

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования
«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

УТВЕРЖДАЮ

Декан ТЭФ

Беляев С.А.

« _____ » _____ 2005 г.

РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Методические указания к курсовой работе (проекту)
по дисциплине "Тепловые и атомные электрические станции"
для студентов направления 140100 «Теплоэнергетика»
специальности 140101 «Тепловые электрические станции»

Томск 2005

УДК 621.311

РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. Методические указания к курсовой работе (проекту) по дисциплине "Тепловые и атомные электрические станции" для студентов направления 140100 «Теплоэнергетика» специальности 140101 «Тепловые электрические станции» ". - Томск: Изд. ТПУ, 2005.- 44 с.

Составители: доц. Антонова А.М.
 доц. Воробьев А.В.

Рецензент доцент, канд.техн.наук Н.Н.Галашов

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изданию методическим семинаром кафедры атомных и тепловых электростанций " ____ " _____ 2005 г.

Зав.кафедрой, доц., канд.техн.наук _____ Л.А.Беляев

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Цель курсовой работы – расширить, углубить и закрепить знания по дисциплине и приобрести навыки их практического использования.

Курсовая работа по «Технологии централизованного производства электроэнергии и теплоты» ставит перед студентом следующие задачи:

- научиться разбираться в тепловых схемах современных ТЭС и АЭС;
- изучить назначение, принцип действия и связи основного и вспомогательного оборудования паротурбинных энергоблоков;
- научиться определять параметры потоков в любых точках тепловой схемы ТЭС и АЭС;
- научиться составлять и решать уравнения материальных и тепловых балансов элементов тепловых схем и энергетическое уравнение турбоустановки;
- научиться определять показатели тепловой экономичности ТЭС и АЭС;
- приобрести навыки выбора основного и вспомогательного оборудования, обращения со справочной литературой;
- изучить пути развития тепловых и атомных электростанций и возможные способы повышения их экономичности.

ТЕМАТИКА КУРСОВОЙ РАБОТЫ И ОСНОВНЫЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Тематикой курсовой работы является расчет показателей работы тепловой или атомной электростанции. Задание на курсовую работу выдается преподавателем. Задаются:

1. Мощность электростанции и климатический район.
2. Состав паротурбинной части электростанции (тип блоков и их мощность) и число часов использования установленной мощности.
3. Вид топлива.
4. Для одного из блоков – расчетная принципиальная тепловая схема (ПТС); параметры пара перед турбиной, давление пара в конденсаторе либо температура охлаждающей воды, значения давлений пара в отборах турбины, либо значения температуры питательной воды перед котлом и температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах, нагрузки тепловых потребителей и другие данные.

В задании и методических указаниях обозначено:

- $N_э$ - электрическая мощность турбогенератора, МВт;
- G_0 – расход свежего пара на турбину, кг/с;
- $D_{пт}$ - расход пара технологическим потребителям, кг/с;
- ϕ - доля отпуска пара от РОУ;
- $Q_{от}$ - нагрузка тепловых потребителей, МВт;
- P_0 - давление пара перед турбиной, МПа;
- t_0 - температура пара перед турбиной, °С;
- x_0 - степень сухости пара перед турбиной;

$t_{пп}$ - температура пара за промежуточным пароперегревателем, °С;
 P_k - давление в конденсаторе, МПа или кПа;
 $P_d, P_{д2}$ - давления в деаэраторах, МПа;
 $P_{п}$ - давление у технологических потребителей пара, МПа;
 $t_{пв}$ - температура питательной воды перед котлом, °С;
 P_1, P_2, \dots, P_7 - давления пара в отборах турбины, (нижний индекс обозначает номер отбора, а дополнительный верхний индекс "р" обозначает, что отбор является регулируемым), МПа, бар или кПа;
 η_{oi} - относительные внутренние КПД ЦВД, ЦСД, ЦНД турбины и турбопривода.

Условные обозначения элементов тепловых схем:

ПГ - парогенератор;
ПП - промежуточный пароперегреватель;
ЦВД, ЦСД, ЦНД - цилиндры высокого, среднего и низкого давления турбины;
К - конденсатор; Д - деаэратор; Д2 - атмосферный деаэратор;
П1, П2, ... , П7 - регенеративные подогреватели;
ОУ, ОЭ - охладители уплотнений и эжекторов;
РОУ - редуционно-охладительная установка;
ВСП, НСП - верхний и нижний сетевые подогреватели;
ОСП, ПСП - основной и пиковый сетевые подогреватели;
ПВК - пиковый водогрейный котел; П - паропреобразователь;
ПЕ - пароперегреватель;
ОД - охладитель дренажа; ОТ - тепловые потребители сетевой воды;
ПТ - потребитель технологического пара;
Р - расширитель непрерывной продувки; ОП - охладитель продувки;
И - испаритель; КИ - конденсатор испарителя;
РУ - редуционное устройство;
Г - электрический генератор;
СК, РК, ОК - стопорный, регулирующие и отсечные клапаны;
РО - регулирующий орган регулируемого отбора;
ПН, БН, КН, ПеН, ДН, СН - питательный, бустерный, конденсатный, перекачивающий, дренажный и сетевой насосы;
ТП - турбопривод питательного насоса; ДВ - добавочная вода.

ЭТАПЫ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1. На основе исходных данных о характере и величинах энергонагрузок электростанции устанавливают наиболее представительные расчетные режимы для соответствующей категории электростанций.

2. При расчете ПТС блока, имеющего отопительную нагрузку, необходимо сначала построить графики тепловой нагрузки и температур сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха, а также график продолжительности тепловых нагрузок.

3. Анализ тепловой схемы блока и исходных данных.

4. Выбор метода расчета тепловой схемы блока.

5. Расчет принципиальной тепловой схемы (ПТС) заданного блока.
6. Определение расхода топлива и других показателей работы электростанции в целом.
7. Выбор состава основного и вспомогательного оборудования электростанции.
8. Расчет показателей системы технического водоснабжения электростанции.

1. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ РЕЖИМОВ

Для конденсационных электростанций (КЭС) расчет тепловой схемы может производиться на следующих режимах:

а) режим максимальной (номинальной) нагрузки блока. По данным этого расчета производится выбор котлов и вспомогательного оборудования.

б) режим технического минимума нагрузки блоков, определяющий экономичность их работы в часы провала графика электрических нагрузок энергосистемы.

в) режим промежуточной частичной нагрузки паротурбинной установки (ПТУ).

Для отопительных теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) характерные режимы работы ПТУ определяются графиками тепловых нагрузок:

а) зимний режим с максимальной тепловой нагрузкой турбины и давлениями в отопительных отборах, определяемыми температурным графиком сетевой воды при расчетной для отопления температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}}^p$. По этому режиму выбирают мощность котлов и вспомогательное оборудование;

б) режим максимальной тепловой нагрузки турбины при расчетной для отопления температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}}^B$, соответствующей моменту включения пиковых водогрейных котлов. Этому режиму отвечает максимальная теплофикационная мощность ПТУ;

в) летний режим при заданном расходе теплоты из отборов турбины на горячее водоснабжение;

г) конденсационный режим при отключенных отопительных отборах пара.

Для турбин типа ПТ, кроме того, могут рассматриваться режимы с различной нагрузкой производственного отбора (нулевой, номинальной или максимальной).

2. АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ БЛОКА И ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

На этом этапе необходимо обратить внимание на:

- уровень начальных параметров, наличие сепаратора, промежуточного перегревателя и способ промежуточного перегрева пара;

- тип турбины, количество цилиндров, наличие регулирующих органов отборов;

- значения разделительных давлений пара на выходе из ЦВД, ЦСД турбины (по давлению соответствующих отборов);
- способ отпуска теплоты от станции;
- состав сетевой установки (количество сетевых подогревателей, наличие ПВК);
- состав установки отпуска технологического пара (наличие паропреобразователя, пароперегревателя, охладителя дренажа);
- количество ступеней регенеративного подогрева питательной воды;
- наличие смешивающих регенеративных подогревателей;
- схему отвода дренажей из регенеративных и сетевых подогревателей;
- место ввода добавочной воды в тепловую схему и способ ее подготовки;
- наличие элементов вспомогательного оборудования тепловой схемы (турбоприводы, расширители, охладители продувки, испарители, конденсаторы испарителей, атмосферные деаэраторы, охладители пара эжекторов и уплотнений);
- схему использования теплоты от различных элементов оборудования (уплотнений, расширителей продувки котла и пр.).

3. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ОТОПИТЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ И ТЕМПЕРАТУР СЕТЕВОЙ ВОДЫ

Отпуск теплоты на отопление зависит от температуры наружного воздуха. Для различных климатических районов установлены и приведены в климатологическом справочнике [4], [5] значения расчетной температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}^p$, средней температуры отопительного периода $t_{\text{нв}}^{\text{ср}}$, продолжительности отопительного сезона $\tau_{\text{ос}}$, продолжительности стояния температур наружного воздуха.

Изменение отопительной нагрузки в зависимости от температуры наружного воздуха $Q_{\text{от}} = f(t_{\text{нв}})$ представлено на рис.1. Эта зависимость является прямой линией, пересекающей ось абсцисс в точке с $t_{\text{нв}} = t_{\text{в}}$, где $t_{\text{в}}$ - температура воздуха внутри отапливаемых зданий, для жилых помещений $t_{\text{в}} = +18^{\circ}\text{C}$. Ось ординат пересекается указанной прямой при максимальной отопительной нагрузке $Q_{\text{от}}^p$, соответствующей расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}}^p$. На практике отопление включается при $t_{\text{нв}} = 8^{\circ}\text{C}$, поэтому прямая $Q_{\text{от}} = f(t_{\text{нв}})$ при этой температуре наружного воздуха имеет срезку.

Для определения количества теплоты на отопление за отопительный сезон, анализа режимов работы ТЭЦ в течение отопительного сезона и расчета

показателей ТЭЦ за отопительный сезон надо знать продолжительности стояния наружных температур.

Зависимость отопительной нагрузки от продолжительностей стояния температур наружного воздуха можно представить в виде формулы Россандера:

$$\frac{Q_{от}}{Q_{от}^p} = 1 - (1 - f_0) \left(\frac{\tau}{\tau_{ос}} \right)^{\frac{f - f_0}{1 - f_0}},$$

где: $Q_{от}$ – нагрузка отопления при текущем значении температуры наружного воздуха $t_{нв}$; $Q_{от}^p$ – нагрузка отопления при расчетном значении температуры наружного воздуха $t_{нв}^p$; f_0 – начальная относительная отопительная нагрузка,

$f_0 = \frac{t_B - 8}{t_B - t_{нв}^p}$; t_B – температура воздуха внутри отапливаемых зданий, для

жилых помещений $t_B = +18^\circ\text{C}$; 8°C – температура начала отопительного

сезона; f – средняя относительная отопительная нагрузка, $f = \frac{t_B - 8}{t_B - t_{нв}^{cp}}$; τ –

текущее значение времени, ч.

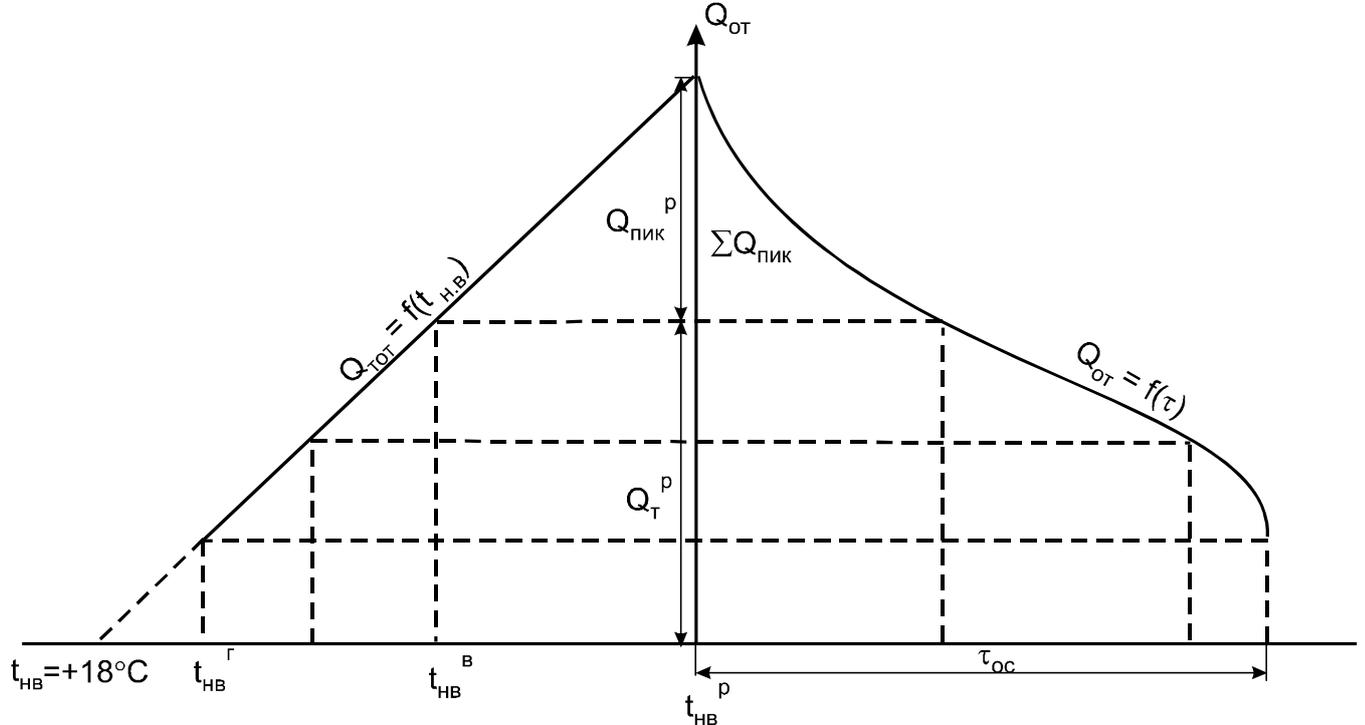
Графическое построение кривой продолжительностей отопительных нагрузок приведено на рис.1. Ордината любой точки этого графика равна часовой тепловой нагрузке ТЭЦ при данной температуре наружного воздуха $t_{нв}$, а абсцисса – длительности стояния температур наружного воздуха, равных или ниже данной. Площадь под кривой продолжительности отопительных нагрузок равна годовому отпуску тепла на отопление от ТЭЦ.

Тепловая нагрузка отопительной ТЭЦ (ОТЭЦ) имеет максимальное (расчетное) значение $Q_{от}^p$ при расчетной для отопления температуре наружного воздуха и покрывается отборами турбин Q_T^p и пиковыми источниками $Q_{пик}^p$:

$$Q_{от}^p = Q_T^p + Q_{пик}^p.$$

Доля расчетной тепловой нагрузки ОТЭЦ, удовлетворяемая из отборов турбин, определяется из соотношения

$$\alpha_{тэц}^p = \frac{Q_T^p}{Q_{от}^p}$$



и называется расчетным коэффициентом теплофикации ТЭЦ.

Обоснование выбора величины $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^P$ является самостоятельной технико-экономической задачей, поэтому при выполнении работы можно принять значение коэффициента теплофикации в пределах [6]:

Рис.1. Зависимость отопительной нагрузки от температуры наружного воздуха
и
график продолжительностей отопительных нагрузок.

- 0.50 ÷ 0.55 – для турбин с $N_3 = 25 \div 50$ МВт;
- 0.55 ÷ 0.60 – для турбин с $N_3 = 100 \div 175$ МВт;
- 0.60 ÷ 0.65 – для турбин с $N_3 = 180 \div 250$ МВт.

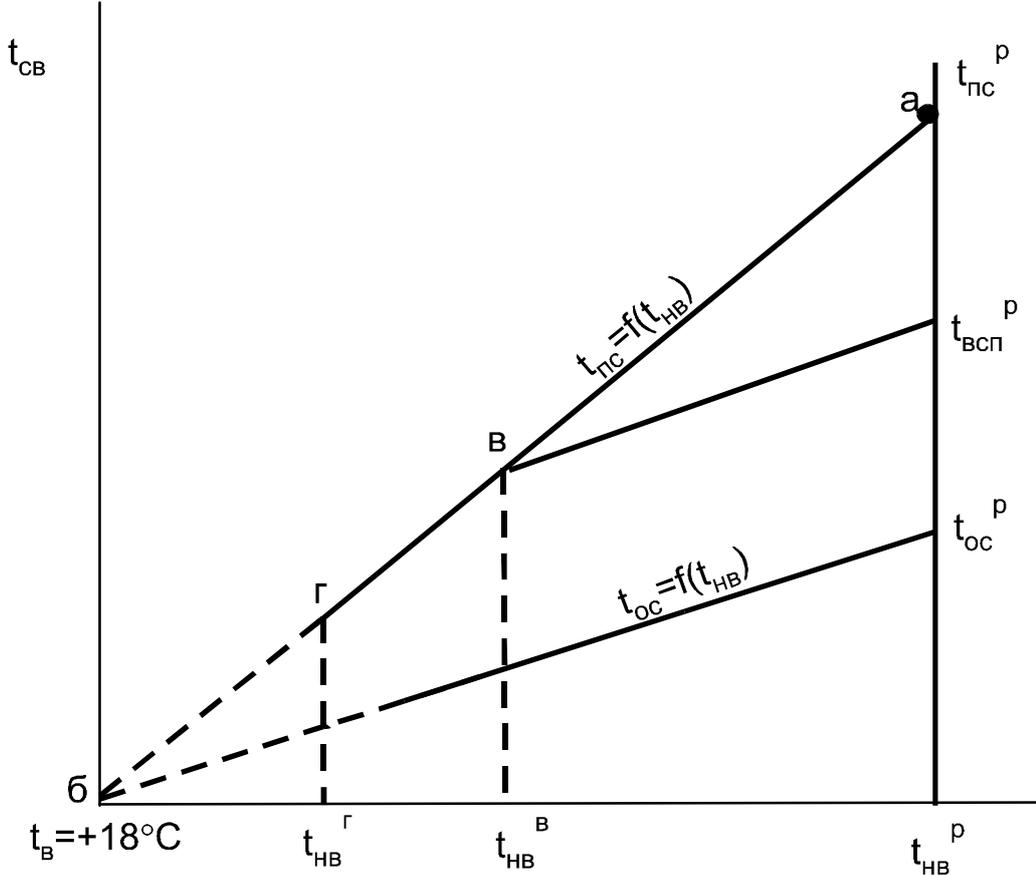
По принятому значению $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^P$ определяют максимальный отпуск теплоты из отборов турбины на отопительно-бытовые нужды

$$Q_T^P = \alpha_{\text{ТЭЦ}}^P \cdot Q_{\text{от}}^P.$$

Кроме графиков тепловой нагрузки ТЭЦ, строятся также зависимости изменений температур прямой $t_{\text{пс}}$ и обратной $t_{\text{ос}}$ сетевой воды от температуры наружного воздуха – температурный график теплосети $t_{\text{пс}} = f(t_{\text{нв}})$ и $t_{\text{ос}} = f(t_{\text{нв}})$ (рис.2).

Эти зависимости принимаются линейными и строятся каждая по двум точкам: линия а-б для зависимости $t_{\text{пс}} = f(t_{\text{нв}})$ и линия с-б для зависимости $t_{\text{ос}} = f(t_{\text{нв}})$.

Точка а соответствует расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}} = t_{\text{нв}}^P$; температура прямой сетевой воды $t_{\text{пс}}^P$ максимальна и составляет в зависимости от климатического района - 95, 130, 150 или 180 °С.



Точка с соответствует расчетной температуре наружного воздуха $t_{HB} = t_{HB}^p$; температура обратной сетевой воды t_{oc}^p максимальна и составляет для всех районов - 70 °С.

Точка б ($t_{пс} = t_{oc} = t_{HB} = t_B$) – значение t_{HB} равно расчетной температуре внутри помещения $t_B = +18$ °С.

На графике $t_{пс} = f(t_{HB}^p)$ точка в соответствует моменту включения ПВК, точка г – моменту включения отопления при $t_{HB}^Г = +8$ °С.

Рис.2. Построение температурного графика теплосети

По температурному графику теплосети можно определить температуры прямой $t_{пс}$ и обратной t_{oc} сетевой воды и температуры воды за сетевыми подогревателями при любой температуре наружного воздуха t_{HB} .

Поскольку нагрев сетевой воды в ступенях подогрева пропорционален их тепловой нагрузке, то распределение нагрева воды между ПВК и сетевыми подогревателями на режиме расчетной температуры можно выполнить с помощью коэффициента теплофикации. Тогда температура сетевой воды за верхним сетевым подогревателем на этом режиме равна

$$t_{всп}^p = t_{oc}^p + \alpha_{тэц}^p \cdot (t_{пс}^p - t_{oc}^p).$$

Тепловая нагрузка сетевых подогревателей для турбин с двухступенчатым подогревом сетевой воды может быть приблизительно

распределена на расчетном режиме поровну между верхним и нижним сетевыми подогревателями.

Тогда температура сетевой воды за нижним сетевым подогревателем на этом режиме равна

$$t_{\text{нсп}}^{\text{п}} = t_{\text{ос}}^{\text{п}} + 0.5 \cdot (t_{\text{всп}}^{\text{п}} - t_{\text{ос}}^{\text{п}}).$$

По найденным значениям $t_{\text{всп}}^{\text{п}}$ и $t_{\text{нсп}}^{\text{п}}$ определяются давления в соответствующих отборах на режиме расчетной температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}^{\text{п}}$.

Распределение тепловой нагрузки между сетевыми подогревателями и ПВК при температурах наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, отличных от расчетной $t_{\text{нв}}^{\text{п}}$, производится пропорционально нагреву воды в них. Нагрев воды определяется по построенному температурному графику теплосети при данной температуре наружного воздуха.

4. ВЫБОР МЕТОДА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Различают расчет тепловой схемы на проектный (номинальный) режим и расчет какого-либо режима работы уже спроектированной ПТУ.

В зависимости от постановки задачи и исходных данных различают следующие основные методы расчета тепловых схем.

4.1. Метод относительных расходов, когда расходы пара, конденсата и воды определяются в долях от искомого расхода пара на турбину, который затем находится по энергетическому уравнению турбины.

4.2. Метод последовательных приближений, когда расчет ведется по предварительно принятому расходу пара на турбину с последующим его уточнением.

4.3. Метод расчета по заданному расходу пара в конденсатор. Этот метод рекомендуется применять для режимов работы ТЭЦ по тепловому графику. При этом расход пара минимально-вентиляционный, его значение определяется давлением перед ЧНД (в нижнем отопительном отборе) $P_{\text{тн}}$:

$$G_{\text{к}} = a \cdot P_{\text{тн}},$$

где a – постоянный для конкретной турбины коэффициент, характеризующий плотность поворотной диафрагмы ЧНД.

Данный метод применяется также для расчетов ПТУ при ограничении предельного расхода пара через последние ступени турбины, либо при необходимости сохранить неизменной конденсационную установку и систему технического водоснабжения (водные ресурсы ограничены).

4.4. Расчет с использованием диаграммы режимов турбины. Если турбоустановка спроектирована, то расчеты проводятся для режимов ее работы,

отличных от номинального. В этом случае можно воспользоваться заводской диаграммой режимов, которая связывает между собой мощность турбины, расход свежего пара, расходы пара в регулируемые отборы. Диаграмма режимов турбины представляет собой графическую зависимость, построенную по результатам расчетов работы турбины в переменных режимах, а также по результатам испытаний. Влияние на расход пара отклонения от номинальных значений давления и температуры свежего пара, температуры промежуточного перегрева, температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор турбины, давления отработавшего пара в конденсаторе, отключения подогревателей учитывается в таких расчетах с помощью поправочных кривых.

При проектировании ПТУ обычно исходной величиной является электрическая мощность турбины, поэтому широко используются первые два метода. Для ПТУ КЭС первый метод обеспечивает решение задачи без последовательных приближений.

Примеры расчета тепловых схем первым методом приведены в работах [1], [2], [4], [6], [8].

Для расчета тепловых схем с отпуском теплоты потребителям более пригоден второй метод.

Пример расчета тепловой схемы АЭС приведен в литературе [16].

Ниже приведен алгоритм расчета тепловой схемы ПТУ по второму методу.

5. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ БЛОКА

Задачей расчета тепловой схемы при проектировании является определение всех потоков пара, конденсата и воды с целью выбора котлов, вспомогательного оборудования, трубопроводов и других элементов схемы, а также определение показателей тепловой экономичности. При этом значения давлений пара в отборах заданы или определяются в соответствии с оптимальным распределением регенеративного подогрева воды по ступеням.

При расчете других характерных режимов ПТУ определение давлений пара в отборах производится с помощью уравнение Стодоль-Флюгеля с учетом значений давлений в отборах на номинальном режиме, который считают исходным.

Расчет тепловой схемы методом последовательных приближений состоит из следующих этапов:

1) Определение параметров пара, конденсата и воды во всех элементах тепловой схемы и построение в hS -диаграмме процесса расширения пара в турбине и турбоприводе питательного насоса (при его наличии).

2) Расчет схемы отпуска тепла и предварительная оценка расхода пара на турбину.

3) Составление и решение уравнений материального и теплового балансов всех элементов схемы.

4) Определение расхода пара на турбину, уточнение расчетов, оценка погрешности по электрической мощности.

5) Расчет показателей тепловой экономичности блока.

Ниже изложен порядок расчета принципиальной тепловой схемы в относительных расходах методом последовательных приближений.

Под относительным понимается расход D_j любого потока, определенный относительно расхода пара на турбину D_0 по формуле

$$\alpha_j = D_j/D_0 \quad (1)$$

Достаточная точность расчета (см. п.5.11) обеспечивается при определении α_j с точностью до четырех знаков после запятой.

После определения D_0 все относительные расходы α_j переводятся в абсолютные D_j .

5.1. Определение давлений пара в отборах турбины

Для проектируемой ПТУ давления в регенеративных отборах определяются путем оптимального распределения подогрева воды по ступеням. При этом температура питательной воды на входе в котел $t_{пв}$ задана или определяется по формуле оптимальной $t_{пв}^{опт}$. С целью упрощения расчета значения давлений в отборах могут быть заданы. В противном случае они определяются по давлению при температуре насыщения в подогревателях.

При этом порядок расчета давлений в регенеративных отборах следующий. Определяются значения подогрева питательной воды в тракте высокого давления $\Delta t_{пв}$ и подогрева основного конденсата в тракте низкого давления $\Delta t_{ок}$ как

$$\Delta t_{пв} = t_{пв} - t_d, \quad \Delta t_{ок} = t_{ок} - t'_k,$$

где t_d - температура насыщения при давлении в деаэраторе P_d ;
 t'_k - температура насыщения при давлении в конденсаторе P_k ;
 $t_{ок}$ - температура основного конденсата на входе в деаэратор:

$$t_{ок} = t_d - \Delta t_d,$$

Δt_d - подогрев основного конденсата в деаэраторе; принимается в режиме проектирования $\Delta t_d = 12 \div 15$ °С.

Определяются значения подогрева питательной воды в каждом подогревателе высокого давления $\Delta t_{пвj}$ и подогрева основного конденсата в каждом подогревателе низкого давления $\Delta t_{окj}$ как

$$\Delta t_{пвj} = \Delta t_{пв} / z_{пвд}; \quad \Delta t_{окj} = \Delta t_{ок} / z_{пнд}.$$

где $z_{пвд}$ - число регенеративных ПВД; $z_{пнд}$ - число регенеративных ПНД.

Затем определяются температуры питательной воды $t_{пв}$ и основного конденсата $t_{ок}$ за каждым подогревателем и температура насыщения в подогревателях

$$t_{нл} = t_{пв(ок)} + \theta ,$$

где θ - недогрев воды до температуры насыщения. Для ПВД $\theta = 2 \div 5$ °С, для ПНД $\theta = 1 \div 3$ °С. По значениям температуры насыщения в подогревателях $t_{нл}$ определяются давления в них $P_{пл}$ по таблицам [9], [10]. Определяются значения давлений в отборах турбины, которые с учетом потерь давления в паропроводах равны $P_{отбл} = (1,02 \div 1,05) \cdot P_{пл}$.

Аналогично определяются давления в отопительных отборах турбины. При этом температуры воды за сетевыми подогревателями $t_{нсп}^P$ и $t_{всп}^P$ известны при построении температурного графика, а недогрев в сетевых подогревателях составляет $\theta = 5 \div 10$ °С.

Давление пара в производственном отборе обычно известно, оно задается тепловым потребителем.

5.2. Построение процесса расширения пара в турбине и турбоприводе в hS – диаграмме

Процесс необходим для определения параметров пара в отборах турбины и действительных теплоперепадов турбины и турбоприводе.

В процессе расширения на отдельных участках пар подвергается дросселированию из-за гидравлического сопротивления паровпускных органов (стопорного и регулирующих клапанов), тракта промежуточного перегрева, перепускных труб, регулирующих органов регулируемых отборов, выхлопного патрубка.

При построении учитывается отклонение действительного процесса расширения пара в цилиндрах турбины от изоэнтропы, наклон процесса определяется относительным внутренним КПД η_{oi} цилиндра.

Значения η_{oi} можно взять такими же, как в турбине-прототипе. Прототипом считают турбину, схема, тип, мощность и конструктивные особенности которой наиболее близки к заданным. Значения η_{oi} для отдельных частей разных типов турбин перегретого пара приведены в табл.1. Для влажно-паровых турбин значения относительных внутренних КПД η_{oi} цилиндров приводятся в [2], [16], [17]. КПД турбин новых типов целесообразно определять по методике [14].

5.2.1. Процесс расширения пара в конденсационной турбине с промежуточным перегревом при наличии турбоприводе.

На рис.3 для примера показано построение процесса для турбины, в которой между ЦВД и ЦСД осуществляется промежуточный перегрев пара, имеется 7 нерегулируемых отборов пара, второй отбор производится из выхлопа ЦВД, пятый отбор – из выхлопа ЦСД.

Последовательность построения процесса расширения пара следующая.

Определяется точка 0 с заданными параметрами пара перед стопорным клапаном турбины P_0 , t_0 и энтальпия h_0 .

Определяется точка 0' за стопорными и регулирующими клапанами турбины на пересечении энтальпии h_0 с давлением P_0' . P_0' меньше P_0 на величину потери от дросселирования в стопорном (СК) и регулирующих (РК) клапанах (3÷5% от P_0) и определяется как $P_0' = (0,97 \div 0,95) \cdot P_0$.

Определяется давление пара за ЦВД (в данной турбине это P_2) и точка 2t в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЦВД.

Располагаемый теплоперепад ЦВД $H_0^{цвд} = h_0 - h_{2t}$.

Действительный теплоперепад ЦВД $H_i^{цвд} = H_0^{цвд} \cdot \eta_{oi}^{цвд}$.

Энтальпия $h_2 = h_0 - H_i^{цвд}$ на пересечении с P_2 дает точку 2 в конце действительного процесса в ЦВД. На пересечении процесса 0' - 2 с изобарой P_1 определяется энтальпия пара в первом отборе h_1 .

Таблица 1

Значения КПД η_{oi} цилиндров некоторых типов отечественных турбин

Тип турбины	Относительный внутренний КПД η_{oi} цилиндров			
	ЦВД	ЦСД	ЦНД	Турбопривод
К-100-90	0.878	-	0.747	-
К-160-130	0.845	0.879	0.866	-
К-200-130	0.845	0.882	0.866	-
К-300-240	0.855	0.901	0.846	0.820
К-500-240	0.875	0.914	0.880	0.786
К-800-240	0.876	0.892	0.842	0.780
К-1200-240	0.862	0.882	0.830	0.760
К-1000-60/3000	0.830	-	0.820	-
Т-25-90	0.810	-	0.500	-
Т-50-130	0.852	-	0.650	-
Т-100-130	0.803	0.84÷0.85	0.800	-
Т-175-130	0.851	0.872	0.779	-
Т-250-240	0.815	0.901	0.824	0.760
ПТ-12-90/10	0.769	0.802	0.774	-
ПТ-25-90/10	0.794	0.755	0.600	-
ПТ-50-130/13	0.799	0.885	0.456	-
ПТ-60-130/13	0.801	0.839	0.692	-
ПТ-135-130	0.817	0.818	0.700	-

Определяется давление пара за промперегревателем $P_{пп}$ с учетом 10% потери давления в ПП от давления на входе в ПП (для рассматриваемой схемы $P_{пп} = 0,9 \cdot P_2$). На пересечении давления $P_{пп}$ с заданной температурой $t_{пп}$ находится точка пп с энтальпией $h_{пп}$.

Определяется давление $P_{пп}'$ на входе в ЦСД с учетом потерь давления (2÷4%) в отсечных клапанах как $P_{пп}' = (0.98 \div 0.96) \cdot P_{пп}$. На пересечении $h_{пп}$ с $P_{пп}'$ определяется точка $пп'$ на входе в ЦСД.

Определяется давление пара за ЦСД (для рассматриваемой схемы это P_5) и точка $5t$ в конце изоэнтروпийного процесса расширения пара в ЦСД.

Располагаемый теплоперепад ЦСД $H_0^{цсд} = h_{пп} - h_{5t}$.

Действительный теплоперепад ЦСД $H_i^{цсд} = H_0^{цсд} \cdot \eta_{oi}^{цсд}$.

Энтальпия пятого отбора $h_5 = h_{пп} - H_i^{цсд}$ на пересечении с P_5 дает точку 5 в конце действительного процесса в ЦСД. На пересечении процесса $пп' - 5$ с изобарами P_3, P_4 определяются энтальпии пара в третьем h_3 и четвертом h_4 отборах.

Определяется давление на входе в ЦНД P_5' с учетом потерь давления в ресиверных (перепускных) паропроводах между ЦСД и ЦНД. Эта потеря составляет 2÷5% от P_5 , т.е. $P_5' = (0.98 \div 0.95) \cdot P_5$. На пересечении h_5 с P_5' определяется точка $5'$ на входе пара в ЦНД.

Определяется давление пара на выходе из ЦНД P_k' с учетом потери давления в выхлопном патрубке турбины, которая составляет 2÷5% от давления в конденсаторе P_k ; $P_k' = (1.02 \div 1.05) \cdot P_k$. Находится теоретическая точка kt в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЦНД и энтальпия h_{kt} .

Располагаемый теплоперепад ЦНД $H_0^{цнд} = h_5 - h_{kt}$.

Действительный теплоперепад ЦНД $H_i^{цнд} = H_0^{цнд} \cdot \eta_{oi}^{цнд}$.

Энтальпия $h_k = h_5 - H_i^{цнд}$ на пересечении с P_k' дает точку k' в конце действительного процесса в ЦНД. $k' - k$ – процесс дросселирования пара в выхлопном патрубке турбины при постоянной энтальпии h_k .

На пересечении процесса $5' - k'$ с изобарами P_6, P_7 определяются энтальпии в шестом h_6 и седьмом h_7 отборах турбины.

Действительный теплоперепад турбины

$$H_i = H_i^{цвд} + H_i^{цсд} + H_i^{цнд} = h_0 - h_k + \Delta h_{пп},$$

где $\Delta h_{пп}$ – повышение энтальпии в ПП, для рассматриваемой схемы $\Delta h_{пп} = h_{пп} - h_2$.

Рис.3. Процесс расширения пара в турбине при наличии промпрегрева и процесс в турбоприводе

Для построения процесса расширения пара в турбоприводе питательного насоса следует определить, откуда поступает пар в ТП и куда отводится отработавший пар ТП. На рис.3 построен процесс в турбоприводе для случая, когда пар в ТП идет из первого отбора и уходит в подогреватель 4.

Определяется точка А на пересечении энтальпии отбора с давлением на входе в ТП (h_1 и P_1 для рассматриваемой схемы). Давление на входе в ТП на 8÷10% ниже давления в отборе, из которого пар идет в ТП, $P_1' = (0.9 \div 0.92) \cdot P_1$.

Давление на выходе из ТП приближенно принимается равным давлению отбора, питающего подогреватель, в который идет пар из ТП, или давлению P_k' если пар идет в конденсатор.

На пересечении изоэнтروпийного процесса из точки А с давлением на выходе из ТП (P_4) определяется теоретическая точка за турбоприводом ТПт с энтальпией $h_{\text{ТПт}}$.

Располагаемый теплоперепад ТП $h_0^{\text{ТП}} = h_A - h_{\text{ТПт}}$.

Действительный теплоперепад ТП $h_1^{\text{ТП}} = h_0^{\text{ТП}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ТП}}$.

Энтальпия пара на выходе из ТП $h_{\text{ТП}} = h_A - h_1^{\text{ТП}}$.

5.2.2. Процесс расширения пара в теплофикационной турбине перегретого пара без промежуточного перегрева с двумя регулируемы отборами – производственным и отопительным.

На рис.4 показан пример построения процесса для турбины, в которой второй (производственный) отбор производится из выхлопа ЦВД, шестой (отопительный) отбор – из выхлопа ЦСД.

Процесс расширения пара в ЦВД строится аналогично рассмотренному в п.5.2.1.

Определяется давление пара $P_2^{P'}$ на входе в ЦСД с учетом потерь давления 10-15% в регулирующем органе производственного отбора как (для рассматриваемой схемы $P_2^{P'} = (0.90 \div 0.85) \cdot P_2^P$). На пересечении h_2 с $P_2^{P'}$ находится точка 2' на входе в ЦСД.

Определяется давление пара за ЦСД (для рассматриваемой турбины это P_6^P) и точка 6t в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЦСД.

Располагаемый теплоперепад ЦСД $h_0^{\text{ЦСД}} = h_2 - h_{6t}$.

Действительный теплоперепад ЦСД $h_1^{\text{ЦСД}} = h_0^{\text{ЦСД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦСД}}$.

Энтальпия шестого отбора $h_6 = h_2 - h_1^{\text{ЦСД}}$ на пересечении с P_6^P дает точку 6 в конце действительного процесса в ЦСД. На пересечении процесса 2'-6 с изобарами P_3, P_4, P_5 определяется энтальпия в третьем h_3 , четвертом h_4 и пятом h_5 отборах турбины.

Определяется давление на входе в ЦВД $P_6^{P'}$ с учетом потерь давления 30÷40% в регулирующем органе отопительного отбора как $P_6^{P'} = (0.70 \div 0.60) \cdot P_6^P$.

Определяется давление пара на выходе из ЦВД P_k' с учетом потери давления в выхлопном патрубке турбины, которая составляет 2÷5% от давления в конденсаторе P_k ; $P_k' = (1.02 \div 1.05) \cdot P_k$.

На пересечении h_6 с $P_6^{P'}$ определяется точка 6' на входе в ЦВД.

Находится теоретическая точка kt в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЦВД и энтальпия h_{kt} .

Располагаемый теплоперепад ЦВД $h_0^{\text{ЦВД}} = h_6 - h_{kt}$.

Действительный теплоперепад ЦВД $h_1^{\text{ЦВД}} = h_0^{\text{ЦВД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦВД}}$.

Энтальпия $h_k = h_6 - h_1^{\text{ЦВД}}$ на пересечении с P_k' дает точку k' в конце действительного процесса в ЦВД. k'-k – процесс дросселирования пара в выхлопном патрубке турбины при постоянной энтальпии h_k .

На пересечении процесса 6' - k' с P_7 определяется энтальпия в седьмом отборе турбины h_7 .

Действительный теплоперепад турбины $h_i = h_i^{цвд} + h_i^{цнд} + h_i^{цнд} = h_0 - h_k$.

5.2.3. Процесс расширения пара во влажнопаровой турбине строится аналогично приведенным выше, пример такого процесса приведен на рис. остроения можно посмотреть в [14], [16].

Некоторые особенности его построения заключаются в следующем.

Начальная точка 0 входа пара в турбину определяется по заданному начальному давлению P_0 и степени сухости $x_0=1$ (либо $x_0=0.995$). Потери давления в паровпускных органах турбины составляют 4÷5% от P_0 .

Большинство влажнопаровых турбин имеют ЦВД и ЦНД, между которыми расположен сепаратор-пароперегреватель. Давление на выходе из ЦВД совпадает с давлением в соответствующем отборе.

Потери давления при перепуске пара от выхода из ЦВД до входа в ЦНД оцениваются относительно давления после ЦВД для сепаратора-пароперегревателя одноступенчатого 3-6%, для сепаратора-пароперегревателя двухступенчатого 4-7% (большие значения соответствуют меньшему давлению после ЦВД); с учетом дросселирования в отсечных клапанах ЦНД указанные потери увеличиваются на 1-2% .

Потери давления в выхлопном патрубке турбины составляет 2÷5% от давления в конденсаторе P_k .

Действительный теплоперепад турбины в такой турбине $h_i = h_i^{цвд} + h_i^{цнд}$.

5.3. Составление сводной таблицы параметров пара и воды

В табл.2. сводятся параметры пара в характерных точках процесса в турбине, а также параметры пара, конденсата, питательной и сетевой воды для подогревателей схемы, деаэратаора и конденсатора.

5.3.1. Анализом тепловой схемы следует выявить основные элементы тепловой схемы и внести их обозначения в таблицу. По процессу расширения пара в турбине определить характерные точки и тоже внести их в таблицу. Для примера в табл.2 занесены точки и элементы схемы турбоустановки с турбиной перегретого пара при наличии промперегрева. В этой турбоустановке деаэратор питательной воды питается паром третьего отбора, деаэратор добавочной воды запитан из пятого отбора, верхний и нижний сетевой подогреватели – из пятого и шестого отборов соответственно.

5.3.2. Значения давлений и энтальпий пара на входе, выходе из турбины и промежуточного перегрева берутся из исходных данных и по расчету процесса расширения. Значения давлений отборов заданы, либо определяются расчетом (п.5.1).

5.3.3. Значения энтальпий отборов определены при построении процесса расширения пара в турбине.

5.3.4. Значения давлений в подогревателях с учетом потерь давления в паропроводах определяются как $P_{п} = (0,92 \div 0,95) \cdot P_{отб}$. Для деаэратора $P_{п} = P_{д}$. Для конденсатора давление $P_{к}$ задано.

5.3.5 Значения температуры насыщения в подогревателях $t_{н}$ и энтальпии кипящей воды h' определяются по давлениям $P_{п}$ по таблицам [9], [10].

5.3.7. Значения температуры питательной воды $t_{пв}$, основного конденсата $t_{ок}$ и сетевой воды $t_{св}$ за соответствующими подогревателями определяются с учетом недогрева воды до температуры насыщения θ по формуле

$$t_{пв(ок)(св)} = t_{н} - \theta .$$

Питательная вода проходит через подогреватели высокого давления (ПВД), находящиеся за питательным насосом, для них $\theta = 2 \div 5$ °С. Основной конденсат проходит через подогреватели низкого давления (ПНД), находящиеся между конденсатным насосом и деаэратором, для них $\theta = 1 \div 3$ °С. Для сетевых подогревателей $\theta = 5 \div 10$ °С.

Для Д, К и смешивающих подогревателей температура воды и основного конденсата равна температуре насыщения при давлении в Д, К и подогревателе.

5.3.8. Значения давлений питательной воды $P_{пв}$, основного конденсата $P_{ок}$ и сетевой воды $P_{св}$ в подогревателях приближенно определяются как давления за питательным, конденсатным и сетевым насосами по формулам:

$$P_{пв} = (1,3 \div 1,5) \cdot P_{о}, \quad P_{ок} = (1,4 \div 1,7) \cdot P_{д} \quad \text{и} \quad P_{св} = 1,0 \div 1,5 \text{ МПа.}$$

5.3.9. Значения энтальпий питательной воды $h_{пв}$, основного конденсата $h_{ок}$ и сетевой воды $h_{св}$ определяются по соответствующим значениям температур и давлений по табл. [9], [10].

Для Д, К и смешивающих подогревателей параметры воды и основного конденсата равны параметрам насыщения.

5.3.10. Значение удельной работы 1 кг пара, идущего в j-й отбор турбины, определяется по формуле $H_j = h_o - h_j$ - для отборов ЦВД и для всей турбины при отсутствии промежуточного перегрева пара, по формуле $H_j = h_o - h_j + \Delta h_{пп}$ - для j-го отбора ЦСД и ЦНД при наличии промежуточного перегрева пара.

5.3.11. Значения коэффициентов недовыработки мощности паром, идущим в j-й отбор турбины, определяются по формуле $y_j = (H_i - H_j) / H_i$.

Параметры пара, конденсата и воды

Точка процес- са в турби- не	Элеме- нты теп- ловой схемы	Пар в турбине (отборе)		Пар в подог- ре- вателе	Дренаж греющего пара		Питательная, сетевая вода, основной конденсат			Удель- ная работа отбора	Коэф. недо- выр. мощн.
		$P_{отб}$	$h_{отб}$	$P_{п}$	$t_{н}$	h'	$t_{пв}$	$P_{пв}$	$h_{пв,ок,св}$	h_i	y_i
		МПа	кДж/к г	МПа	°С	кДж/ кг	°С	МПа	кДж/к г	кДж/кг	-
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0											
0'											
1	П1										
2	П2										
пп											
3	П3										
4	Д П4										
5	Д2 П5										
6	П6										
7	П7										
к'	К										
5	ВСП										
6	НСП										

5.4. Расчет схем отпуска теплоты

Отпуск теплоты от ТЭС осуществляется паром и горячей водой. Пар отпускается промышленным потребителям для технологических целей, горячая сетевая вода отпускается для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Наиболее экономично пар промышленным потребителям отпускается непосредственно из отборов турбин, при этом расход пара из отбора равен заданному расходу пара к потребителю $D_{пт}$.

Если расхода пара из отбора турбины не хватает потребителю (в пиковых режимах), то недостающий расход отпускают через редуционно-охладительную установку (РОУ); при расчетах обычно задается доля отпуска пара через РОУ ϕ от заданного расхода $D_{пт}$. Тогда расход пара от РОУ и из отбора можно определить как

$$D_{роу} = \phi \cdot D_{пт} \quad \text{и} \quad D_{пт}^{отб} = (1-\phi) \cdot D_{пт}$$

Возврат конденсата от потребителя $D_{\text{вк}}$ составляет обычно 60÷80 % от $D_{\text{пт}}$ и поступает в тепловую схему с температурой $t_{\text{вк}}$ примерно равной 60÷80 °С.

Если конденсат отпускаемого пара от потребителя не возвращается или возвращается загрязненным, а очистка его нерентабельна, используют закрытую схему отпуска теплоты через теплообменник, называемый паропреобразователем П. Конденсат греющего пара при этом сохраняется в турбоустановке. Для уменьшения потока теплоты, поступающего в регенеративную схему с дренажом паропреобразователя, устанавливается охладитель дренажа ОД.

Если потребителю требуется перегретый пар, устанавливается пароперегреватель ПЕ, в котором используется тепло перегрева пара из отбора турбины.

5.4.1. При расчете РОУ по $D_{\text{роу}}$ определяется расход острого пара на РОУ $D_{\text{роу}}$ и расход воды на увлажнение $D_{\text{увл}}$. Расчетная схема РОУ приведена на рис.7. Расчет производится на основе решения системы следующих уравнений материального и теплового баланса:

$$D_{\text{роу}}^0 + D_{\text{увл}} = D_{\text{роу}},$$

$$D_{\text{роу}}^0 \cdot h_o + D_{\text{увл}} \cdot h_{\text{пн}} = D_{\text{роу}} \cdot h_{\text{пт}},$$

где h_o , $h_{\text{пт}}$ - энтальпии острого пара и пара для промышленных потребителей; $h_{\text{пн}}$ - энтальпия воды за питательным насосом, кДж/кг, ее детальный расчет приведен ниже.

5.4.2. При расчете паропреобразовательной установки (рис.5) определяется расход греющего (первичного) пара на паропреобразователь $D_{\text{п}}$ и энтальпия дренажа этого пара на выходе из охладителя дренажа $h_{\text{др}}^{\text{п}}$.

Расход $D_{\text{п}}$ определяется из уравнения теплового баланса П

$$D_{\text{п}} \cdot (h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) \cdot \eta_{\text{п}} = D_{\text{пт}} \cdot (h''_{\text{пт}} - h_{\text{од}}) + D_{\text{пр}}^{\text{п}} \cdot (h'_{\text{пт}} - h_{\text{од}}),$$

энтальпия дренажа $h_{\text{др}}^{\text{п}}$ на выходе из ОД определяется из теплового баланса ОД

$$D_{\text{п}} \cdot (h'_{\text{п}} - h_{\text{др}}^{\text{п}}) \cdot \eta_{\text{п}} = (D_{\text{пт}} + D_{\text{пр}}^{\text{п}}) \cdot (h_{\text{од}} - h_{\text{вк}}),$$

где $h_{\text{п}}$, $h'_{\text{п}}$ - энтальпии пара и дренажа для отбора, из которого пар поступает на паропреобразователь (табл.2); $h''_{\text{пт}}$, $h'_{\text{пт}}$ - энтальпии вторичного пара и продувочной воды паропреобразователя, определяются по [9], [10] для состояния насыщения при температуре $t_{\text{пт}}^{\text{вт}}$, которая принимается на 12÷15 °С меньше температуры насыщения греющего пара; для схемы, приведенной на рис.5, энтальпия отпускаемого пара $h_{\text{пт}} = h''_{\text{пт}}$; $D_{\text{пт}}$, $D_{\text{пр}}^{\text{п}}$ - расходы вторичного пара и продувки паропреобразователя, принимается $D_{\text{пр}}^{\text{п}} = 0.02 \cdot D_{\text{пт}}$; $h_{\text{вк}}$ - энтальпия возвращаемого от потребителя конденсата, $h_{\text{вк}} = 4.19 \cdot t_{\text{вк}}$; $h_{\text{од}}$ - энтальпия возвращаемого конденсата после ОД, $h_{\text{од}} = 4.19 \cdot t_{\text{од}}$; температура $t_{\text{од}}$ может быть приближенно найдена по формуле

$$t_{од} = 61.4 + 0.5 \cdot (t_{вк} - \delta t_{од}) + 35.7 \cdot P_{п} - 6.13 \cdot P_{п}^2,$$

где $\delta t_{од}$ – температурный напор на горячем конце ОД, составляет $10 \div 20$ °С; $P_{п}$ – давление греющего пара в П. При таком определении $h_{од}$ тепловые балансы П и ОД решаются последовательно: сначала определяется $D_{п}$, затем $h''_{др}$.

Можно рассчитать паропреобразовательную установку несколько точнее, решая тепловые балансы П и ОД в системе, дополненной соотношением

$$h''_{др} = h_{од} + (40 \div 80) \text{ кДж/кг.}$$

5.4.3. Расчет паропреобразовательной установки с пароперегревателем (рис.6) производится с целью определения расхода греющего пара $D_{п}$ и энтальпии отпускаемого пара $h_{пт}$.

Расход $D_{п}$ определяется из уравнения теплового баланса П

$$D_{п} \cdot (h_{пе} - h'_{п}) \cdot \eta_{п} = D_{пт} \cdot (h''_{пт} - h_{вк}) + D''_{пр} \cdot (h'_{пт} - h_{вк}),$$

энтальпия пара $h_{пт}$ определяется по тепловому балансу ПЕ

$$D_{п} \cdot (h_{п} - h_{пе}) \cdot \eta_{п} = D_{пт} \cdot (h_{пт} - h''_{пт}),$$

где $h_{пе}$ – энтальпия греющего пара на выходе из ПЕ, определяется по [9], [10] по давлению в ПЕ и температуре $t_{пе}$, которая принимается на $20-25$ °С выше температуры насыщения греющего пара; давление греющего пара в ПЕ ниже давления в соответствующем отборе на $5-8$ %; определение остальных величин рассмотрено выше в п.5.4.3.

5.4.4. На современных ТЭЦ нагрев сетевой воды производится в НСП и ВСП паром из теплофикационных отборов турбины и в ПВК - сжиганием топлива (рис.8).

Целью расчета схемы отпуска сетевой воды является определение расходов сетевой воды $G_{св}$, пара на ВСП $D_{всп}$ и НСП $D_{нсп}$ и тепловой нагрузки ПВК $Q_{пвк}$.

Расчет этой схемы следует начать с разбивки полной тепловой нагрузки $Q_{от}$ по ступеням подогрева сетевой воды $Q_{нсп}$, $Q_{всп}$ и $Q_{пвк}$, учитывая, что тепловая нагрузка любого подогревателя при постоянной теплоемкости воды c_p пропорциональна нагреву воды в нем. Откуда следует, что

$$\frac{Q_{от}}{t_{пс} - t_{ос}} = \frac{Q_{нсп}}{t_{нсп} - t_{ос}} = \frac{Q_{всп}}{t_{всп} - t_{нсп}} = \frac{Q_{пвк}}{t_{пс} - t_{всп}} = G_{св} \cdot c_p,$$

где $t_{пс}$, $t_{ос}$ - температуры прямой на входе в теплосеть и обратной на выходе сетевой воды, которые определяются по температурному графику теплосети в зависимости от температуры наружного воздуха и в расчетном режиме обычно

равны 150 °С и 70 °С; $t_{всп}$ и $t_{нсп}$ - температуры сетевой воды за ВСП и НСП (табл.2); $G_{св}$ – расход сетевой воды в кг/с; c_p - средняя изобарная теплоемкость воды, которая в интервале температур и давлений сетевой воды составляет $4.22 \div 4.24$ кДж/(кг·°С).

Расходы греющего пара из отборов на ВСП и НСП определяются из уравнений их тепловых балансов

$$\begin{aligned} \text{ВСП: } & D_{всп} \cdot (h_{всп} - h'_{всп}) \cdot \eta_{п} = Q_{всп}, \\ \text{НСП: } & D_{нсп} \cdot (h_{нсп} - h'_{нсп}) + D_{др}^{всп} \cdot (h'_{всп} - h'_{нсп}) = Q_{нсп} / \eta_{п}, \end{aligned}$$

где $h_{всп}$, $h_{нсп}$ - энтальпии греющего пара отборов; $h'_{всп}$, $h'_{нсп}$ - энтальпии дренажей ВСП и НСП (все эти энтальпии имеются в табл.2); $D_{др}^{всп}$ - расход дренажа конденсата из ВСП; $\eta_{п}$ - КПД сетевых подогревателей, принимается $0,98 \div 0,99$. Баланс НСП записан для схемы, в которой дренаж ВСП поступает в НСП. В этом случае расход дренажа из НСП составляет $D_{др}^{нсп} = D_{нсп} + D_{др}^{всп}$.

5.4.5. На старых ТЭС для подогрева сетевой воды применяется схема, изображенная на рис.9. На ОСП пар подается из отопительного отбора турбины, а на ПСП пар может поступать из производственного отбора турбины или от РОУ или одновременно из отбора и от РОУ, но при этом должна быть задана доля отпуска пара от РОУ, а параметры пара за РОУ принимаются равными параметрам пара в отборе. Соответственно, температура прямой сетевой воды в этой схеме определяется давлением пара в подогревателе и ее значение приведено в табл.2.

Расчет этой схемы также следует начать с разбивки полной тепловой нагрузки по ступеням подогрева сетевой воды (ОСП и ПСП). В этом случае уравнение приобретает следующий вид

$$\frac{Q_{от}}{t_{пс} - t_{ос}} = \frac{Q_{псп}}{t_{пс} - t_{осп}} = \frac{Q_{осп}}{t_{осп} - t_{ос}},$$

где $Q_{псп}$, $Q_{осп}$ - тепловые нагрузки ПСП и ОСП; $t_{осп}$, $t_{псп}$ - температуры сетевой воды за ОСП и ПСП; определяются также, как и для ВСП и НСП (табл.2).

Расходы греющего пара $D_{псп}$ и $D_{осп}$ на ПСП и ОСП определяются из уравнений их тепловых балансов, которые подобны уравнениям для ВСП и НСП (см.пункт 5.4.4.).

Если ПСП питается паром одновременно из отбора и от РОУ, то найденный расход $D_{псп}$ разделяется на расход пара из отбора $D_{псп}^{отб}$ и расход пара от РОУ $D_{роу}$. После этого рассчитывается РОУ.

5.4.6. Некоторые особенности имеет расчет схемы отпуска тепла, в которой греющий пар на ПСП поступает только от РОУ (рис.10), так как в этом случае необходимо предварительно определить параметры пара после РОУ $t_{роу}$, $P_{роу}$, $h_{роу}$. Последовательность определения параметров может быть следующая. По темпе ратурному графику теплосети определяется температура прямой сетевой воды на выходе из ПСП $t_{пс}$. Температура насыщения пара в ПСП равна $t_{н}^{псп} = t_{пс}$

+ θ . Давление пара в ПСП $P_{\text{псп}}$ определяется по $t_{\text{н}}^{\text{псп}}$ из [9], [10]. Давление пара после РОУ с учетом гидравлических потерь в паропроводе $P_{\text{роу}} = P_{\text{псп}} / (0.92 \div 0.95)$. Температура пара после РОУ $t_{\text{роу}} = t_{\text{н}}^{\text{псп}} + \Delta t$, где $\Delta t = 10 \div 12$ °С – перегрев пара после РОУ.

5.5. Предварительная оценка расхода пара на турбину

Для расчета тепловой схемы в относительных единицах необходимо все расходы, полученные при расчете схем отпуска пара и тепла в абсолютных единицах $D_{\text{всп}}$, $D_{\text{нсп}}$, $D_{\text{п}}$ и т.д., перевести в соответствии с уравнением (1) в относительные. Необходимый при этом расход пара на турбину можно в первом приближении оценить по формуле

$$D'_0 = k_p \cdot [N_3 \cdot 10^3 / (H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g) + \sum (D_j \cdot y_j)],$$

где N_3 - заданная электрическая мощность в МВт; H_i - действительный теплоперепад турбины в кДж/кг (см. п.5.2.8. или п.5.2.13); η_m , η_g - КПД механический и электрогенератора (могут быть приняты $0,98 \div 0,995$); D_j - расходы пара из отборов турбины на сетевые подогреватели ВСП, НСП или ОСП и ПСП и к паровым потребителям в кг/с; y_j - коэффициенты недовыработки мощности соответствующих отборов из табл.2.; k_p - коэффициент регенерации, он зависит от многих факторов и находится в пределах от 1 до 1.4. Ошибка в задании k_p требует итерационного пересчета тепловой схемы. Наиболее точно k_p можно оценить по методике [12].

5.6. Расчет вспомогательных элементов тепловой схемы

К вспомогательным элементам относятся расширители и охладители продувки, испарители и конденсаторы испарителей, деаэраторы добавочной воды, охладители эжекторов и пара уплотнений.

5.6.1. Расширитель непрерывной продувки (Р) служит для уменьшения потери рабочего тела и сохранения части тепла, сбрасываемого с непрерывной продувкой из барабана парогенератора. В прямоточных котлах высокого и сверхкритического давления продувка отсутствует.

Расчетная схема расширителя представлена на рис.11. Перед входом в расширитель кипящая продувочная вода проходит через редуцирующее устройство, где ее давление падает и часть воды переходит в пар. В расширителе пароводяная смесь разделяется на чистый пар, который отводится в тепловую схему, и воду, которая содержит все выводимые с продувкой соли и сбрасывается в канализацию.

Цель расчета расширителя заключается в определении относительных расходов пара α_p и воды α_v по принятому расходу продувочной воды $\alpha_{\text{пр}}$ на основе решения уравнений материального и теплового балансов.

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_p + \alpha_v;$$

$$\alpha_{\text{пр}} \cdot h'_{\text{пр}} \cdot \eta_c = \alpha_p \cdot h''_p + \alpha_v \cdot h'_v,$$

где $\alpha_{пр}$ принимается $0.003 \div 0.005$ при восполнении потерь рабочего тела дистиллятом испарителей и $0.005 \div 0.03$ - при восполнении потерь рабочего тела химически очищенной водой; $h'_{пр}$ – энтальпия продувочной воды, определяется для состояния насыщения по [9], [10] при давлении в барабане котла $P_6 = 1.2 \cdot P_0$; $h''_p, h'_в$ - энтальпии пара и воды на выходе из расширителя, определяются для состояния насыщения по [9], [10] при давлении в расширителе P_p , которое выше давления в том элементе схемы, куда отводится пар на величину гидравлических потерь в трубопроводе ($2 \div 8\%$); $\eta_c = 0.99$ - КПД расширителя.

5.6.2. Охладитель продувки (ОП) служит для сохранения части тепла, сбрасываемого с водой из расширителя. Обычно в нем подогревают добавочную воду. Расчетная схема охладителя продувки представлена на рис.11.

Целью расчета охладителя продувки является определение энтальпии $h^*_{дв}$, с которой добавочная вода поступает в паротурбинную установку. Уравнение теплового баланса ОП дополняется соотношением

$$h_в - h^*_{дв} = (40 \div 80) \text{ кДж/кг},$$

где $h_в$ – энтальпия сбрасываемой воды после охладителя продувки; большая разность энтальпий выбирается для схем с внешними потерями рабочего тела. Энтальпия добавочной воды на входе в ОП $h_{дв} = 4.19 \cdot t_{дв}$, где $t_{дв} = 10 \div 12$ °С - температура добавочной воды на входе в ОП.

5.6.3. Испаритель служит для восполнения потерь рабочего тела дистиллятом, полученным из добавочной воды термическим способом. Расчетная схема испарителя представлена на рис.12.

Целью расчета испарителя является определение относительного расхода греющего пара из отбора турбины, который определяется при решении уравнения теплового баланса испарителя

$$\alpha_{и} (h_{и} - h'_{и}) \cdot h_{п} = \alpha_{и}^{BT} (h_{и}^{BT} - h'_{дв}) + \alpha_{пи} (h'_{пи} - h'_{дв}),$$

где $h_{и}, h'_{и}$ - энтальпии пара и дренажа для отбора, из которого пар поступает на испаритель (табл.2); $h_{и}^{BT}, h'_{пи}$ - энтальпии вторичного пара и продувочной воды испарителя, определяются по [9], [10] для состояния насыщения при температуре $t_{и}^{BT}$, которая принимается на $12 \div 15$ °С меньше температуры насыщения греющего пара, взятой из табл.2 для соответствующего отбора; $h'_{дв}$ - энтальпия добавочной воды на входе в испаритель, если добавочная вода подается в испаритель без подогрева и деаэрации, то $h'_{дв} = h_{дв} = 4.19 \cdot t_{дв}$, иначе $h'_{дв}$ равна энтальпии на выходе того элемента, из которого добавочная вода поступает в испаритель (охладитель продувки, деаэратор добавочной воды); если добавочная вода сразу поступает в испаритель, то $\alpha_{и}^{BT} = \alpha_{дв} - \alpha_{пи}$; $\alpha_{дв}$ - относительный расход добавочной воды; если из деаэратора добавочной воды,

то $\alpha_{\text{и}}^{\text{вг}} = \alpha'_{\text{дв}} - \alpha_{\text{пи}}$, $\alpha'_{\text{дв}}$ - относительный расход добавочной воды на выходе из деаэратора добавочной воды; $\eta_{\text{п}}$ - КПД испарителя, принимается 0.98.

Если испаритель включен в тепловую схему без конденсатора испарителя, то расходы пара и конденсата, поступающие из испарителя в подогреватели, должны быть учтены в уравнениях материальных и тепловых балансов соответствующих подогревателей.

5.6.4. Конденсатор испарителя (КИ) (рис.12) служит для получения дистиллята из вторичного пара испарителя.

Целью расчета КИ является определение энтальпии воды $h_{\text{ки}}$ на выходе из него по уравнению теплового баланса конденсатора испарителя. Здесь энтальпия дренажа греющих потоков КИ $h'_{\text{др}}$ определяется по [9], [10] для состояния насыщения при температуре вторичного пара испарителя $t_{\text{и}}^{\text{вг}}$ (см.п.5.6.3). Относительные расходы поступающих в КИ потоков обычно уже найдены. Если при расчете КИ неизвестен относительный расход основного конденсата, то конденсатор испарителя рассчитывается в системе уравнений ПНД. КПД конденсатора испарителя $\eta_{\text{п}}=0.98$.

Вычисленная энтальпия основного конденсата после КИ $h_{\text{ки}}$ должна удовлетворять условию $h_{\text{ки}} \leq h'_{\text{др}} - (12 \div 20)$ кДж/кг, в противном случае необходимо или повысить давление вторичного пара, увеличив $t_{\text{и}}^{\text{вг}}$, или изменить схему включения испарителя.

5.6.5. Атмосферный деаэратор (Д2) служит для деаэрации добавочной воды.

Целью его расчета является определение расхода греющего пара из отбора турбины $a_{\text{д2}}$ и расхода деаэрированной добавочной воды $\alpha'_{\text{дв}}$. Расчетная схема деаэратора добавочной воды приведена на рис.13. Расчет Д2 производится совместным решением уравнений материального и теплового балансов.

5.6.6. Охладители эжекторов (ОЭ) и уплотнений (ОУ) служат для конденсации пара из эжекторов и уплотнений турбины, при этом проходящий через них основной конденсат $\alpha_{\text{ок}}$ подогревается.

Подробный расчет ОЭ и ОУ обычно не производится, но подогрев основного конденсата в них учитывается приближенно. С учетом этого подогрева температура основного конденсата после ОЭ и ОУ

$$t_{\text{ок}}^* = t_{\text{нк}} + \Delta t_{\text{оэ}} + \Delta t_{\text{оу}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $t_{\text{нк}}$ - температура насыщения в конденсаторе (см.табл.2); $\Delta t_{\text{оэ}}$ - подогрев основного конденсата в ОЭ, принимается 3-5 $^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{оу}}$ - подогрев основного конденсата в ОУ, принимается 1-3 $^\circ\text{C}$. Энтальпия основного конденсата при этой температуре может быть определена как $h^*_{\text{ок}} = 4.19 \cdot t^*_{\text{ок}}$ кДж/кг. Она необходима при расчете первого по ходу основного конденсата ПНД.

5.7. Составление общих уравнений материального баланса

5.7.1. Материальные балансы по пару

Относительный расход пара на турбину $\alpha_0 = 1$.

Относительный расход пара на турбоустановку в общем виде определяется как $\alpha_{\text{ту}} = \alpha_0 + \alpha_{\text{роу}}$, где $\alpha_{\text{роу}} = D_{\text{роу}}/D'_0$ - относительный расход острого пара на РОУ, если РОУ в схеме отсутствует, то $\alpha_{\text{роу}} = 0$.

Относительный расход пара из парогенератора в общем случае равен

$$\alpha_{\text{пг}} = \alpha_{\text{ту}} + \alpha_{\text{ут}} + \alpha_{\text{упл}} + \alpha_{\text{э}},$$

где $\alpha_{\text{упл}}$ - относительный расход пара из уплотнений турбины, принимается 0.02 - 0.04; на АЭС $\alpha_{\text{упл}} = 0.005-0.012$; $\alpha_{\text{э}}$ - относительный расход пара на эжекторы, принимается: 0.006-0.008 при $N_{\text{э}} < 40$ МВт, 0.004-0.005 при $N_{\text{э}}=40-140$ МВт и 0.002-0.003 при $N_{\text{э}} > 140$ МВт; если пар на эжекторы берется из деаэратора, то в уравнении расчета $\alpha_{\text{пг}}$ $\alpha_{\text{э}}$ должно отсутствовать; $\alpha_{\text{ут}}$ - относительный расход утечек, принимается 0.005-0.012, на АЭС $\alpha_{\text{упл}} = 0.003-0.005$.

Здесь следует отметить особенности материального баланса по пару для турбоустановок АЭС.

Относительный расход пара на влажнопаровую турбоустановку в общем виде определяется как

$$\alpha_{\text{ту}} = \alpha_0 + \alpha_{\text{роу}} + \alpha_{\text{спп}},$$

где $\alpha_{\text{спп}} = D_{\text{спп}}/D'_0$ - относительный расход греющего пара на промежуточный перегреватель пара (СПП). Расчет $\alpha_{\text{спп}}$ требует решения уравнения теплового баланса ПП (рассмотрен ниже).

5.7.2. Материальные балансы по воде

Относительный расход питательной воды в парогенератор в общем случае определяется как $\alpha_{\text{пв}} = \alpha_{\text{пг}} + \alpha_{\text{пр}}$, где $\alpha_{\text{пр}}$ - относительный расход продувочной воды. В прямоточных котлах продувка отсутствует.

5.7.3. Материальный баланс добавочной воды

Относительный расход добавочной воды, компенсирующей потери рабочего тела на ТЭС, определяется в общем случае как

$$\alpha_{\text{дв}} = \alpha_{\text{вн}} + \alpha_{\text{внеш}},$$

где $\alpha_{вн}$ - относительные внутренние потери рабочего тела, определяются как $\alpha_{вн} = \alpha_{ут} + \alpha_{в} + \alpha_{пи}$; $\alpha_{в}$ - относительный расход продувочной воды, сбрасываемый из расширителя в канализацию; если в схеме отсутствует расширитель, но есть продувка, то вместо $\alpha_{в}$ в этом уравнении стоит $\alpha_{пр}$; $\alpha_{пи}$ - относительный расход продувки испарителя, принимается 0,01 от $\alpha_{ут} + \alpha_{в}$; $\alpha_{внеш}$ - относительные внешние потери рабочего тела, определяются как

$$\alpha_{внеш} = (D_{пт} - D_{вк}) / D'_{о}.$$

5.8. Расчет турбопривода питательного насоса

Относительный расход пара на турбопривод определяется по формуле

$$\alpha_{тп} = \frac{\alpha_{пв} \cdot h_n^a}{H_i^{тп} \cdot \eta_M^{тп} \cdot \eta_n},$$

где $H_i^{тп}$ – действительный теплоперепад турбопривода; $\eta_M^{тп}$ - механический КПД турбопривода, принимается 0.97 - 0.98; η_n - КПД насоса, принимается 0.75-0.83; адиабатная работа сжатия 1 кг воды в питательном насосе, определяется по формуле $h_n^a = v' \cdot (P_{пв} - P_d) \cdot 10^3$, кДж/кг, где v' - удельный объем воды в состоянии насыщения при давлении P_d в м /кг, определяется по [9],[10]; $P_{пв}$, P_d - давления питательной воды за питательным насосом и в деаэраторе, МПа.

5.9. Составление и решение уравнений материального и теплового балансов подогревателей регенеративной системы

Целью расчета регенеративных подогревателей является определение расходов греющего пара из отборов турбины на них.

Сначала рассчитываются ПВД, против хода питательной воды, потом деаэратор и затем группа ПНД от деаэратора к конденсатору.

Уравнение теплового баланса для поверхностного подогревателя, представленного на рис.14, запишется в виде

$$\alpha_{пj} (h_j - h'_j) + \alpha_{дрj-1} (h'_{j-1} - h'_j) + \alpha_x (h_x - h'_j) + \alpha_y (h_y - h'_j) = \alpha_{пв} (h_{пвj} - h_{пвj+1}) / \eta_{п},$$

где j - номер подогревателя на схеме; $\alpha_{пj}$ - искомый относительный расход пара из j -го отбора на подогреватель; $\alpha_{дрj-1}$ - относительный расход дренажа конденсата из $(j-1)$ -го подогревателя, определяемый при его расчете; α_x , α_y - относительные расходы пара или конденсата из X-го и Y-го элементов тепловой схемы, например, из расширителя, испарителя, турбопривода,

уплотнений и т.п.; $\alpha_{пв}$ - относительный расход питательной воды в группе ПВД или основного конденсата в группе ПНД; h_j - энтальпия пара j -го отбора (табл.2); h'_{j-1}, h'_j - энтальпии дренажа конденсата ($j - 1$)-го и j -го подогревателей (табл.2); $h_{пвj}, h_{пвj+1}$ - энтальпии питательной воды или основного конденсата на выходе из j -го и ($j+1$)-го подогревателей (табл.2); h_x, h_y - энтальпии пара или конденсата, определяются при расчете X-го и Y-го элементов тепловой схемы; $\eta_{п}$ - КПД подогревателя, принимается 0.98.

Относительный расход дренажа из j -го подогревателя

$$\alpha_{дрj} = \alpha_{дрj-1} + \alpha_{пj} + \alpha_x + \alpha_y.$$

При составлении этих двух уравнений должны быть учтены все расходы пара, воды и конденсата, входящие в подогреватель и выходящие из него, что определяется из анализа тепловой схемы.

При расчете группы ПВД для подогревателя, находящегося по воде за питательным насосом, необходимо учесть повышение энтальпии в питательном насосе, которое определяется по формуле

$$\Delta h_{пн} = h_n^a = v' \cdot (P_{пв} - P_d) \cdot 10^3, \text{ кДж/кг},$$

где v' - удельный объем воды в состоянии насыщения, $\text{м}^3/\text{кг}$, при давлении P_d , определяется по [9], [10]; $P_{пв}$ и P_d - давления воды за питательным насосом и в деаэраторе в МПа (табл.2). Энтальпия воды за питательным насосом определяется как $h_{пн} = h'_d + \Delta h_{пн}$, где h'_d - энтальпия воды в деаэраторе (табл.2).

В тепловых схемах АЭС предусмотрен сброс сепарата и дренажа греющего пара сепаратора-перегревателя в регенеративные подогреватели. Поэтому при расчете тепловых схем АЭС требуется совместное решение системы балансовых уравнений для этих взаимосвязанных элементов. Для упрощения решения системы уравнений можно рекомендовать следующий способ.

Расход пара на выходе из ЦСД турбины обозначается $\alpha_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦСД}}$. Определяется расход сепарата и дренажа греющего пара промежуточного перегревателя в долях от $\alpha_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦСД}}$.

Рассчитываются из уравнений теплового баланса расходы пара на подогреватели, подключенные к отборам из ЦВД турбины α_{pj} .

Затем из уравнения материального баланса ЦВД $\alpha_{\text{ВХ}}^{\text{ЦВД}} = \sum \alpha_{pj} + \alpha_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦСД}}$ определяется расход пара на выходе из ЦСД, и далее – значения всех потоков, найденных выше в долях от $\alpha_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦСД}}$.

Целью расчета деаэратора является определение двух расходов: греющего пара из отбора турбины и основного конденсата из группы ПНД, на основе решения уравнений материального и теплового балансов. Для составления этих уравнений необходимо по тепловой схеме проанализировать все расходы, входящие и выходящие из него и их энтальпии. Например, для деаэратора на рис.15 эти уравнения запишутся в следующем виде:

$$\alpha_{dj} + \alpha_{ок} + \alpha_{дрj} + \alpha_p = \alpha_{пв} + \alpha_{увл} + \alpha_э ;$$

$$[\alpha_{dj} \cdot h_j + \alpha_{ок} \cdot h_{окj+1} + \alpha_{дрj} \cdot h'_j + \alpha_p \cdot h''_p] \cdot \eta_c = (\alpha_{пв} + \alpha_{увл}) \cdot h'_д + \alpha_э \cdot h''_д,$$

где $\alpha_{дрj}$ - относительный расход дренажа из j-го подогревателя группы ПВД; α_p - относительный расход пара из расширителя продувки; $\alpha_{увл}$ - относительный расход воды на увлажнение РОУ; $\alpha_э$ - относительный расход пара на эжектор; h_j - энтальпия пара j-го отбора турбины; $h_{окj+1}$ - энтальпия основного конденсата за (j+1) подогревателем группы ПНД, из которого конденсат идет в деаэратор; h'_j - энтальпия дренажа j-го подогревателя; $h'_д$ - энтальпия насыщения воды в деаэраторе (все эти энтальпии есть в табл.2); $h''_д$ - энтальпия насыщения пара в деаэраторе, определяется по [9], [10]; h''_p - энтальпия пара, идущего из расширителя; η_c - КПД смешивающего подогревателя, принимается 0.99.

После деаэратора последовательно рассчитываются регенеративные подогреватели низкого давления. Особенностью расчета ПНД является необходимость учета точек ввода в линию основного конденсата дренажей регенеративных и сетевых подогревателей, возврата конденсата от промышленных потребителей и др. В таких точках смешения происходит изменение расхода и энтальпии основного конденсата, что приводит к появлению дополнительных неизвестных в уравнениях теплового и материального балансов соответствующих подогревателей.

Смешивающие ПНД рассчитываются аналогично деаэратору, совместным решением двух уравнений: материального и теплового балансов. Повышение энтальпии воды в конденсатных насосах не учитывается.

Особенность представляет расчет подогревателя, в который идет пар из турбопривода питательного насоса. Если при расчете получится отрицательный расход пара из отбора на этот подогреватель то это говорит о том, что расход пара из турбопривода превышает потребности подогревателя в тепле.

5.10. Проверка материального баланса рабочего тела в схеме

В результате решения балансовых уравнений определяются относительные расходы пара из отборов турбины на каждый элемент тепловой схемы. Относительный расход пара из j - го отбора турбины определяется как

сумма относительных расходов пара из этого отбора на все питающиеся из него элементы (подогреватель, деаэратор, турбопривод, испаритель и т.д.).

Если расход пара из отбора на какой-либо элемент получается отрицательным, то он уменьшает суммарный расход пара на все элементы; если других элементов нет, то этот расход идет в турбину и работает там до конденсатора.

После определения расходов пара из всех j -тых отборов турбины можно из материального баланса турбины определить относительный расход пара в конденсатор $\alpha_k = 1 - \sum \alpha_j$, где $\sum \alpha_j$ - сумма расходов во все отборы турбины.

Этот же расход α_k можно определить, с другой стороны, из материального баланса конденсатора и точки смешения перед конденсатным насосом как $\alpha'_k = \alpha_{ок}^* - \sum \alpha_{слива}$, где $\sum \alpha_{слива}$ - относительный расход основного конденсата на входе в группу ПНД, определяется при расчете группы ПНД; $\sum \alpha_{слива}$ - сумма относительных расходов, сливаемых в конденсатор и в точку смешения перед конденсатным насосом (это могут быть расходы $\alpha_{дв}$, $\alpha_{э}$, $\alpha_{упл}$, дренаж из ПНД и т.д.).

Относительная ошибка $\delta \alpha_k = 100 \cdot |\alpha_k - \alpha'_k| / \alpha_k$ не должна превышать 0.5 %.

5.11. Определение расхода пара на турбину

Расход пара на турбину определяется по формуле

$$D_0 = N_э \cdot 10^3 / [H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_T \cdot (1 - \sum \alpha_j y_j)],$$

где все входящие в формулу величины определены ранее.

Если ошибка между полученным расходом D_0 и приближенным D'_0 (см.п.5.5). $\delta D = 100 \cdot |D_0 - D'_0| / D_0 < 2\%$, то переводим все рассчитанные относительные расходы в абсолютные по формуле $D_j = \alpha_j \cdot D_0$, кг/с и переходим к следующему пункту, иначе переходим к пункту 5.5, уточняем все относительные расходы путем подстановки вместо D'_0 расхода D_0 и пересчитываем с учетом этих измененных расходов уравнения в п.п. 5.6 – 5.11.

5.12. Проверка мощности

Правильность расчета расходов можно определить по расчетной электрической мощности

$$N'_э = D_0 \cdot [H_i \cdot \alpha_k + \sum (\alpha_{отбj} \cdot H_j)] \cdot \eta_m \cdot \eta_T$$

Если ошибка $\delta N_3 = 100 \cdot |N_3 - N'_3| / N_3 < 1\%$, то расчет верен, иначе где-то при определении y_j , H_j , или D' о есть ошибка.

5.13. Расчет показателей тепловой экономичности

Показатели и порядок их расчета зависят от типа паротурбинной установки - конденсационная или теплофикационная, при этом необходимо отметить, если конденсационная установка имеет отпуск тепла внешним потребителям, то ее показатели тепловой экономичности рассчитываются как для теплофикационной.

Рассмотрим расчет показателей тепловой экономичности для теплофикационной ПТУ и блока в целом. Основными отчетными показателями ТЭС являются удельные расходы условного топлива на отпущенные электро-и теплоэнергию.

5.13.1. Тепловая нагрузка парогенератора, кВт

$$Q_{\text{пг}} = D_0 \cdot [\alpha_{\text{пг}} (h_0 - h_{\text{пв}}) + \alpha_{\text{пп}} \cdot \Delta h_{\text{пп}} + \alpha_{\text{пр}} (h'_{\text{пр}} - h_{\text{пв}})],$$

где h_0 , $h_{\text{пв}}$, $h'_{\text{пр}}$ - энтальпии пара на входе в турбину, питательной воды на входе в парогенератор и продувочной воды, кДж/кг; $\alpha_{\text{пг}}$, $\alpha_{\text{пр}}$ - относительные расходы пара из парогенератора и продувочной воды; $\alpha_{\text{пп}}$ - относительный расход пара через промежуточный пароперегреватель, который определяется как α_0 минус сумма расходов пара в отборы ЦВД; $\Delta h_{\text{пп}}$ - повышение энтальпии в промежуточном пароперегревателе.

5.13.2. Полная тепловая нагрузка турбоустановки, кВт

$$Q_{\text{ту}} = D_0 \cdot [(\alpha_{\text{ту}} + \alpha_{\text{упл}})(h_0 - h_{\text{пв}}) + \alpha_{\text{пп}} \cdot \Delta h_{\text{пп}} + \alpha_{\text{р}} (h''_{\text{р}} - h_{\text{пв}}) + \alpha_{\text{дв}} (h_{\text{дв}} - h_{\text{пв}})],$$

где $\alpha_{\text{р}}$, $h''_{\text{р}}$ - относительный расход и энтальпия пара из расширителя продувки (см.п.2.5.1); $\alpha_{\text{дв}}$ - относительный расход добавочной воды; $h_{\text{дв}}$ - энтальпия добавочной воды, если добавочная вода подается в конденсатор, то $h_{\text{дв}} = h'_{\text{к}}$, кДж/кг.

5.13.3. Тепловая нагрузка турбоустановки на отопление, кВт

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{от}}^{\text{сп}} / \eta_{\text{п}},$$

где $Q_{\text{от}}^{\text{сп}}$ - тепловая нагрузка сетевых подогревателей, если нет пиковых водогрейных котлов и РОУ в схеме отпуска горячей воды, то $Q_{\text{от}}^{\text{сп}} = Q_{\text{от}}$, кВт; $\eta_{\text{п}}$ - КПД сетевых подогревателей.

5.13.4. Тепловая нагрузка паровых потребителей, кВт

$$Q_{\text{п}} = D_{\text{вк}}(h_{\text{пт}} - h_{\text{вк}}) + (D_{\text{пт}} - D_{\text{вк}})(h_{\text{пт}} - h_{\text{дв}}),$$

где $D_{\text{пт}}$ - расход пара потребителям, кг/с; $D_{\text{вк}}$ - расход возврата конденсата от потребителей, кг/с; $h_{\text{пт}}$, $h_{\text{вк}}$, $h_{\text{дв}}$ - энтальпии отпускаемого пара, возврата конденсата и добавочной воды, кДж/кг.

5.13.5. Тепловая нагрузка турбоустановки по производству электроэнергии, кВт

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{т}} - Q_{\text{п}}.$$

5.13.6. КПД турбоустановки по производству электроэнергии

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}} + N_{\text{тп}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}}},$$

где мощность турбопривода $N_{\text{тп}} = \alpha_{\text{пв}} \cdot G_0 \cdot h_{\text{н}}^{\text{а}} / \eta_{\text{н}}$, кВт; значения $h_{\text{н}}^{\text{а}}$ и $\eta_{\text{н}}$ см. в п.5.8.

5.13.7. КПД трубопроводов

$$\eta_{\text{тр}} = Q_{\text{ту}} / Q_{\text{пт}}.$$

5.13.8. КПД блока по отпуску электроэнергии

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{пт}} (1 - k_{\text{с.н.}}),$$

где $\eta_{\text{пт}}$ - КПД парогенератора, выбирается по данным табл.3;
 $k_{\text{сн}}$ - удельный расход электроэнергии на собственные нужды станции, принимается при газообразном топливе 0.02 - 0.04, при жидком - 0.03 - 0.05 и при твердом - 0.04 - 0.09.

5.13.9. Удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии, г у.т./кВт·ч

$$b_{\text{э}}^{\text{оп}} = 123 / \eta_{\text{с}}^{\text{э}}.$$

5.13.10. КПД блока по отпуску теплоты

$$\eta_{\text{с}}^{\text{т}} = \eta_{\text{пт}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{пт}}.$$

5.13.10. Удельный расход условного топлива по отпуску теплоты, кг у.т./ГДж

$$b_T^{\text{отп}} = 34.1/\eta_c^T.$$

Таблица 3

Топливо	Примерные значения КПД брутто парогенератора						
	Паропроизводительность парогенератора, кг/с						
	< 50	50	300	300	500	> 500	
Твердое	0.86	0.90	0.87	0.92	0.91	0.92	0.92
Газ	0.91	0.93	0.93	0.96	0.94	0.95	0.95
Мазут	0.88	0.91	0.92	0.95	0.93	0.94	0.94

Для выполнения этапов 1.6-1.8 курсовой работы можно воспользоваться источниками [1], [2], [3], [16].

ЛИТЕРАТУРА

1. Елизаров Д.П. Теплоэнергетические установки электростанций. - М.: Энергоиздат, 1982. - 264 с.
2. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. - М.: Энергия, 1976. - 448 с.
3. Баженов М.И. и др. Промышленные тепловые электростанции. - М.: 1979. - 296 с.
4. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Энергия, 1975. - 348 с.
5. Апарцев М.М. Наладка водяных тепловых сетей. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 225 с.
6. Долговский Н.М. Тепловые электрические станции и тепловые сети. - М.: ГЭИ, 1963. – 234 с.
7. Теплотехнический справочник. - М.: Энергия, 1975. - 744 с.
8. Качан А.Д., Яковлев Б.В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. - – Мн.: Выш. шк., 1982. – 318 с.
9. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. - М-Л.: Энергия, 1969. - 400 с.
10. Вукалович М.П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. - М-Л.: Энергия, 1969. - 400 с.
11. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник /Под общ.ред. В.А.Григорьева, В.М.Зорина. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 608 с.
12. Энергетические установки электростанций. МУ к курсовой работе для студентов заочного обучения специальностей 10.01, 10.02, и 21.04. Томск, изд. ТПИ им.С.М.Кирова, 1996. - 28 с.
13. Тепловые и атомные электрические станции: Диплом. Проектирование: Учеб. Пособие для вузов / Под общ. ред. А.М.Леонкова, А.Д.Качана. – Мн.: Выш. шк., 1990. – 336 с.

14. Трояновский Б.М., Филиппов Г.А., Булкин А.Е. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. - М.: Энергоатомиздат 1985.- 256 с., ил.
15. Паровые газовые турбины: Учебник для вузов /М.А.Трубилов, Г.А. Арсеньев, В.В.Фролов и др. Под ред. А.Г.Костюка, В.В.Фролова - М.: Энергоатомиздат, 1985. - 352 с., ил.
16. Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции. – М.: Высшая школа, 1984. – 304 с.
17. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 328 с.
18. Стерман Л.С. Тепловые и атомные электрические станции. - М.: Изд.МЭИ, 2004. - 424 с.
19. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник /Под общ.ред. А.В. Клименко, В.М.Зорина. - М.: Изд.МЭИ, 2004. - 648 с.