIII}) \cdot \eta_{p_{III}}}, \quad (1.29)$$

где $\Delta i_{нн}$ – повышение энтальпии воды в питательном насосе, которое определяется выражением:

$$\Delta i_{нн} = \frac{v_{cp} \cdot \Delta p_{нн}}{\eta_{нн}}, \quad (1.30)$$

где v_{cp} – средний удельный объем питательной воды в насосе;

$\Delta p_{нн}$ – повышение давления воды в питательном насосе;

$\eta_{нн}$ – внутренний гидравлический к.п.д. питательного насоса, $\eta_{нн} = 0,7 \div 0,8$.

Повышение энтальпии воды в питательном насосе может составить $21 \div 42$ кДж/кг, т.е. повышение температуры воды составит $5 \div 10$ °С.

Энтальпия питательной воды $i_{нвIV}$ на выходе из предыдущего подогревателя определяется с учетом температуры недогрева $t_{нвIV} = t_{кIV} - \Delta t_n$:
 $i_{нвIV} = c_p \cdot t_{нвIV}$.

Энтальпия пара на входе в подогреватель $i_{p_{III}}$ определяется из результатов расчета процесса расширения пара в турбине, а энтальпия конденсата $i_{кIII}$ определяется как температура насыщения при давлении пара перед подогревателем p'_{III} .

При расчете расходов пара из отборов в ПНД следует учитывать неполноту потока питательной воды из-за отсутствия конденсата греющего пара, отбираемого в ПВД.

Схема к определению расходов пара из регенеративных отборов на ПНД приведена на рисунке 1.8.

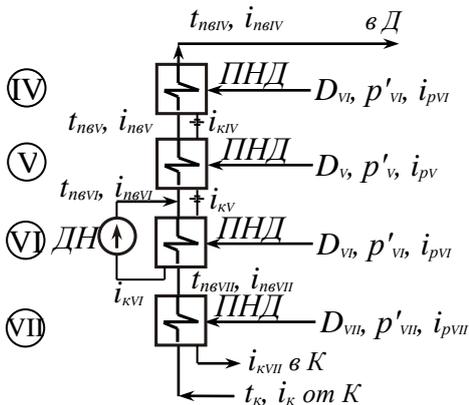


Рисунок 1.8 – К определению расходов пара из регенеративных отборов турбины на ПНД

IV... Доля пара, отбираемого на верхнюю ступень ПНД, составит:

$$\alpha_{IV} = \frac{\beta_{IV} \cdot (i_{нэIV} - i_{нэV})}{(i_{pIV} - i_{кIV}) \cdot \eta_{pIV}}, \quad (1.31)$$

где β_{IV} – коэффициент, учитывающий неполноту потока питательной воды:

$$\beta_{IV} = 1 - (\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{III}). \quad (1.32)$$

V... Доля пара, отбираемого в нижестоящий ПНД, составит:

$$\alpha_V = \frac{\beta_V \cdot (i_{нэV} - i_{нэVI}) - \eta_{pV} \cdot (i_{кIV} - i_{кV}) \cdot \alpha_{IV}}{(i_{pV} - i_{кV}) \cdot \eta_{pV}}, \quad (1.33)$$

где $\beta_V = \beta_{IV} = 1 - (\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{III})$.

VI... Аналогично определяется доля отбираемого пара в следующую ступень ПНД:

$$\alpha_{VI} = \frac{\beta_{VI} \cdot (i_{нэVI} - i_{нэVII}) - \eta_{pVI} \cdot (i_{кV} - i_{кVI}) \cdot (\alpha_{IV} + \alpha_V)}{(i_{pVI} - i_{кVI}) \cdot \eta_{pVI}}, \quad (1.34)$$

где $\beta_{VI} = 1 - (\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{III} + \alpha_{IV} + \alpha_V)$.

В подогревателе VI в потоке нагреваемой питательной воды отсутствует дренаж греющего пара подогревателя VII. Однако при определении доли расхода греющего пара учитывать его нет необходимости, т.к. температура дренажа по крайней мере не ниже температуры подогрева питательной воды в подогревателе.

VII...Доля пара, отводимого из самого нижнего отбора в ПНД, составит:

$$\alpha_{VII} = \frac{\beta_{VII} \cdot (i_{n\beta VII} - i_K)}{(i_{pVII} - i_{KVII}) \cdot \eta_{pVII}}, \quad (1.35)$$

где $\beta_{VII} = 1 - (\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{III} + \alpha_{IV} + \alpha_V + \alpha_{VI})$;

i_K – энтальпия конденсата, поступающего из конденсатора турбины.

Изложенная последовательность расчёта позволяет дать обобщенный вид формулы для вычисления долей отбираемого пара в регенеративные подогреватели:

$$\alpha_i = \frac{\beta_i \cdot (i_{n\beta i} - i_{n\beta i-1}) - \eta_{pni} \cdot (i_{K,i+1} - i_{K,i}) \cdot \Sigma \alpha_i}{(i_{pi} - i_{K,i}) \cdot \eta_{pni}}, \quad (1.36)$$

где $\Sigma \alpha_i$ – сумма долей пара, отбираемого на регенеративный подогрев питательной воды в вышерасположенные подогреватели.

1.4 Оборудование системы регенеративного подогрева питательной воды

1.4.1 Подогреватели высокого давления

Подогреватели высокого давления выполняются поверхностного типа с вертикальным корпусом и характеризуются следующими параметрами:

- площадью поверхности теплообмена (F_{mo});
- номинальным тепловым потоком, который определяется по водяной стороне (Q_{mn});
- давлением греющего пара в корпусе подогревателя (p_n);
- давлением питательной воды в трубной системе ($p_{n\beta}$);
- максимальной температурой греющего пара на входе (t_n^{\max});
- номинальным расходом воды ($M_{n\beta}$);
- максимальной температурой питательной воды (t_{nn}^{\max}).

На рисунке 1.9 представлен вертикальный подогреватель высокого давления.

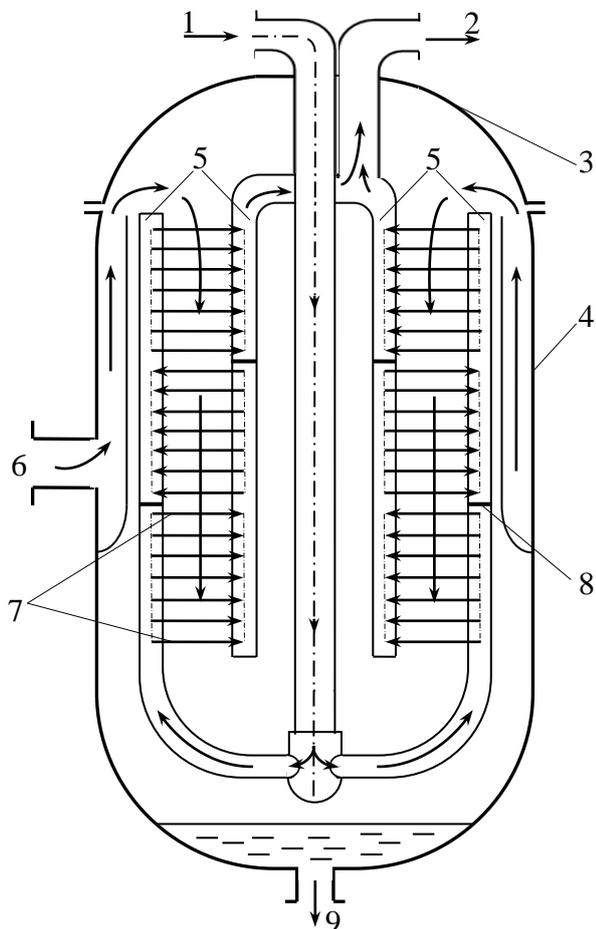


Рисунок 1.9 – Вертикальный подогреватель высокого давления

1 и 2 – подвод и отвод питательной воды; 3 и 4 – крышка и цилиндрический корпус подогревателя; 5 – коллектора; 6 – подвод пара из отбора турбины; 7 – поверхность нагрева; 8 – диафрагма, обеспечивающее многоходовое движение воды в трубной системе; 9 – отвод конденсата из подогревателя (через конденсатоотводчик)

Поверхности нагрева выполнены из нержавеющей стали в виде змеевиков или спиралей. Поверхности нагрева в виде спиралей позволяют лучше использовать рабочий объём подогревателя, т.е. разместить больше поверхностей нагрева в объёме корпуса. Выполнение поверхностей нагрева из нержавеющей стали по сравнению с латунными поверхностями нагрева исключает отложение меди на лопатках и других элементах проточной части турбины из-за электрохимической коррозии трубок поверхностей нагрева.

Обозначение ПВД:

ПВ-350/230:

ПВ – подогреватель высокого давления;
350 – площадь поверхностей нагрева, м²;
230 – давление воды, атм. (22,5 МПа).

ПВ-450-380-17:

450 – площадь поверхностей нагрева, м²;
380 – давление воды, атм. (37,2 МПа);
17 – давление пара, атм. (1,67 МПа).

1.4.2 Деаэраторы

Содержание кислорода в питательной воде регламентируется давлением получаемого пара. В зависимости от давления пара p_n концентрация растворённого в питательной воде кислорода k_{O_2} должна составлять:

p_n , МПа	1 ÷ 4	4 ÷ 10	> 10
k_{O_2} , МКГ/КГ	30	20	10

Основным способом деаэрации питательной воды является термическая деаэрация, которая заключается в нагреве воды до температуры кипения при давлении соответствующим давлением в колонке деаэратора.

Термическая деаэрация объясняется законом Генри, согласно которому концентрация газа в воде k_i пропорциональна парциальному давлению этого газа p_i в газовой среде, соприкасающейся с поверхностью воды:

$$k_i = a_i \cdot p_i, \quad (1.37)$$

где a_i – коэффициент абсорбции данного газа.

При повышении температуры воды до температуры кипения газовая среда, соприкасающаяся с поверхностью воды, практически полностью состоит из паров воды. Парциальное давление растворённых в воде газов в этой паровой среде стремится к нулю ($k_i \rightarrow 0$), например, $k_{O_2} \rightarrow 0$.

По способу нагрева деаэрируемой воды деаэраторы разделяются на два вида:

- деаэратор смешивающего типа (с контактом нагреваемой питательной воды и греющего пара);
- деаэратор перегретой воды (с предварительным перегревом воды в поверхностных теплообменниках и последующей подачей воды в объем с меньшим давлением, чем давление перегрева, что приводит к вскипанию воды и её дегазации).

На электростанциях в основном применяются деаэраторы смешивающего типа, а в качестве греющего пара используют пар из отборов турбины.

Колонка деаэратора смешивающего типа, представлена на рисунке 1.10.

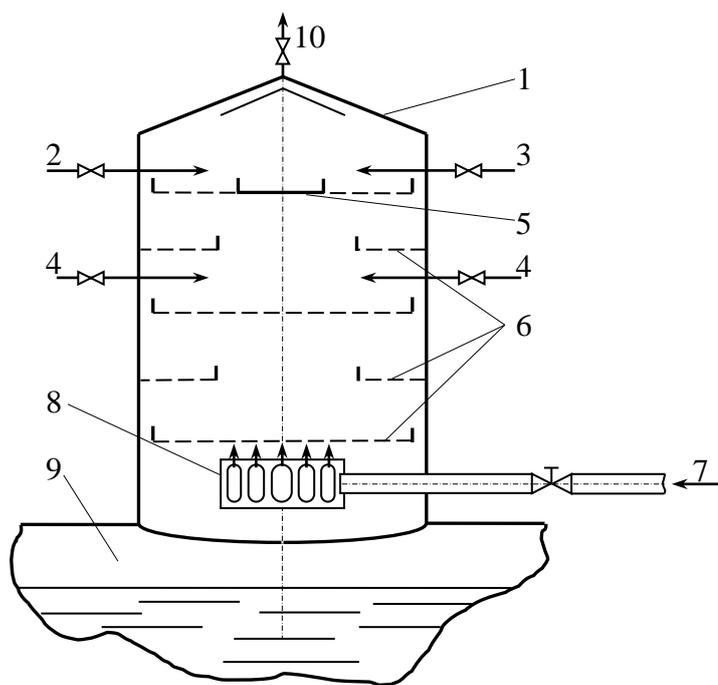


Рисунок 1.10 – Колонка деаэратора смешивающего типа

1 – вертикальная колонка деаэратора; 2, 3 и 4 – соответственно, подача добавочной химочищенной воды, холодного и нагретого конденсата; 5 – главный распределитель воды; 6 – распределительные сита; 7 – подача греющего пара; 8 – распределитель пара; 9 – бак деаэрированной воды, выполняющий функцию

аккумулятора питательной воды; 10 – патрубок для удаления газа (выпара)

В зависимости от давления деаэраторы смешивающего типа разделяются на три группы:

1. *Вакуумные деаэраторы:* давление в деаэраторе ниже атмосферного $p_0 \approx 0,05 \text{ МПа}$, температура насыщения $t_H \approx 80^\circ \text{C}$.

Производительность по деаэрированной воде $M_0 = 5 \div 25 \text{ т/ч}$. Пример обозначения: ДСВ-5 – деаэратор, смешивающего типа, вакуумный, производительностью 5 т/ч.

Вакуумные деаэраторы применяют для деаэрации сетевой подпиточной воды в открытых системах теплоснабжения, т.к. в летнее время при отсутствии отопительной нагрузки и наличии только нагрузки горячего водоснабжения вода в сети не должна превышать 75°C .

2. *Атмосферные деаэраторы:* давление в деаэраторе близко к атмосферному с небольшим избытком $p_0 \approx 0,11 \div 0,12 \text{ МПа}$, температура насыщения $t_H \approx 102 \div 105^\circ \text{C}$.

Производительность по деаэрированной воде $M_d = 10 \div 300 \text{ т/ч}$. Пример обозначения: ДСА-300 – деаэратор, смешивающего типа, атмосферный, производительностью 300 т/ч.

Атмосферные деаэраторы применяют на электростанциях с низкими параметрами пара ($p_n \leq 4 \text{ МПа}$, $t_n \leq 475^\circ \text{С}$), а также для деаэрации воды, идущей на паропреобразователи, испарители и подпитку закрытых систем теплоснабжения.

3. *Деаэраторы повышенного давления*: давление в деаэраторе $p_d = 0,6 \text{ МПа}$ или $0,7 \text{ МПа}$, температура насыщения, соответственно, $t_H = 157^\circ \text{С}$ или 164°С .

Производительность по деаэрированной воде $M_{d0,6} = 112 \div 400 \text{ т/ч}$, $M_{d0,7} = 500 \div 800 \text{ т/ч}$. Пример обозначения: ДСП-112 или ДСП-500 – деаэратор, смешивающего типа, повышенного давления, производительностью 112 т/ч или 500 т/ч.

Деаэраторы повышенного давления применяются на электростанциях с достаточно высокими параметрами пара при конечной температуре регенеративного подогрева питательной воды свыше 200°С . Применение деаэраторов повышенного давления определяется здесь необходимостью получения достаточно высокой температуры питательной воды перед ПВД, что позволяет уменьшить количество ПВД.

1.4.3 Подогреватели низкого давления

Подогреватели низкого давления выполняют преимущественно поверхностного типа, однако одна или две ступени наиболее низкого давления отбираемого пара на подогрев питательной воды, где имеет место вакуумный отбор, могут выполняться смешивающего типа.

На рисунке 1.11 представлен подогреватель низкого давления поверхностного типа.

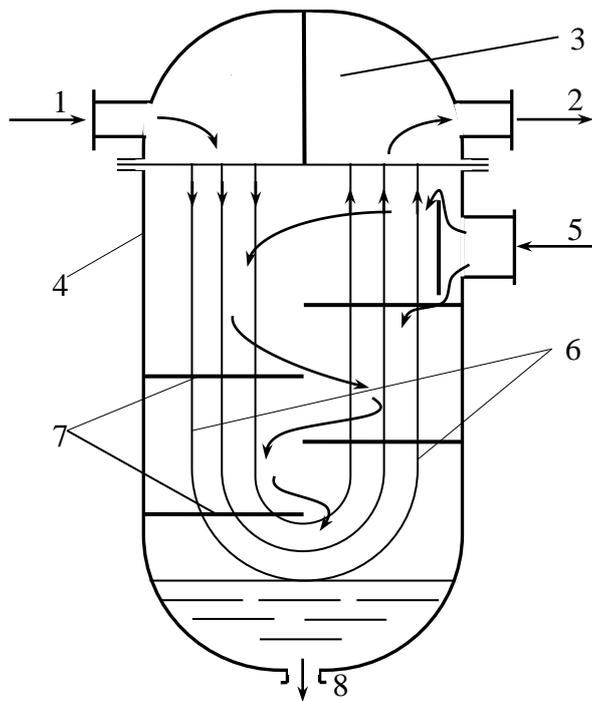
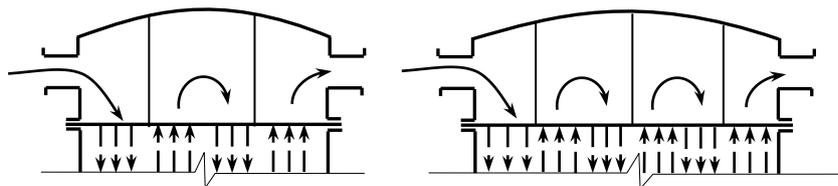


Рисунок 1.11 – Подогреватель низкого давления

1 и 2 – вход и выход нагреваемой воды; 3 – водяная камера, разделённая перегородкой на входную и выходную части; 4 – корпус подогревателя; 5 – подвод греющего пара; 6 – трубная система, состоящая из U-образных трубок, развальцованных в трубной доске; 7 – направляющие пар перегородки; 8 – выход конденсата (через конденсатоотводчик)

Подогреватели низкого давления выполняются с вертикальным корпусом, U-образной трубной системой и трубной доской, закреплённой между фланцами корпуса и водяной камеры.

Увеличение числа перегородок в водяной камере может обеспечить 4-х или 6-ти ходовое движение нагреваемой воды в трубной системе, что делает подогреватель компактнее.



Известно около 50 модификаций подогревателей низкого давления, пропускной способностью по воде от 4 до 1000 т/ч. Трубная система может включать 800 ÷ 2200 трубок диаметром 16 ÷ 18 мм.

Пример обозначения подогревателя: **ПН-450-18-7:**

ПН – подогреватель низкого давления;

450 – площадь поверхностей нагрева, м²;

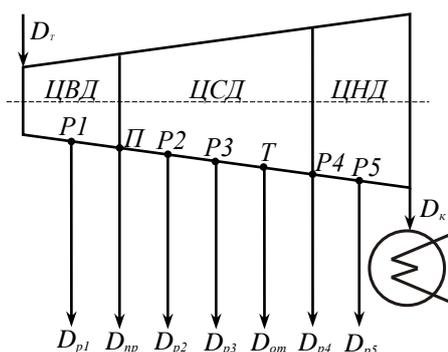
18 – давление нагреваемой воды, атм. (1,76 МПа);

7 – максимальное давление пара в корпусе, атм. (0,69МПа).

1.5 Анализ тепловых схем ТЭС

1.5.1 Определение показателей тепловой экономичности по результатам расчёта тепловой схемы

Определение показателей тепловой экономичности является заключительным этапом расчетного анализа тепловой схемы. Расчетный расход пара на турбину D'_T определяется путем суммирования всех потоков пара:



$$D'_T = D_K + \sum_{i=1}^n D_{pi} + D_{om} + D_{np}, \quad (1.38)$$

где D_K – расход пара в конденсатор;

$\sum_{i=1}^n D_{pi}$ – сумма расходов пара из регенеративных отборов;

D_{om} – расход пара из отопительного отбора;

D_{np} – расход пара из промышленного

отбора.

Расходы пара из отопительного и промышленного отборов определяются по величине тепловой нагрузки внешних потребителей станции.

Расчетный расход пара D'_T сравнивается с ранее принятым D_T :

$$\Delta D = (D_T - D'_T) / D_T \cdot 100\% \quad (1.39)$$

Расхождение ΔD между принятым расходом пара на турбину в начале расчета D_T и расчетным расходом пара D'_T , полученным суммированием, не должно превышать:

при $D_T \leq 20 \text{ кг/с}$ ($72 \text{ м}^3/\text{ч}$), $\Delta D \leq 0,05 \text{ кг/с}$ ($0,18 \text{ м}^3/\text{ч}$), расхождение до 0,25% ;

при $D_T \leq 50 \text{ кг/с}$ ($180 \text{ м}^3/\text{ч}$), $\Delta D \leq 0,1 \text{ кг/с}$ ($0,36 \text{ м}^3/\text{ч}$), расхождение до 0,20% .

В случае более значительных расхождений следует искать ошибки в расчётах.

Для котлов производительностью свыше 50 кг/с допустимая ошибка должна определяться исходя из степени её влияния на вычисление других показателей, например, электрической мощности турбогенератора. Предварительно можно рекомендовать:

при $D_T \leq 50 \text{ кг/с}$ ($180 \text{ м}^3/\text{ч}$), $\Delta D = 0,075 \text{ кг/с}$ ($0,27 \text{ м}^3/\text{ч}$), расхождение до 0,15% .

Расчетная электрическая мощность, развиваемая турбогенератором, определяется по формуле:

$$N'_3 = (D'_k \cdot H_k + \sum_{i=1}^n D_{pi} \cdot h_{pi} + D_{om} \cdot h_{om} + D_{np} \cdot h_{np}) \cdot \eta_{эм}, \quad (1.40)$$

где H_k – использованный теплоперепад в турбине при расширении пара от начальных параметров до давления в конденсаторе;

h_{pi} – использованный теплоперепад i -того регенеративного отбора пара;

h_{om} , h_{np} – использованные теплоперепады, соответственно, отопительного и промышленного отборов пара.

При расхождении полученной по расчету N'_3 и заданной N_3 электрической мощности

$$\Delta N = \frac{N_3 - N'_3}{N_3} \cdot 100\% \quad (1.41)$$

до 1,0 – 1,5 % пересчёт тепловой схемы не требуется, а расход пара на турбину уточняется поправкой ΔD_T , которая определяется по формуле:

$$\Delta D_T = \pm \Delta N \cdot \frac{N_3}{H_k \cdot \eta_{эм}} \quad (1.42)$$

Уточнённый расход пара составит:

$$D''_T = D'_T \pm \Delta D_T \quad (1.43)$$

При более значительном расхождении полученной по расчёту и заданной электрической мощности турбогенератора (более 1,0 – 1,5 %) после введения поправки на расход пара расчёт тепловой схемы следует повторить.

После проверки расхода пара и вычисления расчётной электрической мощности определяются показатели тепловой экономичности:

1. Расход теплоты на выработку электроэнергии:

$$Q_T = D''_T \cdot (i_1 - i_{не}) + D_{nn} \cdot (i''_{nn} - i'_{nn}), \quad (1.44)$$

где D_{nn} – расход пара, поступающего в промежуточный пароперегреватель;

i'_{nn} , i''_{nn} – энтальпия пара до и после промежуточного перегрева.

2. Удельный расход теплоты на выработку электроэнергии (брутто):

$$q_{ТЭС}^{брутто} = \frac{Q_T}{N'_3} \quad (1.45)$$

3. К.п.д. турбогенератора:

$$\eta_{м.э.} = \frac{N'_3}{Q_T} = \frac{1}{q_{ТЭС}^{брутто}} \quad (1.46)$$

4. К.п.д. энергоблока (нетто):

$$\eta^{нетто} = \eta_{нз} \cdot \eta_{м.з.} \cdot \eta_{м.н.} \cdot (1 - e_{сн}). \quad (1.47)$$

5. Удельный расход топлива:

$$b = 0.123 / \eta^{нетто}. \quad (1.48)$$

1.5.2 Анализ тепловых схем методом коэффициента ценности теплоты и методом изменения коэффициента мощности турбогенератора

При усовершенствовании тепловых схем ТЭС путем подачи дополнительного пара, например, пара от сепараторов непрерывной продувки, котлов-утилизаторов, систем испарительного охлаждения и других источников, пар вносит дополнительную теплоту в тепловую схему:

$$Q_{\delta} = D_{\delta} \cdot i_{\delta}, \quad (1.49)$$

где D_{δ} – расход дополнительного пара;

i_{δ} – энтальпия дополнительного пара.

Изменение количества теплоты в тепловой схеме от дополнительного потока пара определяется с учетом коэффициента ценности теплоты пара ξ :

$$\Delta Q_T = \xi \cdot Q_{\delta}. \quad (1.50)$$

Коэффициент ценности теплоты дополнительного пара ξ вычисляется по коэффициенту недовыработки мощности y_N :

$$\xi = y_N \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_N)], \quad (1.51)$$

$$y_N = \frac{i_{\delta} - i_{\kappa}}{i_1 - i_{\kappa}}, \quad (1.52)$$

где k_c – коэффициент схемы.

Дополнительная теплота в тепловой схеме ΔQ_T приводит к уменьшению расхода пара на турбину и, соответственно, к экономии топлива на выработку пара в парогенераторе:

$$\Delta B_T = \frac{\Delta Q_T}{Q_n^p \cdot \eta_{нз}^n}. \quad (1.53)$$

Таким образом, при подаче дополнительного потока пара в тепловую схему и сохранении постоянной мощности турбогенератора, *экономия топлива в парогенераторе определяется в следующей последовательности:*

- 1) определяется теплота дополнительного потока пара Q_o (1.49);
- 2) определяется коэффициент недовыработки мощности y_N (1.52);
- 3) определяется коэффициент ценности теплоты дополнительного пара ξ (1.51);
- 4) определяется изменение теплоты в тепловой схеме ΔQ_T (1.50);
- 5) определяется экономия топлива ΔB_T (1.53).

В том случае, если расход топлива остается постоянным, дополнительный поток пара приводит к увеличению мощности турбогенератора:

$$\Delta N = e \cdot Q_o, \quad (1.54)$$

где e – коэффициент мощности, который показывает увеличение мощности в турбогенераторе на единицу теплоты дополнительного потока пара

$$e = \Delta N / Q_o. \quad (1.55)$$

При учете произведения (1.50)

$$Q_o = \frac{\Delta Q_T}{\xi}. \quad (1.56)$$

В результате подстановки (1.56) в (1.54)

$$\Delta N = e \cdot \frac{\Delta Q_T}{\xi}. \quad (1.57)$$

После преобразования (1.57) получим отношение, соответствующее абсолютному внутреннему к.п.д. турбогенератора η_i :

$$\eta_i = \frac{\Delta N}{\Delta Q_T} = \frac{e}{\xi}; \quad (1.58)$$

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{эм}, \quad (1.59)$$

здесь η_t – термический к.п.д. паротурбинной установки;

η_{oi} – внутренний относительный к.п.д. турбины;

$\eta_{эм}$ – электромеханический к.п.д. турбогенератора.

Выражение (1.58) допустимо при условии, что дополнительная теплота поступающая в тепловую схему ΔQ_T не превышает 10% от количества теплоты пара, поступающего в турбину Q_T :

$$\Delta Q_T \leq 0,1 \cdot Q_T. \quad (1.60)$$

В соответствии с выражением (1.58):

$$e = \eta_i \cdot \xi \quad (1.61)$$

Таким образом, увеличение мощности турбогенератора от дополнительного потока пара при сохранении постоянного расхода топлива определяется в следующей последовательности:

- 1) определяется теплота дополнительного потока пара (1.49);
- 2) определяется коэффициент недовыработки мощности (1.52);
- 3) определяется коэффициент ценности дополнительного потока пара (1.51);
- 4) определяется коэффициент изменения мощности турбогенератора (1.61);
- 5) определяется изменение мощности турбогенератора (1.54).

Рассмотрим применение методов коэффициента ценности теплоты и коэффициента изменения мощности турбогенератора при выборе места подвода пара от сепаратора непрерывной продувки в тепловой схеме на базе турбины ***K-100-90*** (см. рис. 1.12):

K – конденсационная турбина;

100 – номинальная мощность турбины, МВт;

90 – давление пара, поступающего в турбину, атм. (8,8 МПа).

Задача заключается в определении места подключения, при котором возможна максимальная экономия топлива в случае сохранения мощности турбогенератора или максимальное увеличение мощности турбогенератора при сохранении постоянного расхода топлива в парогенераторе.

Расход пара от сепаратора непрерывной продувки определяется выражением:

$$D_{cen} = \frac{i_n^b - i_n^{cen}}{i_n^{cen} - i_n^{cen}} \cdot D_{np}, \quad (1.62)$$

где i_n^b – энтальпия продувочной воды при температуре насыщения, соответствующей давлению в барабане;

i_n^{cen} – энтальпия продувочной воды при температуре насыщения, соответствующей давлению в сепараторе;

i_n^{cen} – энтальпия сухого насыщенного пара при давлении в сепараторе;

D_{np} – расход продувочной воды.

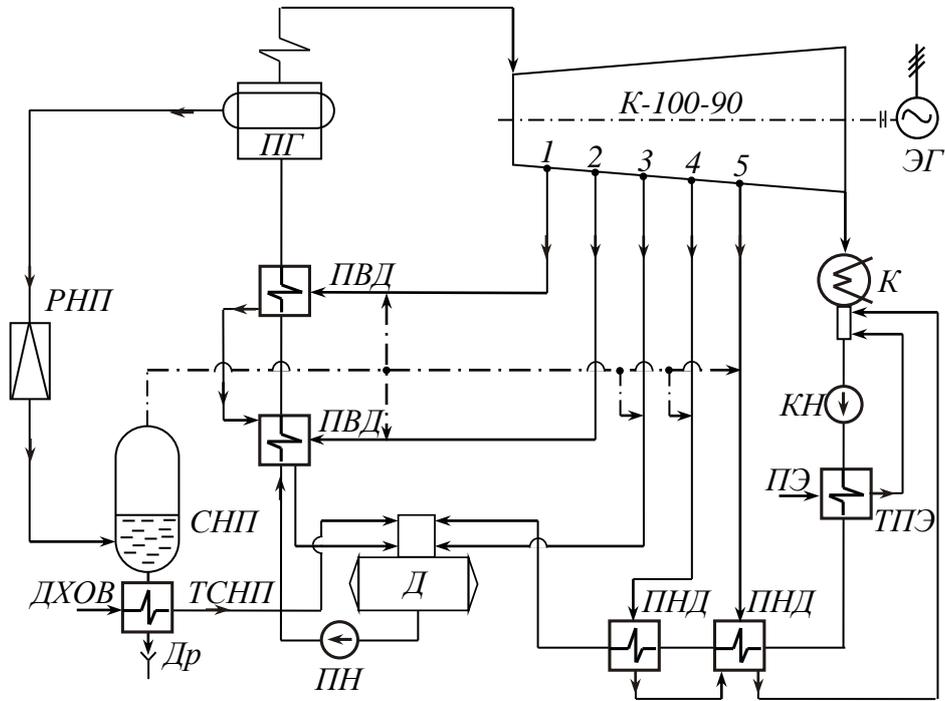


Рисунок 1.12 – К выбору места подключения дополнительного потока пара в тепловой схеме на базе турбины K-100-90

РНП – редуктор непрерывной продувки для понижения давления продувочной воды; СНП – сепаратор (расширитель) непрерывной продувки для получения вторичного пара от вскипания; ТСНП – теплообменник сепаратора непрерывной продувки для охлаждения остатков продувочной воды в сепараторе; Др – дренаж продувочной воды в канализацию.

Возможны пять вариантов подключения: отборы 1...5, давление в которых определяет давление пара в сепараторе, т.е.

$$i_n^{cen} = i_n^{pi}, \quad i_n^{cen} = i_n^{pi},$$

где i_n^{pi} и i_n^{pi} – соответственно энтальпия кипящей продувочной воды и насыщенного пара при давлении в i -том отборе.

При подключении сепаратора к отборам выражение (1.62) принимает вид:

$$D_{cen} = \frac{i_n^b - i_n^{pi}}{i_n^{pi} - i_n^{pi}} \cdot D_{np}. \quad (1.63)$$

В том случае, если сохраняется мощность турбогенератора, экономия топлива от подачи пара сепаратора непрерывной продувки для всех точек подключения определяется в следующей последовательности:

- 1) вычисляется количество пара от сепаратора непрерывной продувки D_{cee} (1.63);
- 2) вычисляется количество дополнительной теплоты пара:

$$Q_o = D_{np} \cdot i_n^{pi}; \quad (1.64)$$

3) вычисляется коэффициент недовыработки мощности:

$$y_N = \frac{i_n^{pi} - i_k}{i_1 - i_k}; \quad (1.65)$$

4) вычисляется коэффициент ценности теплоты пара ξ (1.51);

5) определяется изменение теплоты в тепловой схеме ΔQ_T (1.50);

6) определяется экономия топлива B_T (1.53).

Из пяти вариантов подключения принимается тот, который дает максимальную экономию топлива.

В том случае, если сохраняется расход топлива, изменение мощности турбогенератора определяется в следующей последовательности:

1) вычисляется количество пара от сепаратора непрерывной продувки (1.63);

2) вычисляется количество дополнительной теплоты пара Q_o (1.64);

3) вычисляется коэффициент недовыработки мощности y_N (1.65);

4) вычисляется коэффициент ценности теплоты пара ξ (1.51);

5) определяется коэффициент изменения мощности e (1.61);

6) определяется увеличение мощности турбогенератора ΔN (1.54).

Из пяти вариантов отборов принимается тот, который дает максимальное увеличение мощности турбогенератора.

2 КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЭС

2.1 Расположение ТЭС

Основными критериями для выбора расположения ТЭС являются:

1. Близкое расположение к потребителям, что уменьшает потери в линиях электропередач (ЛЭП) и сокращает расходы на сооружение ЛЭП. Расположение ТЭС по отношению к потребителям ограничивается допустимым расстоянием транспортировки теплоносителей: сетевой нагретой воды до 35 км, пара до 8 – 12 км.
2. Обеспеченность электростанции топливной базой и достаточно близкое расположение топливной базы к станции. Особенно это касается применения высокозольных углей с низкой теплотой сгорания (до 20 МДж/кг), транспортировка которых на большие расстояния может оказаться экономически невыгодной.

3. Наличие близко расположенного и достаточно ёмкого источника воды. Для сокращения расхода энергии на подачу воды желательно размещение источника не значительно ниже уровня площадки электростанции.
4. Достаточные размеры площадки прямоугольной формы ($\approx 1:2$), с относительно ровным рельефом, с уклоном 0,5 – 1% (для отвода поверхностных вод) и с уровнем грунтовых вод на выше 3 – 4 метра (для исключения затопления оборудования и фундаментной части здания, находящихся ниже отметки 0).

Удельная площадь при размещении электростанций составляет в пределах $0,01 \div 0,06$ Га/МВт, для мощных электростанций эта величина составляет $0,01 \div 0,03$ Га/МВт. С увеличением мощности электростанции площадка в целом и затраты на её благоустройство уменьшаются.

Перечисленные требования относятся также и к выбору площадки промышленной ТЭС, однако выбор площадки предопределяется здесь в значительной степени расположением промпредприятия.

Основные здания и сооружения электростанции:

1. Главный корпус электростанции.
2. Главное распределительное устройство и распределительное устройство собственного расхода электроэнергии.
3. Топливное хозяйство.
4. Химводоочистка.
5. Сооружение оборотной системы охлаждающей воды.
6. Масляное хозяйство.
7. Ремонтные мастерские и склады.
8. Административно-бытовой корпус

2.2 Компоновка главного корпуса ТЭС

Главным корпусом ТЭС называют здание, внутри которого размещается основное и связанное с ним вспомогательное оборудование станции, осуществляющие главный технологический процесс электростанции – преобразование тепловой энергии в электрическую.

Основными помещениями главного корпуса являются:

- 1) котельное отделение;
- 2) турбинное отделение;

3) деаэраторное отделение;

4) бункерное отделение (для электростанций, работающих на твердом топливе).

Варианты компоновки главного корпуса пылеугольной ТЭС определяются взаимным расположением бункерного и деаэраторного отделений.

Возможны следующие варианты (см. рис.2.1):

а) с отдельными бункерным и деаэраторным отделениями;

б) со смежным размещением бункерного и деаэраторного отделений;

в) совмещенные бункерное и деаэраторное отделения.

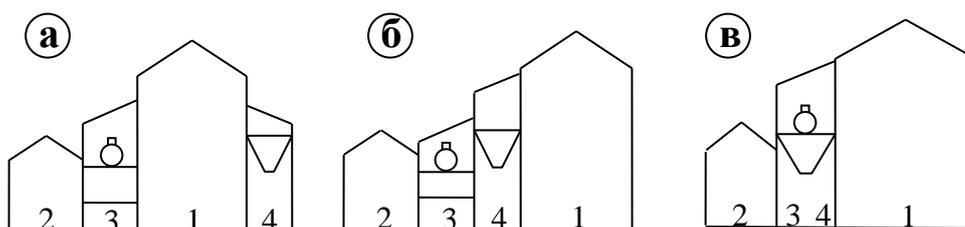


Рисунок 2.1 – Варианты компоновки главного корпуса пылеугольной ТЭС

В варианте **а**) конвективные шахты парогенераторов расположены со стороны турбинного отделения, что сокращает протяженность паропроводов и трубопроводов питательной воды. Недостатком является расположение громоздких газоходов для уходящих из парогенераторов газов непосредственно в котельном отделении. Вариант применяется при использовании высококалорийных углей, для которых необходимы большие объемы бункеров и, соответственно, большие размеры бункерного отделения.

В варианте **б**) со стороны турбинного отделения располагаются топки парогенераторов, что исключает прокладку газоходов котлов через котельное отделение и упрощает компоновку оборудования, например, выносных воздухонагревателей, однако увеличивается протяженность паропроводов и трубопроводов питательной воды, связывающих котельное и турбинное отделения.. **в**)

Вариант **в**) применяют для блочной структуры станции, при которой требуется меньшие объемы аккумуляторов питательной воды и отсутствует прокладка поперечных технологических трубопроводов (связей), которые при неблочной структуре станции размещаются в этажерке деаэраторного отделения. Совмещенное расположение приводит к значительной экономии капитальных затрат на сооружение главного корпуса ТЭС.

2.3 Особенности пуска агрегатов и энергоблоков ТЭС

Пуск агрегатов и энергоблоков является одним из важнейших элементов эксплуатации станции, отличающимся большой продолжительностью и значительными энергетическими затратами.

Блок 200 МВт:

Продолжительность пуска: $\tau_n = 3,0 \div 7,5$ часов.

Затраты топлива на пуск: $V_{\text{пуск}} = 50 \div 100$ т.т.

Блок 300 МВт:

Продолжительность пуска: $\tau_n = 3,2 \div 9,0$ часов.

Затраты топлива на пуск: $V_{\text{пуск}} = 100 \div 190$ т.т.

Можно выделить два варианта пуска:

- последовательный пуск котлов и турбогенераторов, т.е. вначале запускают котел и его работу доводят до номинального режима, а затем турбогенератор;
- пуск на «скользящих параметрах», т.е. турбогенератор запускают значительно раньше достижения номинального режима парогенератором с последующим наращиванием давления и температуры пара.

Второй вариант существенно сокращает продолжительность пуска и затраты топлива.

Принципиальные отличия в пусковые схемы энергоблоков вносит тип парогенераторов (барабанный или прямоточный).

Особенности пусковой схемы энергоблока с барабанным котлом (см. рис. 2.2):

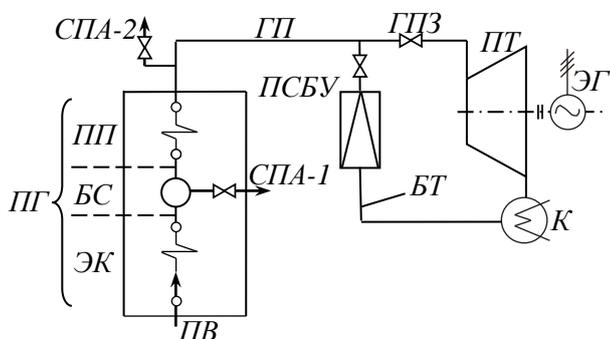


Рисунок 2.2 – К пуску энергоблока с барабанным котлом

ПГ – парогенератор; ЭК – экономайзер; БС – барабан-сепаратор; ПП – пароперегреватель; ПВ – питательная вода; СПА-1,2 – сброс пара в атмосферу; ГП – главный паропровод; ГПЗ – главная паровая задвижка; ПТ – паровая

турбина; ЭГ – электрогенератор; К – конденсатор; БТ – байпас турбины; ПСБУ – пуско-сбросное устройство.

В начальный период растопки котла, когда в пароперегревателе содержится вода, препятствующая выходу пара из барабана, что может привести к интенсивному росту давления в барабане, пар из барабана выпускают через трубопровод – сброс пара в атмосферу (СПА-1). Скорость роста давления в барабане для постепенного прогрева стенки барабана ограничивается до достижения 0,6 МПа, т.е. в интервале, в котором происходит наиболее интенсивный рост температуры насыщения. Начиная с давления 0,6 МПа пар направляют к турбине для прогрева паропроводов, стопорного и регулирующего клапанов и других элементов паровпускной части турбины. По достижению паропроизводительности 10 – 15% от номинальной, открывают главную паровую задвижку и пускают пар в турбину, что обеспечивает толчок ротора турбины. Последовательно, в соответствии с пусковым графиком, подводят параметры пара к номинальному режиму.

Независимо от типа котла энергоблока (барабанный или прямоточный) в типовых пусковых схемах предусмотрен байпас турбины БТ, соединяющий главный паропровод ГП с конденсатором и предназначенный для сброса свежего пара при пуске блока во время повышения температуры паровпускных частей турбины. Для снижения параметров пара байпас турбины оборудован ПСБУ.

Для обеспечения скользящего режима пуска блока с прямоточным котлом (см. рис. 2.3) котёл оснащается встроенным пусковым узлом, который включает:

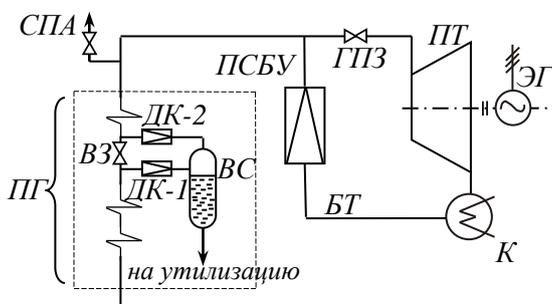


Рисунок 2.3 – К пуску энергоблока с прямоточным котлом

- встроенную задвижку ВЗ, условно разделяющую пароводяной тракт парогенератора на две части: испарительную и пароперегревательную (водяную и паровую);

- встроенный сепаратор ВС, предназначенный для выделения пара из воды перегретой в испарительной части котла при закрытой или частично открытой встроенной задвижке ВЗ, последующего наращивания паропроизводительности ВС и подачи пара в перегревательную часть котла. Выход котла на стабильный режим работы происходит при 30% номинальной паропроизводительности.

Дроссельные клапана: ДК-1,2 обеспечивают регулирование давления в испарительной и пароперегревательных частях в период выхода на стабильный режим работы.

2.4 Эксплуатация турбогенераторов

1. Для надежной и экономичной эксплуатации турбогенераторов должны быть обеспечены:

- надежность работы основного и вспомогательного оборудования;
- нормативные показатели экономичности основного и вспомогательного оборудования;
- готовность принятия номинальной электрической и тепловой нагрузок.

2. Пуск турбины запрещается в следующих случаях:

- отклонения показателей теплового и механического состояния турбины от допустимых значений;
- неисправности хотя бы одной из защит, действующих на останов турбины;
- дефектов системы регулирования и парораспределения, которые могут привести к разгону турбины;
- неисправности одного из масляных насосов смазки, регулирования, уплотнений генератора и устройств их автоматического включения;
- отклонения качества масла от норм на эксплуатационные масла или снижения температуры масла ниже установленного заводом-изготовителем предела;
- отклонение качества свежего пара по химическому составу от норм.

3. По условию эксплуатационной безопасности разгрузка и остановка турбины осуществляется в следующих случаях:

- заедание стопорных клапанов свежего пара или пара после промперегрева;
- заедание регулирующих клапанов или обратных клапанов отбора;
- неисправностей в системе регулирования;
- нарушение нормальной работы вспомогательного оборудования, схемы и коммуникаций установки, если устранение причин нарушения невозможно без остановки турбины;
- увеличение вибрации опор свыше $7,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$;
- выявление неисправностей технологических защит, действующих на останов оборудования;
- обнаружение течей масла из подшипников, трубопроводов и арматуры, создающих опасность возникновения пожара;
- отклонения качества свежего пара по химическому составу от норм;
- обнаружение недопустимой концентрации водорода в картерах подшипников, токопроводах, маслобаке, а также превышающей норму утечки водорода из корпуса генератора.

4. Автомат безопасности срабатывает при повышении частоты вращения ротора турбины на 10-12 % сверх номинальной или до значения, указанного заводом-изготовителем. При срабатывании автомата безопасности должны закрываться:

- стопорные, регулирующие (стопорно-регулирующие) клапаны свежего пара и пара промперегрева;
- стопорные (отсечные), регулирующие и обратные клапаны, а также регулирующие диафрагмы и заслонки отборов пара;
- отсечные клапаны на паропроводах связи со сторонними источниками пара.

5. Турбина должна быть немедленно отключена персоналом путем воздействия на выключатель (кнопку аварийного отключения) при отсутствии или отказе в работе соответствующих защит в случаях:

- повышения частоты вращения ротора сверх установки срабатывания автомата безопасности;
- недопустимого изменения положения роторов относительно цилиндров;

- недопустимого снижения давления масла (огнестойкой жидкости) в системе смазки;
- недопустимого снижения уровня масла в масляном баке;
- недопустимого повышения температуры масла на сливе из любого подшипника, подшипников уплотнений вала генератора, любой колодки упорного подшипника турбоагрегата;
- воспламенения масла на турбоагрегате;
- недопустимого понижения перепада давления «масло – водород» в системе уплотнений вала генератора;
- недопустимого понижения уровня масла в демпферном баке системы маслоснабжения уплотнений вала генератора;
- отключения всех масляных насосов системы водородного охлаждения генератора (для бензинэжекторных схем маслоснабжения уплотнений);
- отключения генератора из-за внутреннего повреждения;
- недопустимого повышения давления в конденсаторе;
- недопустимого перепада давлений на последней ступени у турбин с противодавлением;
- внезапного повышения вибрации турбогенератора;
- появления металлических звуков и необычных шумов внутри турбины или генератора;
- появления искр или дыма из подшипников и концевых уплотнений турбины или генератора;
- недопустимого снижения температуры свежего пара после промперегрева;
- появление гидравлических ударов в паропроводах свежего пара, промперегрева или в турбине;
- обнаружения разрыва или сквозной трещины на неотключаемых участках маслопроводов и трубопроводов пароводяного тракта, узлах парораспределения;
- недопустимого снижения расхода охлаждающей воды на газоохладители;
- прекращения протока охлаждающей воды через статор генератора;

- исчезновения напряжения на устройствах дистанционного и автоматического управления или на всех контрольно-измерительных приборах.

Последовательность действий обслуживающего персонала осуществляется в соответствии с противоаварийной инструкцией, которая определяет порядок ликвидации аварии в зависимости от аварийного режима турбоустановки.

2.5 Эксплуатация регенеративных и сетевых подогревателей

1. Операции при включении регенеративных и сетевых подогревателей:

- заполняется водой трубная система и производится ее опрессовка;
- проверяется плотность системы (по отсутствию течи и водомерному стеклу);
- открываются задвижки на входе и выходе воды;
- закрывается задвижка на обводной линии;
- открывается отсос воздуха из корпуса подогревателя;
- производится прогрев и дренажирование паропровода греющего пара;
- прогревается корпус подогревателя;
- открывается паровая задвижка и после появления уровня конденсата в водоуказательном стекле открывается дренажная линия и включается регулятор уровня.

2. Операции при отключении подогревателей:

- закрывается паровая задвижка;
- открывается задвижка обвода воды минуя подогреватель;
- закрываются задвижки входа и выхода воды;
- отключаются дренажные линии и линии отсоса воздуха.

3. Регулируемые теплофикационные отборы включают в работу при нагрузке, обеспечивающей вентиляционный пропуск пара в конденсатор турбины, соблюдая следующую последовательность:

- вводят в работу регуляторы давления и устанавливают давление в отборах в соответствии с давлением подключаемых магистралей отборного пара;

- проверяют работу предохранительных и обратных клапанов на паропроводах отборного пара;
- открывают задвижки, соединяющие турбину с магистралями отборного пара;
- включают систему автоматического регулирования электрической нагрузки и давления пара в отборах.

4. Особенности эксплуатации подогревателей:

4.1 При нормальной работе подогревателей их эксплуатация заключается:

- в наблюдении за состоянием подогревателей и параметрами, характеризующими их работу;
- в устранении отклонений от нормального режима работы;
- в производстве профилактических мероприятий и в систематическом опробовании защит и блокировок.

4.2 Важнейшим показателем работы подогревателей является температура нагрева воды, а для регенеративных подогревателей и величина недогрева воды до температуры насыщения греющего пара. Причем последняя величина характерна для подогревателей без пароохладителей, т.к. при наличии пароохладителя температура подогрева воды может превышать температуру насыщения греющего пара.

Отклонение температур подогрева воды и температуры недогрева от расчетных указывает на ненормальную работу подогревателя, требует выявления и устранения причин.

4.3 При эксплуатации подогревателей необходимо следить за уровнем конденсата и за исправной работой конденсатоотводчиков и регуляторов уровня. Не допускается работа при отсутствии уровня, а также при слишком высоком уровне конденсата в корпусе подогревателя. В первом случае возможен прорыв пара в нижний подогреватель, во втором – уменьшается поверхность основной (конденсационной) части подогревателя, что может послужить причиной недогрева питательной воды.

4.4 В случае неисправности подогревателей их вывод из работы в ремонт не связан с остановкой турбины, т.е. может производиться при работающем агрегате.

3 ПРОБЛЕМЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ

В числе многочисленных проблем преобразования энергии представляют интерес наиболее актуальные проблемы, связанные с эксплуатацией тепловых электростанций Украины:

- обеспеченность тепловых электростанций топливом;
- проблемы пылеугольных паротурбинных ТЭС;
- применение парогазовых циклов для повышения эффективности ТЭС;
- проблемы преобразования энергии в «малой» энергетике.

3.1 Обеспеченность тепловых электростанций топливом

3.1.1 Уголь

Общее количество запасов углей Украины составляет около $60 \cdot 10^9$ т у.т.

Характеристика запасов углей в Украине

Наименование каменноугольного бассейна	Доля запасов, %	Вид угля
Донецкий	96,1	каменный, антрацит
Львовско-Волынский	1,6	каменный
Днепровский	2,3	бурый

Для оценки перспективы и выбора стратегии топливно-энергетической политики страны представляет интерес продолжительность использования (истощения) имеющихся запасов углей.

Период истощения зависит от двух факторов: запасов топлива Z_T и темпа его добычи dD/dt (здесь D – количество добываемого топлива, t – продолжительность добычи).

Запасы топлива и темп его добычи связаны интегральным уравнением:

$$Z_T = \int_0^T \frac{dD}{dt} dt, \quad (3.1)$$

где T – период истощения запасов топлива.

Предполагая экспоненциальный рост добычи топлива, темп добычи представляется уравнением:

$$\frac{dD}{dt} = D_0 \cdot e^{kt}, \quad (3.2)$$

где D_0 – количество добываемого топлива в год начала отсчета периода истощения запасов; k – ежегодный прирост добычи топлива.

С учетом (3.2) уравнение (3.1) можно представить в следующем виде:

$$Z_T = \int_0^T D_0 \cdot e^{kt} dt \quad (3.3)$$

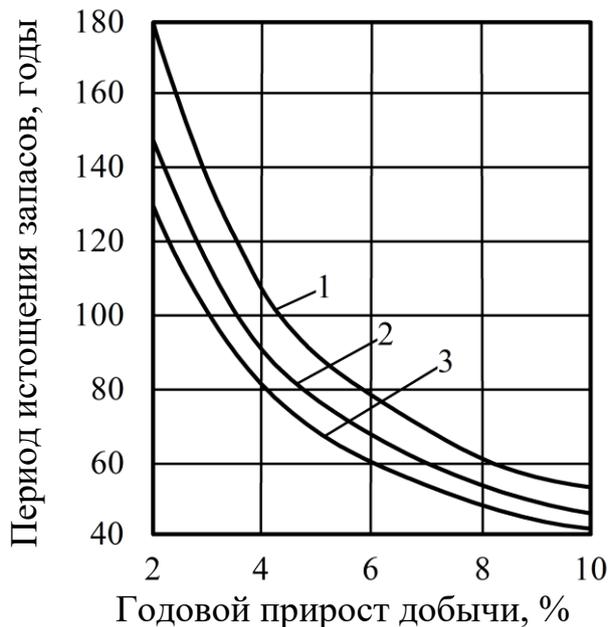
и после интегрирования получить выражение

$$Z_T = \frac{D_0}{k} (e^{kT} - 1), \quad (3.4)$$

решение которого относительно T дает формулу для вычисления периода истощения запасов топлива

$$T = \frac{1}{k} \cdot \ln \left(k \frac{Z_T}{D_0} + 1 \right). \quad (3.5)$$

Зависимость периода истощения запасов углей Украины (T) от годового прироста добычи (k), полученная в результате расчета по формуле (3.5), представлена на рисунке 3.1.



1, 2, 3 – добыча угля в год начала отсчета периода истощения принята, соответственно 25, 50 и 75 млн т у.т.

Рисунок 3.1 – Зависимость периода истощения (T) запасов углей Украины от годового прироста добычи (k)

Период истощения вычислен для 80 % запасов, а варианты начальной добычи и изменение темпа добычи учитывают различные сценарии развития экономики и конъюнктурных условий на энергетическом рынке.

Основные проблемы освоения запасов углей:

- большие капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с шахтной добычей углей;
- высокая степень опасности шахтной добычи;
- истощаемость и ограниченность запасов углей;
- снижение качества углей и невозможность использования углей в естественном виде после добычи (необходимость сортировки, обогащения, дробления, пылеприготовления перед сжиганием и прочее);
- изношенность оборудования угольных шахт;
- трудоемкость и энергоемкость транспортирования углей.

Основные возможные направления решения проблемы:

- применение открытого способа добычи углей;
- применение гидро- и пневмотранспорта;
- применение подземной газификации;
- размещение потребителей в непосредственной близости от мест добычи.

Перечисленные направления индивидуально не обеспечивают универсального решения проблем.

Для открытой разработки углей, снижающей опасность, капиталоемкость и повышающей производительность добычи по сравнению с шахтным способом, необходимо наличие угольных месторождений приемлемых для открытой разработки (небольшая глубина залегания углей и большая ширина угольных пластов). Открытая разработка углей требует последующей рекультивации поверхности земли, что по затратам может существенно увеличить себестоимость добычи углей.

Применение пневмо- и гидротранспорта ограничено в расстоянии (до 10-20 км).

Подземная газификация углей по сравнению с открытой разработкой или шахтной добычей дает следующие преимущества:

- сохранение окружающей территории (исключение отвалов, терриконов, минимальные расходы на рекультивацию);
- возможность вовлечения в разработку некондиционных запасов углей по зольности и, соответственно, сокращение потерь месторождений углей.

Вместе с этим, подземная газификация имеет ряд недостатков:

- необходимость наличия приемлемых для газификации угольных пластов;

- большие затраты энергии угля на газификацию (до 15% на разогрев угольного пласта);
- потери газа до 15% и угля до 20% в процессе газификации;
- невысокая теплота сгорания получаемого газа (до 5 МДж/м³), что исключает экономическую целесообразность транспортировки газа на большие расстояния (свыше 20-25 км).

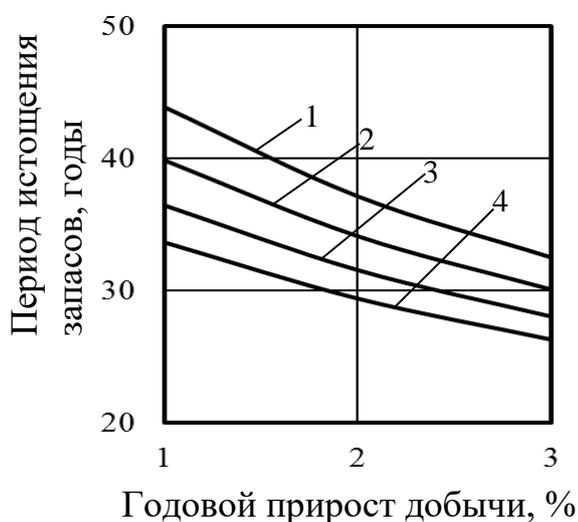
В качестве варианта решения проблемы освоения угольных месторождений возможно применение вышеперечисленных направлений в комбинации, например: размещение потребителей (тепловых электростанций, химкомбинатов по производству синтетических топлив из углей и прочих) вблизи от месторождений и применение открытого способа добычи с транспортировкой углей к потребителю гидротранспортом.

Перечисленные направления в решении проблемы освоения запасов углей требуют индивидуального подхода в каждом конкретном случае с соответствующим технико-экономическим обоснованием. Возможен также поиск новых решений.

3.1.2 Природный газ

Разведанные запасы природного газа в Украине составляют около $1100 \cdot 10^9 \text{ м}^3$, при годовой добыче до $20\text{-}22 \cdot 10^9 \text{ м}^3$.

Зависимость периода истощения 80% запасов природного газа (Т) в Украине от изменения темпа добычи (к), полученная расчетом по формуле (3.5), представлена на рисунке 3.2.



1, 2, 3, 4 – добыча природного газа в год начала отсчета периода истощения принята, соответственно, 16, 18, 20 и 22 млрд м³

Рисунок 3.2 – Зависимость периода истощения (Т) запасов природного газа от годового прироста

Решение проблемы ограниченности запасов и дефицита природного газа в Украине представляются в следующих направлениях:

- планомерный поиск и освоение газовых месторождений;
- экономное использование природного газа путем внедрения энергосберегающих технологий и применения альтернативных источников энергии;
- снижение потерь газа при транспортировке и распределении между потребителями;
- создание резервных запасов газа в период снижения мировых цен на газ;
- использование в качестве хранилищ резервных запасов природных резервуаров отработанных газовых месторождений;
- использование территории страны для транзита природного газа.

3.2 Проблемы пылеугольных паротурбинных ТЭС

Установленная электрическая мощность электростанций Украины составляет около 52 млн кВт, в том числе, установленная мощность ТЭС – 36,6 млн кВт, из которых 70% рассчитаны на сжигание угольной пыли, т. е. 25,5 млн кВт (около 50% установленной электрической мощности Украины).

Преобладание пылеугольных паротурбинных электростанций обусловлено следующим:

- большими запасами углей, в отличие от запасов других видов топлива;
- возможностью и необходимостью использования отходов добычи, переработки и обогащения углей.

На 17 крупнейших пылеугольных ТЭС Украины установлено 98 энергетических блоков, в том числе:

- 150 МВт – 6 блоков, • 200 МВт – 43, • 250 МВт – 5, • 300 МВт – 42 и 800 МВт – 2.

Большая часть энергоблоков 150–300 МВт требует реконструкции или обновления оборудования: 63 блока введены в эксплуатацию 1958–1969 годах, 24 блока – в 1970–1975 годах. При этом номинальный срок службы энергооборудования, например турбогенераторов, не превышает 20–25 лет.

Помимо износа оборудования пылеугольные ТЭС испытывают трудности, связанные с топливоснабжением, по следующим причинам:

- перебои поставки углей на электростанции, связанные со сложностью добычи и транспортировки, и вследствие этого периодическим образованием дефицита углей на электростанциях;

- повышенной зольностью углей (до 35-38 %), что увеличивает энергозатраты на транспортировку, дробление и пылеприготовление;

- повышенная зольность снижает эффективность работы парогенераторов (потери теплоты со шлаками) и увеличивает расходы на газоочистку;

- повышенная зольность углей требует для стабилизации горения пыли использование газообразного или жидкого топлива, доля которого может составить до 20-35% от общей теплоты топлива, сжигаемого в котлах, что требует значительной поддержки топливоснабжения котлов ТЭС дорогостоящим природным газом или мазутом.

Возможны следующие направления в решении проблемы топливоснабжения пылеугольных ТЭС:

1. Стабилизация добычи угля на существующем уровне, т. е. не допускать снижение добычи. Для увеличения добычи требуется реконструкция существующих или строительство новых шахт, что в зависимости от условий развития угольной промышленности может составить по срокам до 20–25 лет.

2. Использование отходов добычи, переработки и обогащения углей. Количество отходов составляет около 180 млн т. Переобогащение отходов может обеспечить в течении 15 – 20 лет ежегодно 5 – 6 млн т топлива, что достаточно для работы 10 – 12 энергоблоков мощностью 200 МВт.

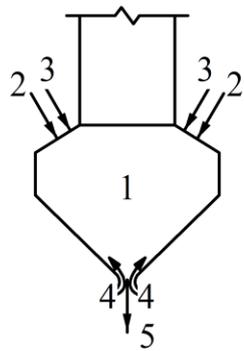
3. Применение для сжигания высокозольных углей высокоэффективных технологий сжигания, которые обеспечивают:

- сжигание углей и продуктов переработки отходов с зольностью до 50%;

- возможность работы котлов на высокозольном топливе с высокими технико-экономическими показателями в условиях изменяющихся нагрузок.

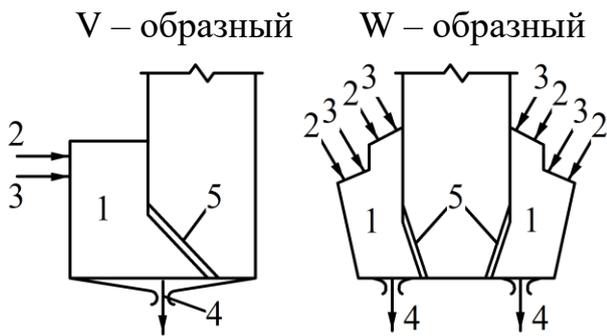
К таким технологиям относятся: сжигание углей в арочных топках (см. рис. 3.3), в плавильных плечевых предтопках (см. рис. 3.4), в циклонных предтопках (см. рис. 3.5) и в циркулирующем кипящем слое (см. рис. 3.6).

Арочные топки, плечевые и циклонные предтопки за счет концентрации сжигания в ограниченном объеме и снижения теплового излучения в восходящей газовой фазе котла обеспечивают повышение температуры в зоне горения, что облегчает воспламенение и углубляет дожигание высокозольного угля. Защитный воздух, повышающий устойчивость футеровки в арочных



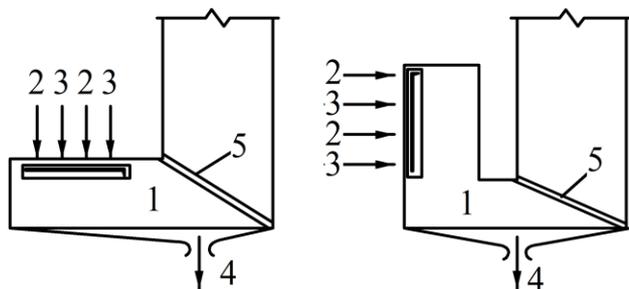
1 – арочная топка; 2, 3, 4 – подача, соответственно, пыли с первичным воздухом, вторичного воздуха, защитного воздуха; 5 – отвод сухой золы

Рисунок 3.3 – Сжигание углей в арочных топках



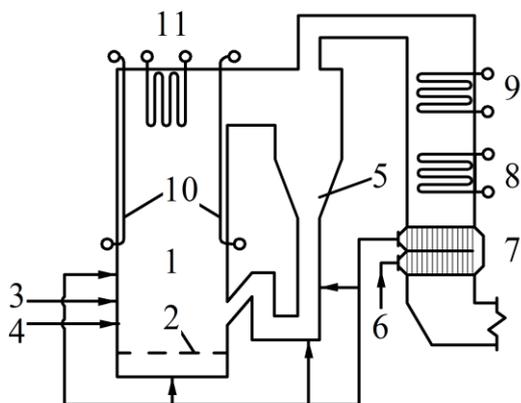
1 – плечевой предтопок; 2 и 3 – соответственно, подача пыли с первичным воздухом и вторичного воздуха; 4 – шлаковая летка; 5 – решетка шлакоуловителя

Рисунок 3.4 – Сжигание углей в плавильных плечевых предтопках



1 – циклонный предтопок; 2 и 3 – соответственно, подача пыли с первичным воздухом и вторичного воздуха; 4 – шлаковая летка; 5 – решетка шлакоуловителя

Рисунок 3.5 – Сжигание углей в циклонных предтопках



1 – топка кипящего слоя; 2 – решетка; 3 и 4 – подача измельченного угля и первичного воздуха; 5 – L-клапан; 6 – вторичный воздух; 7 – воздухонагреватель; 8 – экономайзер; 9 и 10 – испарительные поверхности нагрева; 11 – пароперегреватель

Рисунок 3.6 – Сжигание углей в циркулирующем кипящем слое

топках (см. рис. 3.3), утилизирует теплоту золы и этим вносит дополнительную теплоту в топку, что также способствует повышению температуры в топке.

Сжигание в циркулирующем кипящем слое (см. рис. 3.4) за счет многократной циркуляции угля обеспечивает высокую степень выжигания углерода. Циркуляцию создает L-клапан, в котором из-за расширения верхней части снижается скорость потока, происходит провал недожженных частичек угля в нижнюю часть клапана и возврат их в кипящий слой.

3.3 Применение парогазовых циклов для повышения эффективности ТЭС

На современном уровне техники паротурбинные ТЭС достигли предельного развития по следующим причинам:

Во-первых, дальнейшее увеличение параметров пара практически не приводит к увеличению к.п.д. и снижению удельного расхода топлива на выработку электроэнергии.

Во-вторых, увеличение мощности энергоблоков требует эквивалентного резерва мощности на ТЭС или в энергосистеме.

В-третьих, увеличение параметров пара и мощности энергоблоков требуют больших капитальных затрат на сооружение ТЭС, которые не окупаются возможным снижением себестоимости электроэнергии.

Перспективным направлением повышения энергетической эффективности циклов паротурбинных ТЭС является сочетание их с газотурбинными циклами, т.е. создание парогазовых ТЭС. Комбинация паротурбинного и газотурбинного циклов приводит к увеличению к.п.д. по следующим причинам:

1. Вследствие увеличения температуры подвода теплоты в комбинированный цикл через газотурбинную часть. Температура подвода теплоты в газовые турбины T_1^{gm} составляет до 1100 – 1150⁰С, а в паровые турбины T_1^{nm} до 540 – 565⁰С, соответственно, термический к.п.д. η_t , который в значительной степени определяет к.п.д. ТЭС, возрастает $\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$, (T_2 – температура отвода теплоты).

2. Вследствие утилизации остатков теплоты после газотурбинной части в паротурбинном цикле, например, путем подогрева питательной воды.

3.3.1 Виды и особенности парогазовых энергетических установок

В числе большого разнообразия парогазовых установок можно выделить: парогазовые установки с напорным парогенератором (см. рис. 3.7), обычным парогенератором (см. рис. 3.8) и котлом-утилизатором (см. рис. 3.9).

Обозначения к рисункам 3.7 – 3.9:

ВК – воздушный компрессор; **Т** – подача топлива; **КС** – камера сгорания; **ПГ(Н)** – парогенератор (напорный); **ГТ** – газовая турбина; **ЭГ** – электрогенератор; **ПТ** – паровая турбина; **К** – конденсатор; **КН** – конденсатный насос; **Д** – деаэратор; **ПН** – питательный насос; **РП** – регенеративный подогреватель питательной воды; **ПОГ** – подогреватель питательной воды на отходящих газах; **КУ** – котел-утилизатор.

Особенности парогазовой установки с напорным парогенератором

1. Следует использовать исключительно чистое топливо, т.к. продукты сгорания после парогенератора с давлением 0,4 – 0,6 МПа и температурой 750 – 800°C направляются непосредственно в газовую турбину.
2. Вследствие компактности напорных парогенераторов исключается здание котельного цеха на электростанции, парогенераторы размещаются непосредственно в машинном зале, что снижает капитальные затраты при сооружении новых станций на 25-30%.
3. Подогрев питательной воды осуществляется двумя параллельными потоками: в регенеративном подогревателе питательной воды и в подогревателе, работающем на

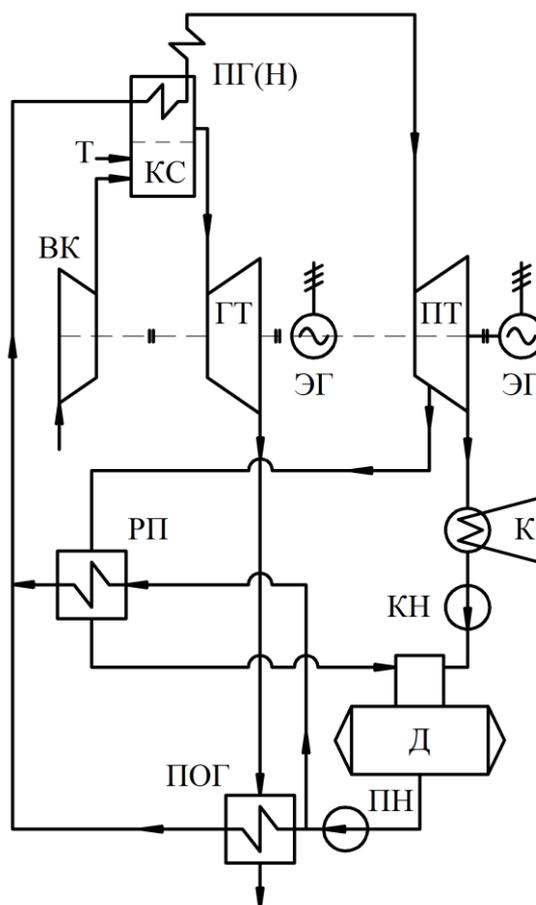


Рисунок 3.7 – Парогазовая установка с напорным парогенератором

отходящих газах. Соотношение потоков определяется соотношением мощностей паровой и газовой турбин.

4. Возврат теплоты отходящих газов с питательной водой в котел дает экономию топлива в котле. В целом, с учетом увеличения температуры подвода теплоты в цикле, экономия топлива в комбинированном цикле по сравнению с чисто паротурбинным циклом составляет $4 \div 7\%$.

Особенности парогазовой установки с обычным парогенератором

1. Вследствие большого коэффициента расхода воздуха при сжигании топлива перед газовой турбиной отходящие газы содержат до 15 – 18% кислорода и могут быть использованы в качестве окислителя взамен воздуха при сжигании топлива в парогенераторе.
2. Использование вместо воздуха отходящих газов исключают воздухоподогреватель в парогенераторе.

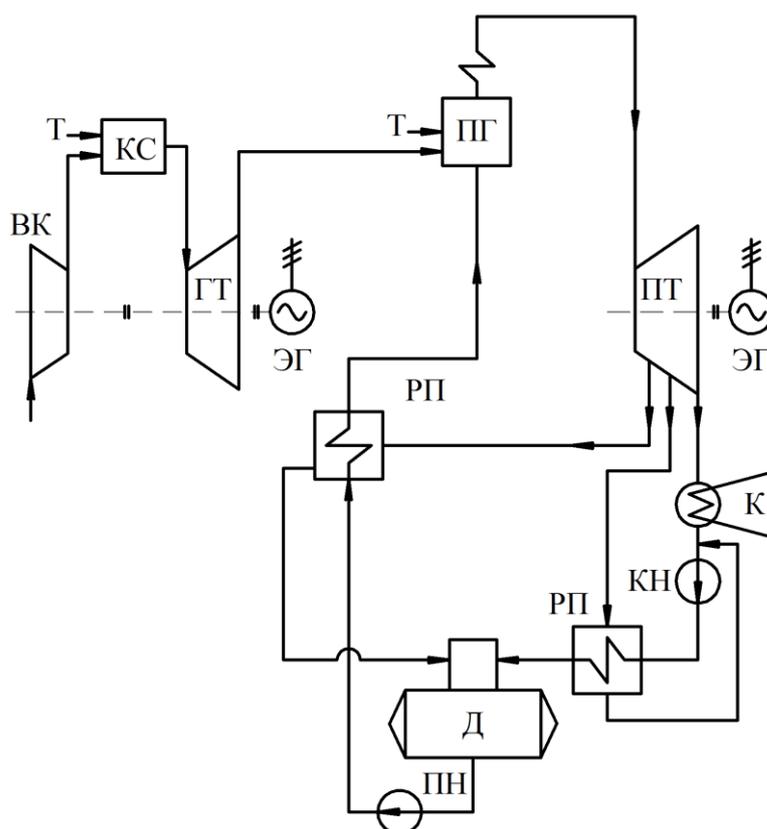


Рисунок 3.8 – Парогазовая установка с обычным парогенератором

3. В парогенераторе возможно использование любого топлива независимо от чистоты его продуктов сгорания. Доля топлива сжигаемого в котле от общего расхода топлива на комбинированный цикл составляет 70 – 80%.
4. Возможно отключение газотурбинной части при снижении нагрузки и включение газотурбинной части при повышении нагрузки.
5. Вариант парогазовой установки целесообразно использовать при реконструкции существующих электростанций. При сооружении новых электростанций возможно использование серийных котлов.
6. Экономия топлива по сравнению с паротурбинной ТЭС до 7%.

Особенности парогазовой установки с котлом-утилизатором

1. Целесообразно использовать этот вариант установки в комбинации с утилизацией теплоты отходящих газов технологических агрегатов, которые также используют котлы-утилизаторы. Работа котлов-утилизаторов на отходящих газах газовой турбины в тандеме с отходящими газами технологических агрегатов будет способствовать стабилизации паропроизводительности котлов-утилизаторов.

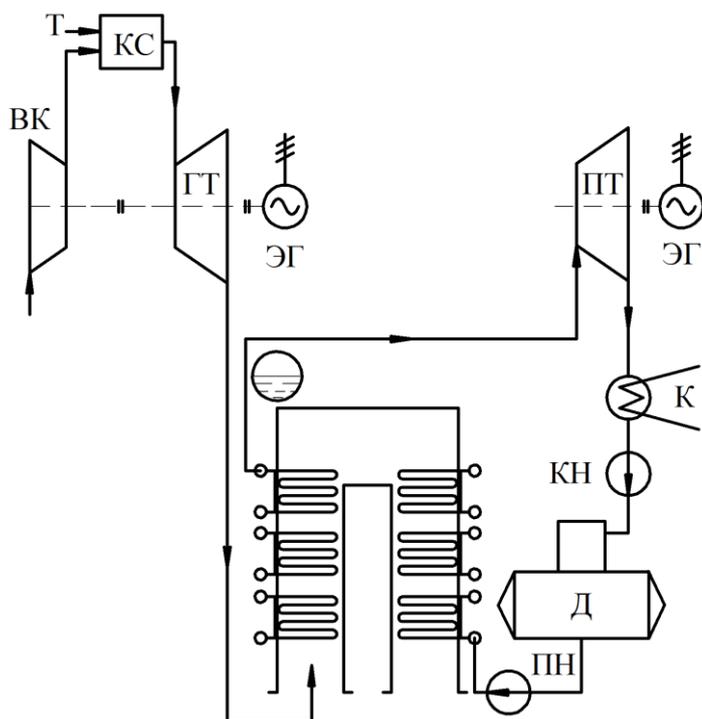


Рисунок 3.9 – Парогазовая установка с котлом-утилизатором

2. Для изменения паропроизводительности котлов-утилизаторов возможно использование дополнительного топлива, сжигаемого непосредственно в котлах в специальных предтопках.
3. Возможно использование полученного в котлах-утилизаторах пара не только для выработки электроэнергии, но и для технологических нужд.

3.3.2 Применение парогазовой установки с газификацией топлива внутри цикла ТЭС

Газификация топлива внутри цикла ТЭС обеспечивает возможность применения в парогазовых установках низкосортных видов топлива, что невозможно путем непосредственного сжигания топлива. Схема парогазовой установки представлена на рисунке 3.10.

Обозначения к рисунку 3.10:

РГ – реактор газификации (газогенератор); **УТ** – утилизационный теплообменник для подогрева очищенного генераторного газа неочищенным

газом; **ГО** – газоочистка; **В** – подача воздуха; остальные обозначения такие же как на рисунках 3.7 – 3.9.

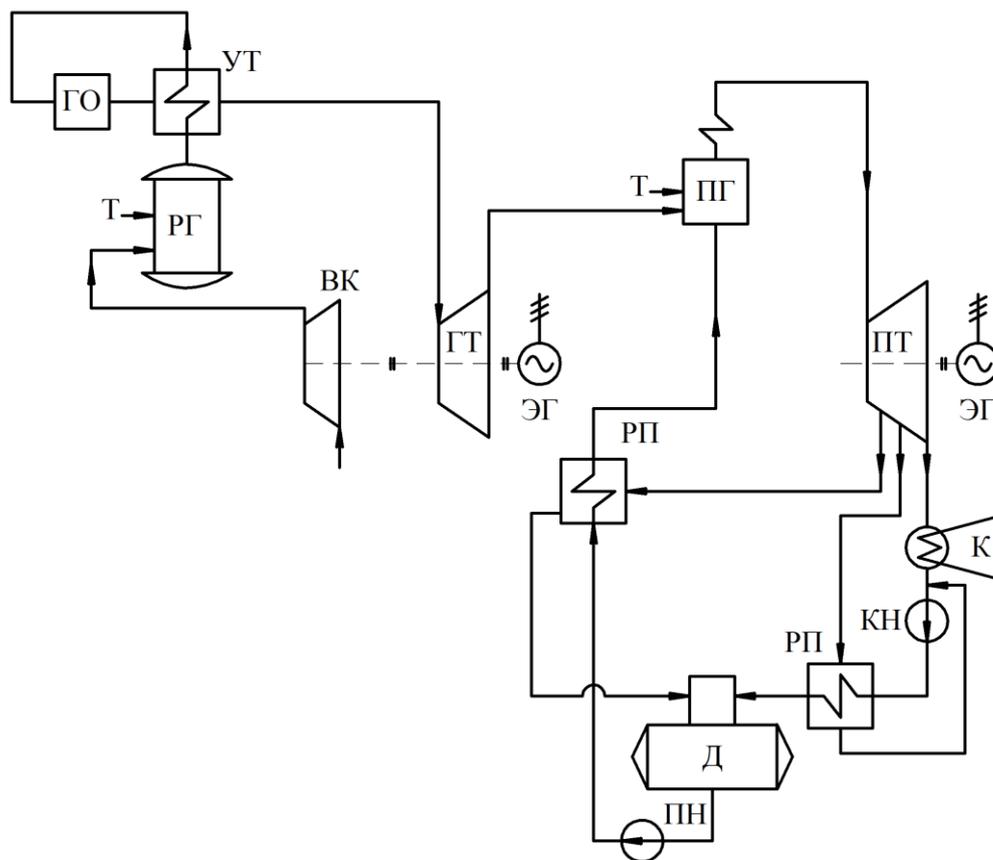


Рисунок 3.10 – Парогазовые установки с газификацией топлива внутри цикла ТЭС

Особенности схемы парогазовой установки с газификацией топлива внутри цикла электростанции:

1. Внутрицикловая газификация позволяет полностью реализовать энергетический потенциал генераторного газа (теплоту сгорания, давление и температуру газа после реактора).

2. Очистка генераторного газа перед газовой турбиной обеспечивает минимальное негативное воздействие на окружающую среду от использования низкосортного топлива по сравнению со сжиганием такого же топлива непосредственно в котлах.

3. В случае ТЭС промышленного предприятия внутрицикловая газификация помимо отпуска тепловой и электроэнергии может обеспечить отпуск с ТЭС газообразного топлива, т.е. обеспечить предприятие всеми видами энергоносителей (теплоэнергия, электроэнергия и топливо).

3.3.3 Применение парогазовых установок в тепловой схеме АЭС

Применение газотурбинной технологии в тепловых схемах АЭС может обеспечить:

1. Повышение надежности паротурбинной части электростанции и увеличение к.п.д. за счет перегрева пара, поступающего в турбину, и промежуточного перегрева пара.

2. Создание резервных или пиковых мощностей на АЭС с минимальными капитальными затратами.

Тепловая схема АЭС с газотурбинной надстройкой представлена на рисунке 3.11.

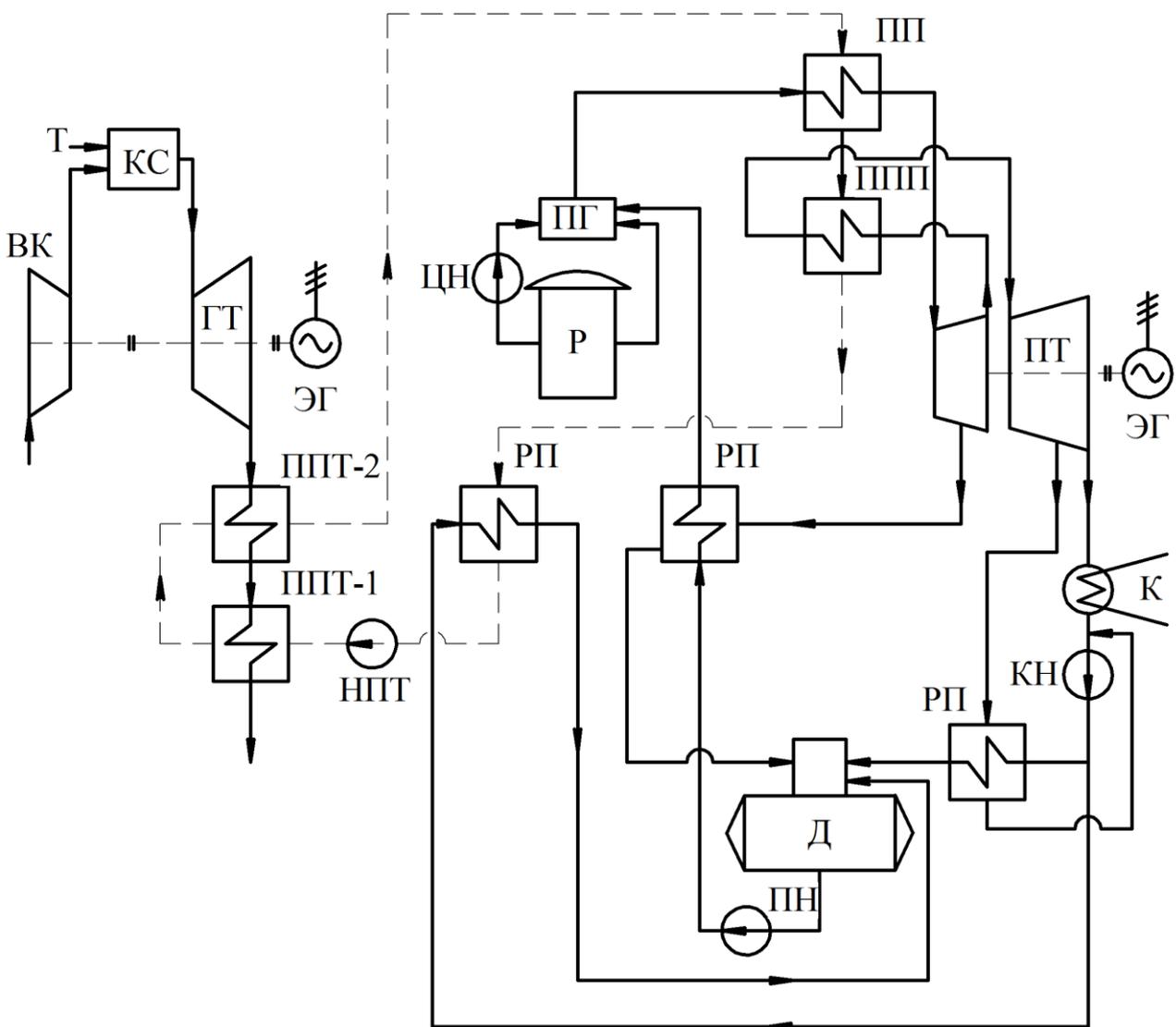


Рисунок 3.11 – Тепловая схема АЭС с газотурбинной надстройкой

Обозначения к рисунку 3.11:

Р – атомный реактор; **ЦН** – циркуляционный насос первого контура; **ПП** и **ППП** – пароперегреватель и промежуточный пароперегреватель; **ППВ** – подогреватель питательной воды на промежуточном теплоносителе; **НПТ** – насос промежуточного теплоносителя; **ПШТ** – ступени нагрева промежуточного теплоносителя; остальные обозначения такие же как на рисунках 3.7 – 3.9.

Особенности тепловой схемы АЭС с газотурбинной надстройкой.

1. Теплота отходящего газа из газовой турбины утилизируется путем нагрева промежуточного теплоносителя, в качестве которого можно применить расплавы щелочных металлов или органические соединения (дифенил, дифенилоксид, доутерм).

2. Промежуточным теплоносителем обеспечивается перегрев пара перед турбиной и промежуточный перегрев пара, что увеличивает к.п.д. паротурбинного цикла и повышает надежность работы турбины за счет снижения капельной эрозии лопаток. К.п.д. комбинированного цикла возрастает до 45% (к.п.д. обычного паротурбинного цикла АЭС не превышает 30%)

3. Увеличение мощности АЭС за счет газотурбинной надстройки может составить до 35%.

3.4 Проблемы преобразования энергии в малой энергетике

3.4.1 Общая характеристика объектов малой энергетике

К объектам малой энергетике относятся котельные мощностью до 100МВт и электростанции мощностью до 50МВт, обслуживающие коммунально-бытовое хозяйство, промышленные предприятия, аграрный сектор и другие сектора экономики.

Для объектов малой энергетике характерно следующее:

- значительное количество потребляемых энергоресурсов: около 50% от общего расхода энергоресурсов в топливно-энергетическом комплексе Украины.

- более высокое качество потребляемого топлива по сравнению с топливом, потребляемым в большой энергетике: природный газ – 50%; уголь – 30%; нефть и нефтепродукты – 20%;
- большое количество топливосжигающих установок: 2 млн единиц, в том числе, 1,5 млн котлов различной мощности, 243 ТЭЦ общей установленной мощностью 3100 МВт.
- объекты малой энергетики являются удобными для использования нетрадиционных видов энергии вследствие сравнительно небольшой единичной мощности потребителей.

Основной проблемой малой энергетики является повышение эффективности использования топлива в котельных и ТЭЦ.

Наиболее видными направлениями в решении этой проблемы являются:

- применение газотурбинных технологий (см. 3.3);
- переоборудование котельных в мини-ТЭЦ.

3.4.2 ТЭЦ небольшой мощности на базе паровых котельных

Пар, вырабатываемый в котельных, как правило, имеет давление значительно более высокое по сравнению с давлением пара, необходимого потребителю.

Большинство котельных в системах промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения (около 70%) вырабатывают пар давлением 1,3 МПа и температурой 191 °С, 25-30% котельных вырабатывают пар 1,4 МПа, 250 °С и 2,5 МПа, 350-370 °С, незначительное количество котельных (до 5%) вырабатывают пар 4 МПа, 440 °С. В тоже время большинству потребителей необходим пар значительно меньших параметров (0,3 ÷ 0,5 Мпа).

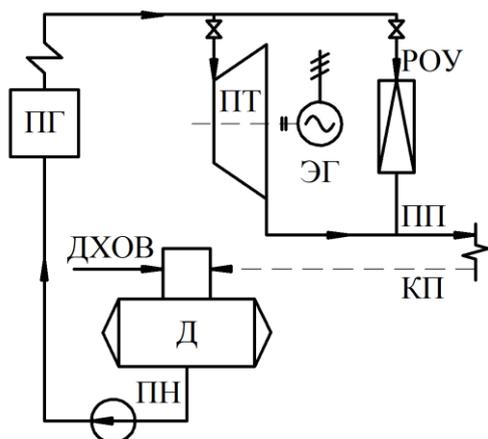
Избыточное давление пара можно использовать путем установки в котельных турбогенераторов. Электрический потенциал использования избыточного давления пара в котельных Украины составляет около 2000 МВт.

При установке в котельных турбин, использующих избыточное давление пара, в зависимости от вида тепловой нагрузки возможно два варианта:

- установка турбин противодавления (см. рис. 3.12);
- установка конденсационной турбины с промежуточным регулируемым отбором пара (см. рис. 3.13).

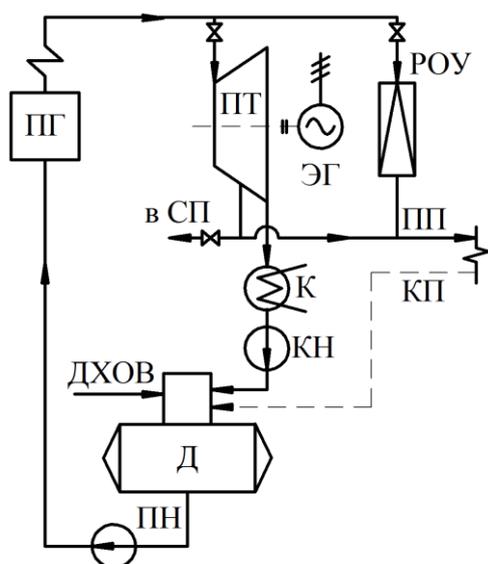
Обозначения к рисункам 3.12 и 3.13:

ПГ – парогенератор; **ПТ** – паровая турбина; **ЭГ** – электрогенератор; **РОУ** – редукционно-охладительная установка; **ПП** – подающий паропровод системы теплоснабжения; **КП** – конденсатопровод; **Д** – деаэратор; **ДХОВ** – добавочная химочищенная вода; **ПН** – питательный насос; **К** – конденсатор; **КН** – конденсатный насос; **СП** – сетевой подогреватель.



Установка турбины противодавления целесообразна в том случае, если имеет место стабильная паровая нагрузка.

Рисунок 3.12 – Схема установки в котельные турбины противодавления



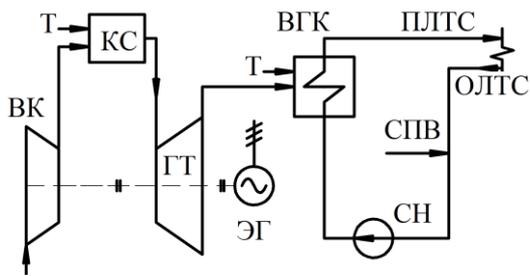
Установка конденсационной турбины с промежуточным регулируемым отбором пара целесообразна, если стабильной является тепловая нагрузка по сетевой воде, а паровая нагрузка появляется эпизодически или в целом незначительна по величине.

Рисунок 3.13 – Схема установки в котельной конденсационной турбины с промежуточным регулируемым отбором пара

3.4.3 ТЭЦ небольшой мощности на базе водогрейных котельных

Для большинства водогрейных котлов топливом является природный газ, т.е. высококалорийное, экологически чистое и дефицитное топливо. При этом водогрейные котлы вырабатывают низкопотенциальный энергоноситель – нагретую воду с температурой до 150⁰С.

Повысить эффективность использования природного газа в водогрейных котельных можно путем сооружения газотурбинной надстройки (см. рис. 3.14).



Обозначения: **ВК** – воздушный компрессор; **Т** – подача топлива; **КС** – камера сгорания; **ГТ** – газовая турбина; **ЭГ** – электрогенератор; **ВГК** – водогрейный котел; **ПЛТС** и **ОЛТС** – подающая и обратная линия тепловой сети; **СПВ** – сетевая подпиточная вода; **СН** – сетевой насос

Рисунок 3.14 – Схема водогрейной котельной с газотурбинной надстройкой

Природный газ сжигается в камере сгорания газотурбинной надстройки. Продукты сгорания после газовой турбины отводятся через водогрейный котел, где происходит утилизация их физической теплоты на подогрев сетевой воды.

В результате водогрейная котельная становится источником не только тепловой, но и электрической энергии. При появлении пиковых тепловых нагрузок природный газ может также сжигаться непосредственно в топке водогрейного котла. Дополнительное топливо сжигается в потоке отходящих из турбины газов, содержащих до 15 – 18% кислорода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
2. Гиршфельд В.Я., Морозов Г.Н. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 224 с.
3. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 446 с.
4. Промышленные тепловые электростанции: Учебник для вузов / М.И. Баженов, А.С. Богородский, Б.В. Сазанов, В.Н. Юренев; под. ред. Е.Я. Соколов – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1979. – 296 с.: ил.
5. Гичёв Ю.А. Тепловые электростанции. Часть I: Конспект лекций. – Днепропетровск: НМетАУ, 2011. – 45 с.
6. Гичёв Ю.А. Тепловые электростанции. Часть II: Конспект лекций. – Днепропетровск: НМетАУ, 2011. – 59 с.
7. Гичёв Ю.А. Проблемы теории и технологии преобразования и использования энергии. Конспект лекций. – Днепропетровск: НМетАУ, 2011. – 56 с.

Навчальне видання

Гічов Юрій Олександрович

**ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ
ТА ПРОБЛЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ
ЕНЕРГІЇ
Частина II**

Навчальний посібник

Тем. план. 2017, поз. 300

Підписано до друку 19.04.2017 р. Формат 60×84 1/16. Папір друк. Друк плоский.
Облік.-вид. арк. 3,58. Умов. друк. арк. 3,54. Тираж 100 пр. Замовлення № 64

Національна металургійна академія України
49600, м. Дніпро-5, пр. Гагаріна, 4

Редакційно-видавничий відділ НМетАУ