

**В. Г. Злобин**

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ  
АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ  
АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ  
И ТЕРМОЯДЕРНЫЕ УСТАНОВКИ**

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ  
«РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ  
ТУРБОУСТАНОВКИ АЭС»**

**Учебно-методическое пособие**

**Санкт-Петербург  
2025**

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
**«Санкт-Петербургский государственный университет  
промышленных технологий и дизайна»  
Высшая школа технологии и энергетики**

**В. Г. Злобин**

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ  
АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ  
АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ  
И ТЕРМОЯДЕРНЫЕ УСТАНОВКИ**

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ  
«РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ  
ТУРБОУСТАНОВКИ АЭС»**

**Учебно-методическое пособие**

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург  
2025

УДК 621.311.25

ББК 22.333

З 680

*Рецензенты:*

кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна

*Е. Н. Громова;*

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры промышленной энергетики Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета им. С. М. Кирова

*И. В. Иванова*

**Злобин, В. Г.**

**З 680** Энергетические установки автономных источников энергии. Атомные электростанции и термоядерные установки. Курсовой проект «Расчет тепловой схемы турбоустановки АЭС»: учебно-методическое пособие / В. Г. Злобин. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2025. — 97 с.

Учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта «Расчет тепловой схемы турбоустановки АЭС» соответствует программе и учебному плану дисциплины «Энергетические установки автономных источников энергии. Атомные электростанции и термоядерные установки» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» профиля подготовки «Эко-энергетика». Материал, изложенный в учебно-методическом пособии, может быть полезен при изучении дисциплины «Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» обучающимися по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» профилей «Теплоэнергетика и теплотехника», «Цифровые энергосистемы и комплексы» и «Энергетика теплотехнологий».

Учебно-методическое пособие предназначено для бакалавров и магистров всех форм обучения. Материалы, изложенные в пособии, могут быть использованы в курсовом проектировании и при выполнении выпускных квалификационных работ и магистерских диссертаций. Учебно-методическое пособие может быть полезно инженерам-теплоэнергетикам, персоналу предприятий по проектированию и эксплуатации энергетических установок для промышленных предприятий, персоналу тепловых и атомных электростанций.

УДК 621.311.25

ББК 22.333

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2025

© Злобин В. Г., 2025

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. Исходные данные для расчета принципиальной схемы ПТУ АЭС .....	7
2. Первый этап. Выбор основных параметров и составление расчетной принципиальной тепловой схемы турбоустановки блока АЭС .....	10
3. Определение состояния пара и воды по ступеням регенеративного подогрева .....	15
4. Второй этап. Построение $h,s$ -диаграммы расширения пара в турбине .....	16
5. Составление сводной таблицы параметров пара и воды .....	23
6. Третий этап. Определение долей расхода греющего пара на элементы тепловой схемы турбин АЭС .....	24
7. Примеры расчета элементов тепловой схемы турбин АЭС .....	37
7.1. Испаритель .....	37
7.2. Сепаратор .....	38
7.3. Пароперегреватель СПП.....	39
7.4. Подогреватели высокого давления.....	40
7.5. Подогреватели низкого давления .....	41
7.6. Деаэратор.....	43
8. Контрольные вопросы к защите курсового проекта.....	47
9. Перечень практических задач к защите курсового проекта .....	48
10. Варианты задания на курсовой проект .....	52
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	53
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Принципиальные тепловые схемы и процессы в $h,s$ -диаграммах турбоустановок АЭС.....	54
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Пример выполнения курсового проекта «Расчет тепловой схемы турбоустановки К-1000-60/1500 .....	67
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Пример выполнения курсового проекта «Расчет тепловой схемы одноконтурной АЭС с турбоустановками К-750-65/3000.....	85

### Принятые обозначения:

$D$  – расход пара, кг/с;  
 $d$  – удельный расход пара, кг/кДж;  
 $h$  – энтальпия, кДж/кг;  
 $N_э$  – электрическая мощность, кВт;  
 $p$  – давление, МПа;  
 $Q$  – расход теплоты, тепловая нагрузка, кВт;  
 $q$  – удельный расход теплоты;  
 $t$  – температура, °С;  
 $v$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  
 $x$  – степень сухости пара;  
 $y$  – коэффициент недовыработки;  
 $\alpha$  – доля расхода;  
 $\Delta$  – погрешность расчета;  
 $\eta$  – коэффициент полезного действия;  
 $\Theta$  – температурный напор, °С.

### Индексы

0 – свежий пар; 1, 2, ... – греющий пар соответствующего отбора; (') – дренаж греющего пара, т.е. вода на линии насыщения; п1, п2, ..., пи – нагреваемая вода на выходе из  $i$ -го подогревателя;  $a$  – адиабатный;  $0_i$  – относительно внутренний; вх, вых – вход и выход из рассматриваемого участка; с – сепаратор; пп<sub>1</sub> – пароперегреватель первой ступени; пп<sub>2</sub> – пароперегреватель второй ступени; г – генератор; д – деаэратор; и – испаритель; к – конденсатор; к.д – основной конденсат в деаэратор; м – механический; п.в – питательная вода; пг – парогенерирующая установка; р – разделительный; тп – турбопривод; ту – турбоустановка; н – насос; упл – уплотнения турбины; эж – эжектор; ут – утечки пара и конденсата; хо.в – химически обессоленная вода; э – электрический.

## ВВЕДЕНИЕ

*Атомная электростанция* – единый комплекс разнородных элементов оборудования с технологическими связями между ними и с окружающей средой.

*Тепловая схема АЭС* – это совокупность элементов оборудования и связей между ними, графически изображающая технологический процесс выработки заданного количества электрической энергии (и частично теплоты) посредством передачи и преобразования энергии от ядерной до электрической (тепловой).

Различают принципиальную и полную (развернутую) тепловые схемы.

*Принципиальная тепловая схема* (ПТС) отражает сущность технологического процесса, а системы электростанции, играющие вспомогательные роли, в такую схему не включают. К вспомогательным можно отнести системы: расхолаживания и аварийного охлаждения реактора; борного регулирования; охлаждения стержней; управления защитой; уплотнения насосов главного циркуляционного 1-го контура, питательного контура и т.д.; газоохлаждения электрогенератора; маслоохлаждения и т.д.

Расчитать тепловую схему – это значит по минимуму исходных данных вычислить недостающие параметры и характеристики схемы.

Различают следующие основные методы расчета тепловых схем:

– метод расчета в неявном виде, когда расходы пара в отборы определяются в долях от искомого расхода пара на турбину, который находится из уравнения мощности с отборами пара;

– метод последовательных приближений, когда расчет ведется по предварительно принятому расходу пара на турбину с последующим его уточнением;

– метод расчета по заданному расходу пара в конденсатор;

– расчет с использованием диаграммы режимов работы турбины.

В зависимости от постановки задачи могут применяться все названные методы расчета тепловой схемы. Так как обычно исходной величиной является электрическая мощность ПТУ, то наиболее широко используется первый два метода. Особенности методов расчета тепловых схем подробно изложены в [1, 2, 3]. В данном курсовом проекте рекомендуется использовать метод расчета в неявном виде, как дающий достаточно точное решение задачи без последовательных приближений.

Для обеспечения высоких энергетических показателей турбоустановки АЭС ПТС должна составляться обоснованно и рационально. ПТС наглядно представляет технологический процесс преобразования энергии на АЭС. ПТС является основной расчетной схемой АЭС. Полученные в результате расчета данные определяют уровень технического совершенствования энергоблока АЭС.

Наибольшее число передач и преобразований тепловой энергии из всех имеющих место на АЭС сосредоточено в паротурбинной установке. Это

определяет особую роль ПТУ среди других установок АЭС. Её принципиальная тепловая схема – наиболее сложная по сравнению с другими установками. Таким образом, расчет тепловой схемы АЭС сводится к расчету её турбоустановки.

При выборе ПТС за основу принимается тепловая схема, соответствующая типу турбоустановки, указанному в задании на расчет.

При разработке ПТС уточняются и решаются следующие вопросы [3]:

- выбор параметров пара в отборах и в ступенях сепаратора-пароперегревателя;
- выбор типа регенеративных подогревателей (преимущественно поверхностных);
- выбор схемы отвода дренажей греющего пара подогревателей высокого давления (обычно каскадная);
- выбор схемы отвода дренажей греющего пара подогревателей низкого давления (каскадная, с дренажными насосами или смешанная);
- выбор схемы отвода сепарата и дренажей греющего пара из СПП;
- выбор давления в деаэрационной колонке;
- выбор типа привода питательного насоса (электропривод или турбопривод);
- выбор схемы включения приводной турбины питательного турбонасоса (ПТН) в тепловую схему турбоустановки;
- выбор схемы обеспечения паром уплотнений турбины и эжекторов;
- выбор места ввода в схему добавочной воды для восполнения потерь пара и конденсата;
- выбор схемы отпуска теплоты для нужд теплофикации (использование теплоты продувочной воды парогенераторов при расчете ПТС не учитывается).

На ПТС показывают: редуктор, парогенератор или барабан-сепаратор, главный циркуляционный насос, турбину, генератор, СПП, конденсатор, регенеративные подогреватели, испаритель, питательный, конденсатный и дренажные насосы, турбину и конденсатор ПТН, конденсатный насос ПТН и линии связи между ними.

Однотипное оборудование вне зависимости от числа установленных агрегатов изображается одним элементом, а трубопроводы при нескольких параллельных линиях – одной линией. Из арматуры показывается только регулирующий клапан на подводе пара к деаэратору.

## 1. Исходные данные для расчета принципиальной схемы ПТУ АЭС

*Цель расчета* – по заданным энергетическим нагрузкам определить параметры и значения потоков через все элементы турбоустановки (отсеки турбины, теплообменники различного назначения, включая регенеративные и сетевые подогреватели, насосы, эжекторы и т.д.) и энергетические показатели блока АЭС. То есть, определить:

- 1) расходы пара  $D_0$  при заданной электрической мощности  $N_э$  (такая задача решается при проектировании новой турбоустановки);
- 2) или электрическую мощность  $N_э$  при заданном  $D_0$ .

В первом случае, как правило, расчет первоначально проводят при расходе пара на турбину, равном  $D_0 = 1$ .

Для турбин типа Т или ТК расход пара  $D_0$  зависит не только от заданной электрической мощности  $N_э$ , но и от расходов пара и давлений в отборах на теплофикацию.

Возможен также расчет тепловой схемы при заданном расходе пара на конденсатор  $D_k$ . Такой расчет проводят, если стремятся сохранить неизменной конденсационную установку и систему технического водоснабжения (водные ресурсы ограничены), а также, если расход  $D_k$  является предельным по условиям работы последних ступеней турбины. Начальные параметры пара во всех случаях должны быть заданы (за исключением специальных исследований).

При проектировании новой турбоустановки эти результаты необходимы для конструкторских разработок или выбора по каталогам элементов схемы, включая трубопроводы. Если турбоустановка спроектирована, то расчеты проводятся для режимов её работы, отличных от номинальных. При этом определяется возможность работы установленного оборудования в диапазоне заданных режимов, рассчитываются показатели тепловой экономичности, выбираются регулирующее оборудование и арматура различного назначения.

Особое место занимают *оптимизационные расчетные исследования* тепловой схемы. Их цель – нахождение структуры схемы или значений параметров, обеспечивающих минимальное (или максимальное) значение выбранного критерия оптимальности. В соответствии с принятой методикой технико-экономических расчетов в энергетике в качестве такого критерия оптимальности используется *минимум годовых расчетных затрат* по станции.

Если оптимизационные исследования проводятся с помощью вариантных расчетов, то необходимо применение единой методики для каждого варианта. Только соблюдение этого требования позволит получить сопоставимые результаты.

Существенным при вариантных расчетах тепловой схемы является вопрос об изменении параметров процесса расширения пара в турбине (в  $h,s$ -диаграмме). Если в этих расчетах расходы пара по ступеням (отсекам) турбины изменяются незначительно (3÷5%), то практически не изменяются КПД ступеней и значения давлений в точках отбора пара можно принять постоянными.

Если ожидается значительное изменение расходов пара по ступеням по сравнению с режимом, для которого построен процесс в  $h,s$ -диаграмме, то необходимо вносить коррективы в КПД регулирующей и последней ступеней, в значения давлений пара в точках отбора и выхлопных потерь. Если такой пересчет не сделан, то ошибка в определении мощности турбины может составить 1% и более при изменении начального расхода пара на 25%. Пересчет процесса в  $h,s$ -диаграмме является обязательным и при расчете режимов частичных нагрузок.

*Исходными данными* для выполнения расчета тепловой схемы турбоустановки являются:

- тип турбоустановки;
- режим работы турбоустановки (конденсационный номинальный, конденсационный с частичной нагрузкой);
- начальные параметры пара перед турбиной,  $p_0$ , МПа,  $t_0$ , °С;
- параметры пара в промежуточных перегревателях (сепараторах),  $p_{пп}$  МПа,  $t_{пп}$  °С;
- начальная степень сухости пара перед турбиной,  $x_0$ ;
- разделительное давление (на входе пара в СПП),  $p_{пп}$ , МПа;
- давление пара в конденсаторе,  $p_k$ , кПа;
- электрическая мощность турбоустановки,  $N_э$ , МВт;
- относительные внутренние КПД цилиндров турбины,  $\eta_{oi}$ ;

При составлении принципиальной тепловой схемы турбоустановки АЭС необходимо выбрать [3]:

- схему и основные параметры промежуточных устройств турбины (перегрева пара турбины и его сепарации);
- обосновывать основные решения по схеме регенерации турбины:
  - а) определить количество и тип регенеративных подогревателей;
  - б) схему включения испарителей, пароперегревателей, деаэраторов и сброса дренажей (конденсата греющего пара) подогревателей и др. (В системе регенерации всегда используется пар после цилиндров высокого или среднего давления). Деаэратор основной ступени дегазации воды включается не как отдельная ступень подогрева воды, а по предвключенной схеме. Кроме того, при нейтрально-кислородном водном режиме может быть применена бездеаэраторная схема;
  - в) при составлении тепловой схемы необходимо также обосновывать применение охладителей конденсата греющего пара как встроенных в подогреватели, так и выносных;
  - г) разработать схему использования пара уплотнений;
  - д) предусмотреть установку охладителей эжекторов в случае применения пароструйных эжекторов.
- схему включения питательного насоса (обычно принимается одноподъемная – за деаэратором повышенного давления) и тип схемы привода питательного насоса (электрический или паровой). Для

- обеспечения надежной работы питательных насосов перед ними устанавливают бустерные насосы;
- способ подготовки добавочной воды (химический и термический), схемы включения испарителей и ввода добавочной воды в тепловую схему АЭС;
  - схемы использования теплоты от различных элементов станции (в тепловых схемах одноконтурных АЭС обязательным является применение испарителей для получения чистого пара на уплотнениях турбин, охлаждения генератора, собственных нужд станции, продувки парогенератора и т. д.);
  - схему теплофикационной установки и температурный график отопительной нагрузки.

Принципиальные тепловые схемы различных турбоустановок для блоков АЭС приведены на рисунках П.1.1 – П.1.8 Приложения 1. Они могут быть взяты за основу для расчета тепловых схем АЭС при разработке курсового проекта.

*Основные этапы расчета:*

- выбор основных параметров и составление расчетной принципиальной тепловой схемы турбоустановки блока АЭС;
- определение состояния пара и воды по ступеням регенеративного подогрева;
- построение  $h, s$  – диаграммы расширения пара в турбине;
- составление сводной таблицы параметров пара и воды;
- определение долей расходов греющего пара на элементы тепловой схемы турбин АЭС;
- устанавливаются значения потоков, не связанных с работой теплообменного оборудования установки;
- определяют необходимые напоры насосов конденсатно-питательного тракта;
- определяют параметры пара и воды в расчетных точках, необходимые для составления уравнений теплового баланса элементов схемы;
- рассчитывают величины потоков пара и воды. Основу расчета составляют уравнения материальных и тепловых балансов;
- решают энергетические уравнения и определяют мощность установки;
- определяют энергетических показатели блока АЭС и показатели тепловой экономичности.

## 2. Первый этап. Выбор основных параметров и составление расчетной принципиальной тепловой схемы турбоустановки блока АЭС

В первый этап включаются все элементы, в которых должны быть рассчитаны параметры и расходы рабочего тела, а также линии, по которым рабочее тело передается от элемента к элементу. Как правило, типы основных технологических установок АЭС известны, потому обоснованно выбираются параметры на границах между ними.

Расчет параметров теплоносителя в реакторе по заданным параметрам пара перед турбиной или решение обратной задачи производится на основе  $t, Q$ -диаграммы паропроизводительной установки, которая строится в расчете на единицу генерируемого пара. Под паропроизводительной установкой в данном случае понимается все технологическое оборудование, непосредственно участвующее в получении тепловой энергии (реактор) и её передаче рабочему телу паротурбинной установки.

Диаграмму  $t, Q$  строим по результатам ранее выполненных расчетов параметров теплообменивающихся сред для отдельных участков парогенератора. Эта диаграмма дает представление о распределении тепловой мощности парогенератора по отдельным участкам, о температурных напорах между теплообменивающимися средами, а также о средних температурах той и другой среды на отдельных участках теплообмена. Данную  $t, Q$ -диаграмму будем использовать при вычислении температурных напоров.

Построение  $t, Q$ -диаграммы требует выбора и обоснования таких параметров, как:

- *максимальная температура*, допускаемая конструкционными материалами реактора;
- *подогрев теплоносителя* в реакторе, температурные запасы до кипения и до кризиса кипения;
- *минимальные температурные напоры* в парогенераторе и в промежуточном теплообменнике (если таковые предусматриваются);
- *давление теплоносителя* (или теплоносителей).

Из значений  $t, Q$ -диаграммы особое внимание следует обратить на значение минимального температурного напора  $\theta_{\text{мин}}$  на выходе теплоносителя из испарителя. Это значение температурного напора, с одной стороны, определяет площадь поверхности теплообмена испарителя, а, с другой, влияет на давление насыщенного пара. Поскольку влияние  $\theta_{\text{мин}}$  противоположно, то для  $\theta_{\text{мин}}$  выбирают оптимальное значение. При заданных параметрах теплоносителя и рабочего тела величина  $\theta_{\text{мин}}$  не подлежит определению, так как она также является заданной. Однако ввиду ее важности  $\theta_{\text{мин}}$  необходимо сравнивать с рекомендуемым значением в зависимости от типа АЭС и её параметров:  $\theta_{\text{мин}} \approx 10 \div 25 \text{ }^\circ\text{C}$  [4].

Пример построения  $t, Q$ -диаграммы приведен на рисунке 1.

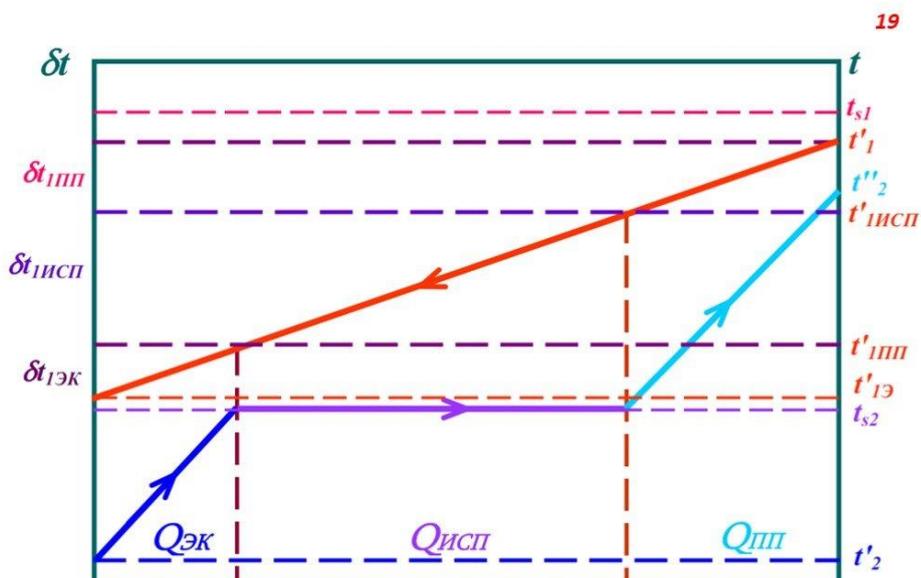


Рисунок 1– Пример построения  $t, Q$  – диаграммы парогенератора

Паротурбинная установка – наиболее сложная из установок АЭС в отношении количества, типов и взаимосвязей оборудования, участвующего в технологическом процессе. Принципиальные тепловые схемы ПТУ действующих АЭС достаточно широко представлены в технической литературе и в приложении 1, и могут служить хорошим ориентиром при выполнении этой части курсового проекта. Основным технологическим элементом ПТУ является паровая турбина, с которой трубопроводами отводимого от неё пара связано теплообменное и другое оборудование различных систем ПТУ: системы регенеративного подогрева питательной воды, теплофикационной установки (ТУ), конденсационной установки (КУ) и др. В этой части проекта должны быть выбраны значения многочисленных управляемых параметров, в том числе и структурных.

В соответствующих местах расчетной схемы или в специальной таблице (см. таблицу 3) указываются параметры (температура, давление, энтальпия) всех потоков за каждым элементом схемы, а также значения тех потоков, которые или заданы (расход сетевой воды, пара на собственные нужды и т.д.), или берутся из расчета соответствующих устройств, или принимаются по данным для аналогичных установок (расходы пара через уплотнения вала, штоков клапанов турбины, рабочего пара эжекторов и т.п.).

Начальные параметры пара и мощность турбоустановки при расчете тепловой схемы обычно бывают заданы. Для отечественных конденсационных турбин АЭС приняты следующие параметры:

Начальное давление $p_0$ , МПа (кг/см <sup>2</sup> )	Единичная мощность $N_э$ , МВт
8,8 (90)	50; 100
12,75 (130)	160; 210
23,54 (240)	300; 500; 800; 1200

Турбины для АЭС с водоохлаждаемыми реакторами в настоящее время проектируются и выпускаются на начальное давление  $4,0 \div 7,5$  МПа при отсутствии начального перегрева пара: 6,4 МПа для одноконтурных и 4,3 и 5,9 МПа для двухконтурных АЭС.

С точки зрения тепловой экономичности, очевидно, следовало бы повышать начальное давление и температуру пара. Однако этому препятствуют особенности АЭС и, главным образом, специфика реакторной установки. В частности, можно отметить следующее [9]:

1. Современные паропроизводящие установки АЭС с водным теплоносителем генерируют насыщенный пар; для таких установок значение теоретического термического КПД будет максимальным при  $p_0 = 17 \div 18$  МПа, а с учетом влажности пара максимальное значение абсолютного внутреннего КПД будет при  $11 \div 13$  МПа.

2. Повышение начальных параметров пара приводит к необходимости применения в активной зоне реактора больших масс конструкционных материалов и при том с худшими нейтронно-физическими характеристиками.

3. Корпус реактора для двухконтурных АЭС рассчитывают в настоящее время на  $15 \div 15,5$  МПа, что с учетом оптимального подогрева воды в реакторе  $25 \div 40$  °С и минимального температурного напора в парогенераторе без выделенного экономайзера, равного  $10 \div 15$  °С, приводит к указанным ранее давлениям пара перед турбиной.

4. Для одноконтурных АЭС особенно важен эффективный теплоотвод от тепловыделяющих элементов реактора и достаточный запас до кризиса теплообмена; лучшие условия для этого достигаются при  $p_0 \approx 7$  МПа.

Таким образом, выбор начальных параметров пара на АЭС определяется их влиянием (а также влиянием параметров теплоносителя реактора) на показатели тепловой экономичности установки, надежность конструкции, стоимость оборудования, на выбор материалов активной зоны и на характеристики работы реактора (коэффициент воспроизводства, глубину выгорания и др.).

Применение даже сравнительно небольшого начального перегрева пара улучшит маневренность турбин АЭС, повысит надежность работы паровпускных устройств вследствие уменьшения эрозии.

При разработке турбоустановки первоначальный выбор значений параметров тепловой схемы может быть произведен с помощью приближенных зависимостей или данных по действующим аналогичным установкам.

Обосновывается число ступеней регенеративного подогрева (обычно для крупных конденсационных АЭС  $m = 7 \div 9$ ), из них подогревателей низкого давления  $4 \div 5$ , подогревателей высокого давления чаще всего 3 (средний подогрев в одной ступени  $25-35$  °С; в деаэраторе – меньше).

Конечная температура питательной воды  $t_{пв}$ , удовлетворяющее технико-экономическому оптимуму, может быть рассчитана по формуле:

$$t_{пв} = t_{к'} + \theta \cdot \frac{t_0' - t_{к'}}{m+1}, \quad (1)$$

где  $t'_k$  – температура основного конденсата на входе в подогреватель системы регенерации с наименьшим давлением греющего пара;  $t'_0$  – температура насыщения при соответствующем давлении на входе в ПТУ;  $\theta$  – коэффициент, учитывающий уменьшение экономически целесообразного значения по сравнению с термодинамически оптимальным; его значение может быть принято равным  $\theta = 0,75 \div 0,85$ .

Расходы пара на элементы, включенные до первого регенеративного подогревателя на эжекторы, сальниковый подогреватель и другие, принимаются на основе характеристик эксплуатирующихся ПТУ, близких по параметрам и мощности к рассчитываемой в проекте. Значение температуры питательной воды, определенное на основе технико-экономических показателей электростанции в целом, составляет: для АЭС с ВВЭР  $210 \div 230$  °С, для АЭС с РБМК  $195 \div 210$  °С.

Максимальное давление в тракте питательной воды составляет, как правило,  $p_{п.в} = (1,45 \div 1,55) \cdot p_0$ , МПа, или в среднем  $1,5 \cdot p_0$ , где  $p_0$  – давление перед турбиной. Для крупных современных турбоустановок привод основных питательных насосов обычно паротурбинный.

При распределении подогрева по ступеням должны учитываться особенности конкретной схемы.

Для определения давлений в точках отбора пара из турбины в качестве основной «отправной точки» принимается одно из имеющихся теоретических решений по разбивке регенеративного подогрева питательной воды по ступеням (подогревателям). В частности, может быть принята равномерная разбивка по энтальпии или по температуре:

$$\Delta t_p = (t_{пв} - t'_k) / m. \quad (2)$$

Кроме регенеративных подогревателей в тепловых схемах ТЭС предусматриваются сальниковые подогреватели и охладители эжекторов. При равномерном распределении подогрева воды по регенеративным подогревателям и при  $\Delta t_{оэ} = 3$  °С и  $\Delta t_{сп} = 3$  °С величина подогрева питательной воды в каждом подогревателе определяется по следующей зависимости:

$$\Delta t_{под} = \frac{t_{пв} - t'_k - (\Delta t_{оэ} + \Delta t_{сп})}{m + 1}, \quad (3)$$

где  $\Delta t_{оэ}$  и  $\Delta t_{сп}$  – подогрев основного конденсата в охладителях эжекторов и сальниковых подогревателях.

При разбивке регенеративного подогрева по ступеням может быть использована геометрическая прогрессия приращений энтальпий  $\delta h_r$  в каждой ступени:

$$\frac{\delta h_z}{\delta h_{z-1}} = \dots = \frac{\delta h_3}{\delta h_2} = \frac{\delta h_2}{\delta h_1} = \frac{q_r}{q_{r-1}} = n = \text{const}$$

$$n = \sqrt[r-1]{\frac{q_r}{q_{r-1}}} \approx 1,02, \quad (4)$$

где  $q_r$  и  $q_{r-1}$  – количества теплоты, выделяемые единицей массы греющего пара в двух соседних подогревателях;  $n$  – показатель геометрической прогрессии. Из предположения  $q_r = q_{r-1}$  следует простое и широко используемое на практике правило равномерной разбивки подогрева по ступеням:  $\delta h_r = \text{const}$ ;  $r = 1, 2, \dots z$ .

В турбоустановках с промежуточным перегревом пара подогрев воды в подогревателе, питающемся паром из линии перед промежуточным перегревом, должен быть в 1,5 ÷ 1,8 раза больше, чем средний подогрев в остальных подогревателях.

Увеличение подогрева воды целесообразно в подогревателе с пароохладителем и с охлаждением дренажа (на 13 ÷ 18%), с закачкой дренажа в линию основного конденсата (на 15 ÷ 20%). Подогрев воды в питательных насосах, во вспомогательных теплообменниках, в основных подогревателях паром протечек и т.п. требует увеличения подогрева воды в данной ступени примерно на половину подогрева от указанных источников теплоты. Под ступенью подогрева здесь понимается часть конденсатно-питательного тракта, включающая подогреватель, подключенный к отбору турбины, в пределах которой температура воды изменяется между значениями, определяемыми параметрами пара в данном отборе и в ближайшем, используемом в системе регенерации, с меньшим давлением.

При разбивке подогрева необходимо учитывать [9]:

1) возможность отборов только между ступенями турбины. Давление в отборе на деаэратор выбирают таким, чтобы при снижении нагрузки турбины до 70 ÷ 80% номинальной не требовалось переключать деаэратор на отбор с более высоким давлением. Когда деаэратор и первый по ходу воды ПВД имеют общий отбор, суммарный подогрев в этих аппаратах может быть выше, чем оптимальный из одного отбора;

2) температура конденсата перед деаэратором определяется условиями лучшей его дегазации и предотвращения «запаривания» деаэратора, т.е. расход греющего пара из турбины должен быть положительным при всех режимах работы турбоустановки с учетом теплоты, подводимой горячими дренажами в деаэратор;

3) в регенеративной системе следует использовать и отборы пара после цилиндров высокого и среднего давления.

Все эти обстоятельства необходимо учитывать при распределении подогрева питательной воды по ступеням.

Слив конденсата греющего пара из подогревателя с бóльшим давлением в соседний с мёньшим давлением и т.д. называется *каскадным*. Каскадный слив дренажей группы ПВД целесообразно прерывать посредством установки сливного насоса у подогревателя, находящегося посередине или у

подогревателя, в который сбрасываются большие потоки конденсата (дренажа) от других элементов станции. Число сливных насосов обычно 1÷2.

По известным расходам и параметрам рабочего тела рассчитывается подогрев основного конденсата в названных элементах. При определении должен быть учтен и подогрев в конденсатных насосах, установленных до первого подогревателя.

Обосновываются необходимость в схеме деаэратора и его основные параметры (постоянного или скользящего давления, значение давления в номинальном режиме).

Выбираются число ПНД и число ПВД, их типы (поверхностные, смешивающие), взаимосвязи по сливаемому дренажу, число групп и основные характеристики (КПД, кавитационный запас и т.п.) дренажных (сливных), конденсатных и питательных насосов, тип привода для питательных насосов и т.д.

Строится  $h,s$  – диаграмма процесса расширения пара в турбине. Необходимость его разделения с выбором значения разделительного давления (одного или двух) устанавливается допустимыми влажностями пара в проточной части турбины высокого, низкого (возможно, и среднего) давления. Для тихоходной турбины могут быть использованы опубликованные результаты оптимизационных исследований.

При расчете турбоустановки серийного производства можно воспользоваться заводскими данными или данными испытаний, чтобы принять значения давлений в регенеративных отборах ТУ и значения внутренних относительных отсеков турбин  $\eta_{oi}$ .

### 3. Определение состояния пара и воды по ступеням регенеративного подогрева

Энтальпия пара в регенеративных отборах и в конденсаторе находится из процесса расширения пара в  $h,s$ –диаграмме. Давление пара в подогревателях принимается с учетом потерь давления в паропроводах отборов  $\Delta p_{\text{пот}}$ , составляющих 6÷10 %.

Температура воды на выходе из регенеративных подогревателей поверхностного типа  $t_{в2}$  меньше температуры насыщения  $t_s^{\text{под}}$  при давлении пара в подогревателе на величину температурного напора в нем:

$$t_{в2} = t_s^{\text{под}} - \Theta_{\text{мин}} . \quad (5)$$

Расчетные недогревы воды (минимальные температурные напоры) в поверхностных подогревателях  $\Theta_{\text{мин}}$  определяются как разность температуры конденсации греющего пара в подогревателе и температуры нагреваемой воды на выходе, и подлежит оптимизации. Установленные стандартами значения расчетных недогревов АЭС при номинальном режиме работы для ПНД могут приниматься равными 2 ÷ 3 °С, для ПВД 3 ÷ 5 °С.

Температура воды на выходе из регенеративных подогревателей смешивающего типа равна температуре насыщения  $t_s^{\text{под}}$  при давлении пара в подогревателе.

Для удобства дальнейших расчетов следует заполнить таблицу состояния пара и воды (таблица 3) и включить в неё значение *коэффициентов недовыработки отборов*  $y_{\text{отб}}$ . Коэффициенты недовыработки характеризуют относительное увеличение расхода пара на турбину из-за наличия отбора и могут быть определены по формулам [5]:

– для отборов после промперегрева, а также для ПТУ без промперегрева ( $\Delta h_{\text{пп}} = 0$ ):

$$y_{\text{отб}} = (h_{\text{отб}} - h_{\text{к}}) / (h_0 - h_{\text{к}} + \Delta h_{\text{пп}}). \quad (6)$$

– для отборов до промперегрева:

$$y_{\text{отб}} = (h_{\text{отб}} - h_{\text{к}} + \Delta h_{\text{пп}}) / (h_0 - h_{\text{к}} + \Delta h_{\text{пп}}), \quad (7)$$

где  $h_0, h_{\text{к}}$  – энтальпия свежего и отработавшего пара;  $h_{\text{отб}}$  – энтальпия пара в отборе;  $\Delta h_{\text{пп}}$  – повышение энтальпии пара в промежуточном пароперегревателе.

#### 4. Второй этап. Построение $h, s$ – диаграммы расширения пара в турбине

Для определения состояния водяного пара в цилиндрах турбины и в СПП строится процесс работы пара в  $h, s$  – диаграмме (рисунок 2). Обычно используют  $h, s$  – диаграммы стандартных турбин, рассчитанные заводами-изготовителями.

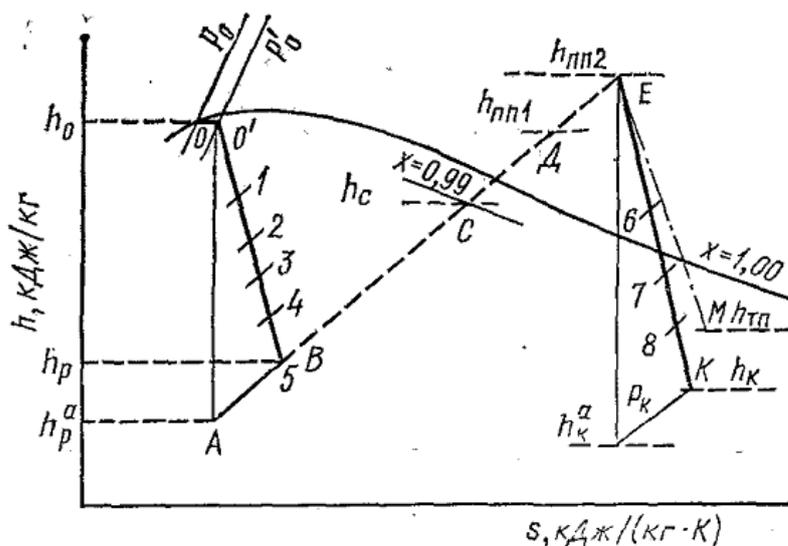


Рисунок 2 – Процесс работы пара в турбине на  $h, s$  – диаграмме

При построении процесса расширения пара в  $h, s$  – диаграмме принимают [3]:

- по начальным параметрам  $(p_0, x_0)$  находится точка  $O$ , соответствующая состоянию пара перед паровпускными клапанами ЦВД турбины;
- определяется энтальпия пара в точке  $O$   $h_0$ , кДж/кг и температура  $t_0$ , °С;
- принимаются потери давления в паровпускных органах турбины  $\Delta p_0 = (0,04 \div 0,05) \cdot p_0$ ;
- принимаются потери давления при перепуске пара между цилиндрами (в том числе и в промежуточных устройствах турбины, если они имеются);
- принимаются потери с выходной скоростью  $\Delta h_{вс}$  и восстановление давления в выхлопном патрубке, в результате чего теплоперепад в ЦНД может быть увеличен при перегретом и слабовлажном ( $y < 0,05$ ) паре для осерадиальной конструкции на величину:  $\Delta h = (0,1-0,2) \cdot \Delta h_{вс}$ ;
- принимаются внутренние относительные КПД цилиндров турбины с учетом особенностей их выполнения и параметров пара по формулам [9]:
- для всех ступеней ЦСД при дроссельном парораспределении и для перегретого пара:

$$\eta_{0i}^{ЦСД} = k_{вл} \cdot \left(0,925 - 0,5 / (D_{ср} \cdot v_{ср})\right) \cdot (0,97 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot H_0^{ЦСД}) \cdot (1 - 2,5 H_0^{ЦСД}), \quad (8)$$

– для ЦНД:

$$\eta_{0i}^{ЦНД} = 0,87 \cdot k_{вл} \cdot (0,96 + H_0^{ЦНД} \cdot 10^{-4}) - \Delta h_{вс} / H_0^{ЦНД}, \quad (9)$$

где  $k_{вл}$  – поправочный коэффициент, учитывающий работу цилиндров во влажном паре:

$$k_{вл} = 1 - a(1 - b_{ву})(y_1 + y_2)/2; \quad (10)$$

$a = 0,6 \div 1,0$  – коэффициент, зависящий от давления пара, размеров и конструктивных особенностей турбины;  $b_{ву}$  – коэффициент, учитывающий эффективность влагоудаления, равный 0,1 для влагоудаления без регенеративных отборов; 0,2 – с учетом последних; для высокоэффективных внутритурбинных влагоулавливателей он увеличивается на 0,05;  $y_1$  и  $y_2$  – влажности пара в начале и в конце расширения;

$$D_{ср} = \sqrt{D_1 \cdot D_2}, v_{ср} = \sqrt{v_1 \cdot v_2} \quad (11)$$

– средний массовый расход и удельный объем пара перед цилиндром ( $D_1$  и  $v_1$ ) и за ним ( $D_2$  и  $v_2$ );  $H_0^{ЦСД}$ ,  $H_0^{ЦНД}$  – располагаемый теплоперепад цилиндров среднего и низкого давления соответственно, кДж/кг;  $\Delta h_{вс}$  – потери с выходной скоростью.

Потери с выходной скоростью  $\Delta h_{\text{вс}}$  определяются [3]:

$$\Delta h_{\text{вс}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot (D_{\text{к}} \cdot v_{\text{к}} / \Omega_z)^2 \cdot \left[ 1 + \frac{0,1}{(\theta_z - 1)} \right], \quad (12)$$

где:  $D_{\text{к}} \cdot v_{\text{к}}$  – объемный пропуск пара через последнюю ступень, м<sup>3</sup>/с;  $\Omega_z$  – кольцевая площадь последней ступени, м<sup>2</sup>;  $\theta_z = d_2^{\text{ср}} / l_z$  – отношение среднего диаметра к длине лопатки.

Для турбин с частотой вращения 25 с<sup>-1</sup> значения внутреннего относительного КПД ЦСД следует уменьшить на 0,2 %, для ЦНД без потерь с выходной скоростью – увеличить на 1 %.

Процессу дросселирования в паровпускных клапанах соответствует отрезок  $OO'$ .

Строится адиабатный (изоэнтропийный) процесс работы пара в ЦВД от давления  $p_0'$  до разделительного  $p_p$  (отрезок  $OA$ ). Находится энтальпия отработавшего пара при изоэнтропийном расширении в ЦВД  $h_p^a$ , кДж/кг.

Энтальпия пара в конце действительного (с учетом потерь энергии в проточной части) процесса расширения пара в ЦВД  $h_p$ , кДж/кг, определяется по формуле:

$$h_p = h_0 - \eta_{oi}^{\text{ЦВД}} (h_0 - h_p^a), \quad (13)$$

где  $\eta_{oi}^{\text{ЦВД}}$  – относительный внутренний КПД ЦВД.

По параметрам  $p_p$  и  $h_p$  находится точка  $B$ . Отрезок  $OB$  соответствует действительному рабочему процессу пара в ЦВД.

Принимается потеря давления пара в СПП 5–10%.

Давление пара после СПП  $p_p'$ , МПа,  $p_p' = (0,90 - 0,95) \times p_p$ .

Температура пара на выходе из СПП  $t_{\text{пп}2}$ , °С, определяется с учетом принятого температурного напора пароперегревателя  $\theta_{\text{пп}} = 15 \div 25$ °С:

$$t_{\text{пп}2} = t_0 - \theta_{\text{пп}}. \quad (14)$$

Состоянию пара на выходе из СПП соответствует точка  $E(t_{\text{пп}2}, p_p')$ .

Аналогично производится построение действительного рабочего процесса пара в ЦНД (отрезок  $EK$ ), при этом энтальпия пара в конце действительного процесса работы пара в ЦНД  $h_k$ , кДж/кг, определяется по формуле:

$$h_k = h_{\text{пп}2} - \eta_{oi}^{\text{ЦНД}} (h_{\text{пп}2} - h_k^a), \quad (15)$$

где  $h_{пп2}$  – энтальпия пара на выходе из СПП, кДж/кг;  $\eta_{0i}^{ЦНД}$  – относительный внутренний КПД ЦНД;  $h_k^a$  – энтальпия отработавшего пара при изоэнтропийном расширении в ЦНД, кДж/кг.

Давления пара в регенеративных отборах выбираются близкими к заводским данным (таблица 1). По принятым давлениям находятся на  $h, s$  – диаграмме точки 1 – 4, 6 – 8, соответствующие состоянию пара в отборах.

Принимается степень сухости пара после сепаратора  $x^{ВЫХ} = 0,99$ . Состоянию пара после сепаратора соответствует точка  $C$ , а процесс осушки пара в сепараторе – отрезок  $BC$ .

Температура нагреваемого пара на выходе из первой ступени пароперегревателя  $t_{пп1}$ , °С, определяется по температуре греющего пара  $t_1$ , °С, и температурному напору  $\theta_{пп}$ , °С, пароперегревателя:

$$t_{пп1} = t_1 - \theta_{пп}. \quad (16)$$

Состоянию пара на выходе из первой ступени пароперегревателя соответствует точка  $D$ .

При выборе турбопривода у питательного насоса на  $h, s$  – диаграмме показывается процесс работы пара в приводной турбине (отрезок  $EM$ ).

Энтальпия отработавшего пара в действительном процессе турбопривода  $h_{тп}$ , кДж/кг, рассчитывается по формуле:

$$h_{тп} = h_{пп2} - \eta_{0i}^{тп} (h_{пп2} - h_{тп}^a), \quad (17)$$

где  $h_{пп2}$  – энтальпия пара на входе в приводную турбину, кДж/кг;  $\eta_{0i}^{тп}$  – внутренний относительный КПД приводной турбины;  $h_{тп}^a$  – энтальпия пара в конце адиабатного (изоэнтропийного) процесса работы пара в приводной турбине, кДж/кг.

Характеристика турбоприводов питательных насосов приведена в таблице 2.

Авторы [5] в методике расчета тепловой схемы турбоустановки АЭС предлагают оценивать потери давления в пароводяном тракте между ЦСД и ЦНД (с учетом дросселирования во впускных клапанах):

- для сепаратора  $2 \div 5 \% \times p_k^{ЦСД}$ ;
- для сепаратора с одной ступенью перегрева –  $3 \div 6 \% \times p_k^{ЦСД}$ ;
- для сепаратора с двумя ступенями перегрева –  $4 \div 7 \% \times p_k^{ЦСД}$ ,

где  $p_k^{ЦСД}$  – давление пара на выходе из ЦСД. Большие значения соответствуют меньшему давлению после ЦСД.

При работе ПТУ при частичной нагрузке для определения новых значений давления пара в точках отбора необходимо воспользоваться формулой *Столды* с учетом степени сухости пара  $x$  [6]:

$$\frac{p_{отб}}{p_{отбн}} \approx \frac{D}{D_n} = \sqrt{\frac{T_{0н} \cdot x_{0н}}{T_0 \cdot x_0} \cdot \frac{p_0^2 - p_k^2}{p_{0н}^2 - p_{кн}^2}}, \quad (18)$$

или приближенно

$$D/D_n \approx p_0/p_{0н}, \quad (19)$$

где  $D$  – расход пара через цилиндры турбины, кг/с;  $T_0$  – абсолютная температура пара на входе в цилиндр, К;  $p_k$ ,  $p_0$  – давления пара в начале и в конце расчетного отсека соответственно, МПа; индекс «н» относится к параметрам на номинальном режиме; индекс «0» к параметрам в начале отсека; индекс «к» к параметрам в конце отсека.

Уравнения (18) и (19) справедливы, если проходные сечения в проточной части рассчитываемого отсека не меняются.

Скелет процесса расширения для турбоустановки АЭС представлен на рисунке 3 [5].

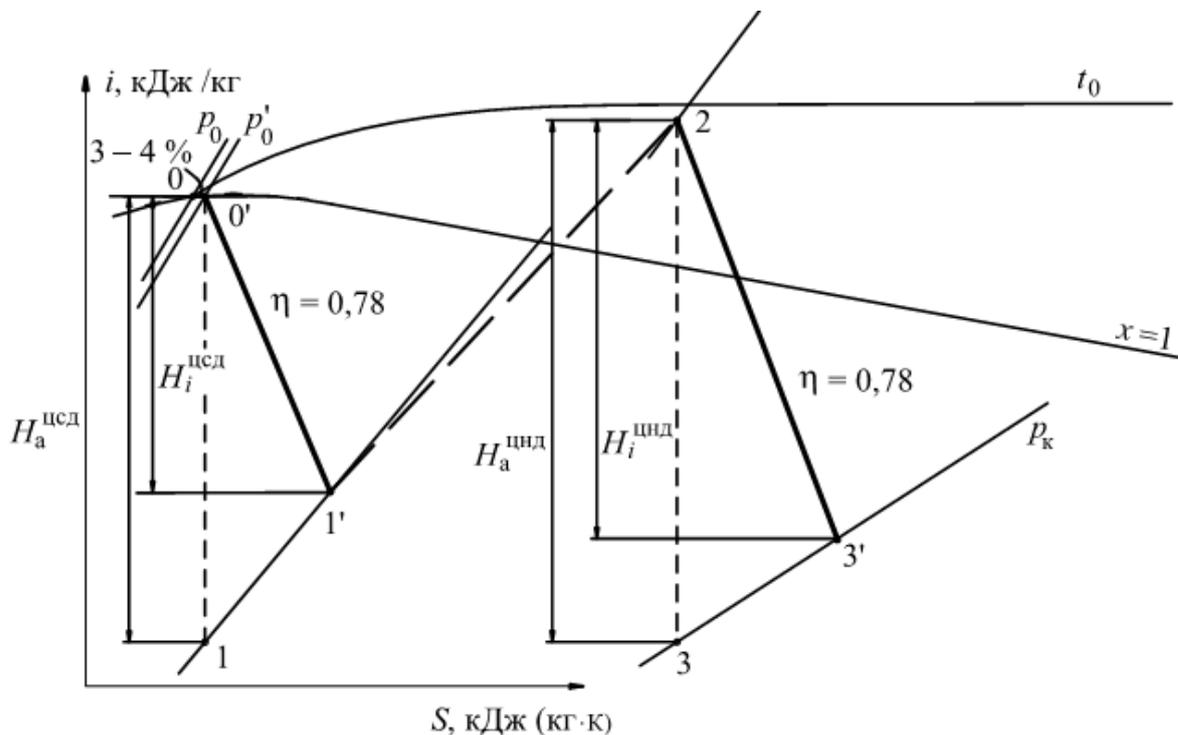


Рисунок 3 – Скелет процесса расширения для турбоустановки АЭС:  
цифры на рисунке соответствуют параметрам пара  
в турбоустановке АЭС

Таблица 1 – Характеристики паровых турбин

Характеристики	Марка турбины						
	К-220-44	К-500-60/1500	К-500-65/3000	К-750-65/3000	К-1000-60/1500-2	К-1000-60/3000-1	К-1200-240/3000-2
Назначение	Блок ВВЭР-440	Блок ВВЭР	Блок РБМК	Блок РБМК	Блок ВВЭР-1000	Блок ВВЭР-1000	-
Номинальная мощность, МВт	220	500	500	750	1030	1074	1200
Начальное давление пара, МПа	4,3	5,9	6,45	6,36	5,88	5,88	23,54
Начальная температура пара, °С	254,9	274,3	280,4	280	274,3	274	540
Давление пара после промежуточного перегрева, МПа	4,3	1,08	4,0	4,5	5,88	5,88	3,51
Температура пара после промежуточного перегрева, °С	241	250	265	263	250	250	540
Расчетное давление в конденсаторе, МПа	0,0032	0,0059	0,0039	0,0045	0,004	0,004	0,00358
Температура подогрева питательной воды, °С	225	226	165	190	225	220	274
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	11000	10810	11090	10728	10368	10512	7650
Расход пара при номинальном режиме, т/ч (кг/с)	1455 (404)	3237 (900)	2855 (793)	4280 (1188)	6160 (1711)	6439 (1788)	3950 (1097)
Число цилиндров и потоков	1×1+2×2	1×(1+1)+1×2	1×2+3×2	2×6+-+8×5	2×7+2×5+6×4	2×5+-+8×5	8+2×8+2×5
Внутренний относительный КПД:							
ЦВД	-	0,819	0,776		-		
ЦСД	0,790	0,901	-		-		
ЦНД	0,865	0,819	0,856		-		
Давление пара в отборах, МПа							
1-й	2,700	2,940	2,055		2,870	2,43	6,288
2-й	1,883	1,890	1,155		1,820	1,5	3,9
3-й	1,275	1,170	0,632		1,120	0,94	1,82
4-й	0,520	0,606	0,348		0,583	0,579	0,9

Характеристики	Марка турбины						
	К-220-44	К-500-60/1500	К-500-65/3000	К-750-65/3000	К-1000-60/1500-2	К-1000-60/3000-1	К-1200-240/3000-2
5-й	0,310	0,263	0,142		0,312	0,268	0,49
6-й	0,133	0,137	0,065		0,081	0,132	0,259
7-й	0,059	0,035	0,026		0,022	0,0672	0,126
8-й	0,023					0,0268	0,047
9-й							0,02

Таблица 2 – Характеристика приводных турбин питательных насосов

Тип	Начальное давление, МПа	Начальная температура пара, °С	Давление в конденсаторе, МПа	Механический КПД	Мощность, кВт	КПД насоса
ОК-12А	0,99	248	0,006	0,99	11600	0,73

Таблица 3 – Параметры пара и воды турбоустановки

Точка процесса пара	Подогреватель	Греющий пар				Дренаж греющего пара		
		Давление $p$ , МПа	Массовое паросодержание $x$	Температура $t$ , °С	Энтальпия $h$ , кДж/кг	Давление перед подогревателем $p'$ , МПа	Температура насыщения $t'$ , °С	Энтальпия $h'$ , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Температурный напор подогревателя $\theta$ , °	Нагреваемая вода			Нагреваемый пар				
	Давление $p_{ни}$ , МПа	Температура $t_{ни}$ , °С	Энтальпия $h_{ни}$ , кДж/кг	Давление $p_{пни}$ , МПа	Температура $t_{пни}$ , °С	Энтальпия $h_{пни}$ , кДж/кг		
10	11	12	13	14	15	16		

## 5. Составление сводной таблицы параметров пара и воды

В таблице 3 приводится пример заполнения параметров пара и воды турбоустановки [3]:

- в графе 1 таблицы 3 проставляется обозначение точки процесса на  $h, s$  – диаграмме;

- в графе 2 – наименование подогревателя;

- в графы 3 – 6 записываются параметры греющего пара: давление  $p$ , МПа (из  $h, s$  – диаграммы); массовое паросодержание  $x$  (из  $h, s$  – диаграммы); температура  $t$ , °С (из  $h, s$  – диаграммы и таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара); энтальпия  $h$ , кДж/кг (из  $h, s$  – диаграммы);

- в графу 7 проставляется давление пара перед подогревателями  $p'$ , МПа, с учетом падения давления в паропроводах от турбины до подогревателя в размере  $3 \div 10\%$  давления пара в отборе (меньший процент соответствует более высокому давлению в отборе):  $p' = (0,97 \div 0,90) \cdot p_{\text{отб}}$ ;

- в графу 8 температура насыщения  $t'$ , °С;

- в графу 9 энтальпия дренажа  $h'$ , кДж/кг, определяются по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара для состояния насыщения при давлении перед подогревателями  $p'$ , МПа;

- в графу 10 температурный напор регенеративных подогревателей  $\theta$ , °С, принимается в следующих пределах: для более дешевых материалов трубных систем (латунь, углеродистая сталь)  $1,5^\circ\text{C}$  для ПНД и  $1,5\text{--}3,6^\circ\text{C}$  для ПВД; для более дорогих (нержавеющая аустенитная сталь)  $3,5\div 5,0^\circ\text{C}$  для ПНД и  $5,0\div 7,0^\circ\text{C}$  для ПВД;

- в графу 11 вносятся значения давления питательной воды и основного конденсата после каждого регенеративного подогревателя  $p_{\text{пi}}$ , МПа. Давление, создаваемое конденсатным и питательным насосами, определяется по таблицам 4 и 5 (или по таблицам 5.6 и 5.7 [8]), а гидравлическое сопротивление подогревателей – по таблицам 6 и 7;

- в графу 12 записываются значения температур нагреваемой среды после подогревателей  $t_{\text{пi}}$ , °С:  $t_{\text{пi}} = t_i' - \theta_i$ ;

- в графу 13 энтальпия воды  $h_{\text{пi}}$ , определяется по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара для состояния «Вода и перегретый пар» (по давлению воды  $p_{\text{пi}}$ , МПа и температуре после подогревателей  $t_{\text{пi}}$ , °С.

- в графу 14 параметры нагреваемого в СПП пара: давление  $p_{\text{ппi}}$ , МПа;

- в графу 15 температура  $t_{\text{ппi}}$ , °С, находится по  $h, s$  – диаграмме;

- в графу 16 энтальпия  $h_{\text{ппi}}$ , кДж/кг, находится по  $h, s$  – диаграмме.

Ниже, в Приложениях 2 и 3 при рассмотрении примеров выполнения курсового проекта содержание таблицы 3 несколько видоизменилось (см.

таблицу П.2.1 и П.3.1), однако суть заполнения параметров воды и пара не изменилось. При выполнении курсового проекта студент вправе самостоятельно выбрать форму таблицы параметров рабочего тела в элементах расчетной схемы турбоустановки.

## **6. Третий этап. Определение долей расхода греющего пара на элементы тепловой схемы турбин АЭС**

Определение расхода пара и конденсата в элементах тепловой схемы, мощности турбины и основных показателей тепловой экономичности может выполняться в следующей последовательности:

1. *На основе решения уравнений теплового и материального балансов элементов тепловой схемы турбоустановки определяют расходы пара на них в долях расхода свежего пара на турбину.*

ПТС конденсационного блока удобно рассчитывать, выражая потоки пара и воды в долях по отношению к величине расхода свежего пара через ЦВД  $G_0$ , т.е.:

$$\begin{aligned}\alpha_i &= D_i/D_0; \alpha_1 = D_1/D_0; \alpha_2 = D_2/D_0; \\ \alpha_{п.в} &= D_{п.в}/D_0; \alpha_k = D_k/D_0 \dots,\end{aligned}\quad (20)$$

где  $\alpha_i$  – доля расхода  $i$ -го потока пара или воды (величина безразмерная);  $D_0$  – расход свежего пара через ЦВД турбины, кг/с;  $D_i$  – расход  $i$ -го потока пара или воды, кг/с.

Кроме того, расчет ПТС АЭС может быть произведен в абсолютных значениях расхода пара  $D_0, D_1, D_2, \dots, D_i$ .

Далее, составляется материальный баланс рабочего тела для турбоустановки в целом. В любой точке ПТС сумма входящих потоков пара (включая свежий пар, добавочной воды) равна сумме расходов выходящих потоков (расход питательной воды, потери рабочего тела, отбор на другие установки станции, на собственные нужды):

$$\sum D = \sum D_{\text{вых}}. \quad (21)$$

Потери рабочего тела при отсутствии точных данных могут быть оценены  $0,3 \div 0,5\%$  расхода свежего пара; они должны быть компенсированы добавочной водой. При заданных расходах «внешних» потоков и пара на турбину из последнего уравнения определяют расход питательной воды.

Доля расхода питательной воды в парогенератор (для блоков с реактором типа ВВЭР)  $\alpha_{п.в}$  определяется из уравнения материального баланса парогенератора (рисунок 4):

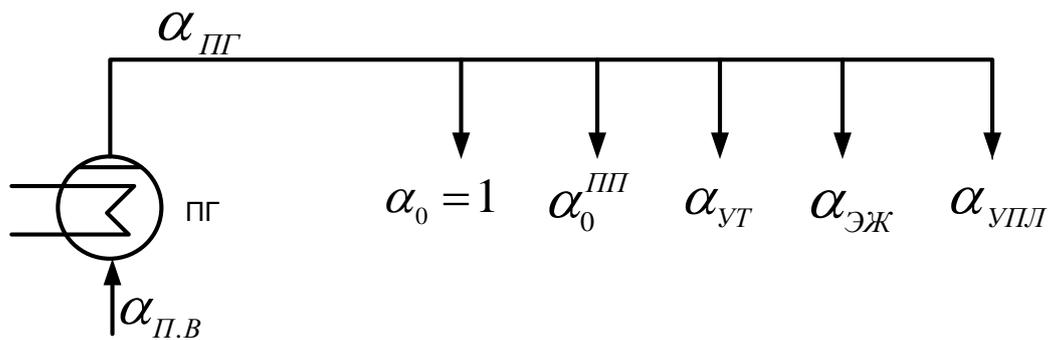


Рисунок 4 – Расчетная схема материального баланса парогенератора

$$\alpha_{П.В} = \alpha_{ПГ} = \alpha_0 + \alpha_0^{III} + \alpha_{УТ} + \alpha_{ЭЖ} + \alpha_{УПЛ}, \quad (22)$$

где  $\alpha_{П.В}$  – доля расхода питательной воды в парогенератор;  $\alpha_{ПГ}$  – доля расхода свежего пара из парогенератора;  $\alpha_0$  – доля расхода свежего пара на ЦВД:  $\alpha_0 = 1$ ;  $\alpha_0^{III}$  – доля расхода свежего пара на вторую ступень пароперегревателя СПП;  $\alpha_{УТ}$  – доля потерь рабочего тела от утечек пара и конденсата: принимаем  $\alpha_{УТ} = 0,01$ ;  $\alpha_{ЭЖ}$  – доля расхода пара на эжекторы: принимаем  $\alpha_{ЭЖ} = 0,005$ ;  $\alpha_{УПЛ}$  – доля расхода пара на уплотнения вала турбины: принимаем  $\alpha_{УПЛ} = 0,001$ .

Уравнения материального баланса барабана-сепаратора (для блоков с реактором типа РБМК) составляется аналогично, только не учитывается доля расхода пара на уплотнения вала турбины, а доля потерь от утечек пара и конденсата принимается равной 0,005 (рисунок 5):

$$\alpha_{П.В} = \alpha_{Б-С} = 1 + \alpha_0^{III} + \alpha_{УТ} + \alpha_{ЭЖ}, \quad (23)$$

где  $\alpha_{Б-С}$  – доля расхода свежего пара из барабана-сепаратора.

Для определения долей расходов греющего пара на подогреватели турбоустановки составляются и последовательно, а также совместно решаются уравнения теплового баланса теплообменников.

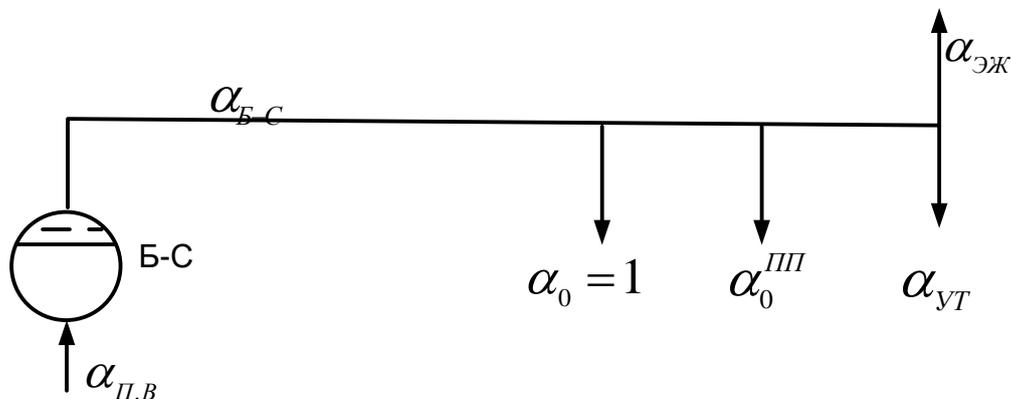


Рисунок 5 – Расчетная схема материального баланса барабана-сепаратора

Уравнения теплового баланса подогревателя представляют собой равенство теплоты, отданной греющей средой с учетом потерь рассеивания, теплоте, полученной нагреваемой средой. При смешении потоков эти уравнения дополняются уравнениями материального баланса.

2. Устанавливаются значения потоков, не связанных с работой теплообменного оборудования установки. К ним, например, относятся потоки пара через уплотнения вала турбины, штоков клапанов. Точные значения этих расходов определяются расчетом соответствующих устройств. Они могут быть оценены на основе данных по действующим турбоустановкам. На основе информации о тепловой нагрузке, отдаваемой каждому из внешних потребителей теплоты, и параметров соответствующих теплоносителей выбираются точки отбора пара из турбины для этих целей.

Сложность расчетов ПТС турбоустановок с сепаратором-пароперегревателем (СПП) заключается в том, что неизвестен ряд параметров потоков пара и воды, которые между собой находятся в зависимости.

Например, в деаэрактор обычно направлены дренажи греющего пара из СПП, и их необходимо знать, чтобы рассчитать деаэрактор, т.е. определить расход греющего пара и основного конденсата. Но сами величины дренажей СПП зависят от расхода через СПП нагреваемого пара, который, в свою очередь, зависит от расхода пара в деаэрактор. Таким образом, получается система уравнений с рядом неизвестных величин, причем вначале доли расхода пара на ПВД и пароперегреватели СПП выражаются через долю расхода пара после ЦВД в сепараторе  $\alpha_{С-ПП}$ , а доли расхода пара на ПНД – через долю расхода основного конденсата на деаэрактор  $\alpha_{к.д}$ .

Поэтому рекомендуется следующая очередность составления балансов элементов ПТС блоков АЭС [3]:

а) для одноконтурных АЭС с реакторами типа РБМК-1000 и турбинами К-500-65/3000 – испаритель, сепаратор, первая ступень пароперегревателя, вторая ступень пароперегревателя, ПНД5, ПНД4, барабан-сепаратор, ЦВД, деаэрактор, ПНД3, ПНД2, ПНД1;

б) для двухконтурных АЭС с реакторами типа ВВЭР-440 и турбинами К-220-44 – сепаратор, первая ступень пароперегревателя, вторая ступень пароперегревателя, парогенератор, ПВД8, ПВД7, ПВД6, ПНД5, ПНД4, ЦВД, деаэрактор, ПНД3, ПНД2, ПНД1;

в) для двухконтурных АЭС с реакторами типа ВВЭР-1000 и турбинами К-500-60/1500 – сепаратор, первая ступень пароперегревателя, вторая ступень пароперегревателя, парогенератор, ПВД7, ПВД6, ПВД5, ПНД4, ПНД3, ЦВД, деаэрактор, ПНД3, ПНД2, ПНД1;

г) для двухконтурных АЭС с реакторами типа ВВЭР-1000 и турбинами К-1000-60/1500 – сепаратор, первая ступень пароперегревателя, вторая ступень пароперегревателя, парогенератор, ПВД7, ПВД6, ПВД5, ЦВД, деаэрактор, ПНД4, ПНД3, ПНД2, ПНД1.

При расчете подогревателей принимается КПД $\eta$ , учитывающий потери теплоты в окружающую среду, равный  $\eta = 0,990 \div 0,995$ .

3. *Определяют необходимые напоры насосов конденсатно-питательного тракта.*

Расчет для питательного насоса возможен по формуле:

$$\Delta p_{п.н} = p_0 + \Delta p_{пар} + \Delta p_{пг} + \Delta p_{пит} + \Delta p_{ркп} + \Delta p_{ПВД} + \Delta p_{геод} - p_d. \quad (24)$$

Если исходным для расчета является не давление рабочего тела перед турбиной  $p_0$ , а давление в парогенераторе  $p_{пг}$ , то в указанное уравнение вместо  $p_0 + \Delta p_{пар}$  ( $\Delta p_{пар}$  – гидравлическое сопротивление паропроводов, которое можно принять [ $\Delta p_{пар} = (0,04 \div 0,09) \cdot p_0$ ] следует подставить  $p_{пг}$ ; в этом случае  $p_0 = p_{пг} - \Delta p_{пар}$ . Другие слагаемые в этом уравнении означают:  $\Delta p_{пг}$  – сопротивление парогенератора;  $\Delta p_{пит} = 0,2 \div 0,3$  МПа – сопротивление питательного трубопровода;  $\Delta p_{ркп} \approx 1$  МПа – сопротивление регулирующего клапана;  $\Delta p_{ПВД}$  – суммарное сопротивление подогревателей высокого давления, предусмотренных в схеме;  $\Delta p_{геод}$  – геодезический подпор, определяется разницей в высотах мест установки парогенератора (точнее – места входа питательной воды в парогенератор) и деаэратора;  $p_d$  – давление в деаэраторе.

*Для конденсатного насоса:*

$$\Delta p_{к.н} = p_d + \Delta p_{ПНД} + \Delta p_э + \Delta p_{о.г} + \Delta p_{о.у} + \Delta p_{конд} + \Delta p_{рку} + \Delta p_{геод}. \quad (25)$$

Здесь учитываются сопротивления следующих элементов конденсатного тракта (до деаэратора):  $\Delta p_{ПНД}$  – всех теплообменников; регенеративных подогревателей, вынесенных охладителей дренажей и др.; если нет других данных, сопротивление охладителей эжекторов может быть принято  $\Delta p_э = 0,05 \div 0,07$  МПа;  $\Delta p_{о.г} = 0,1 \div 0,2$  МПа – сопротивление охладителя генератора;  $\Delta p_{о.у} = 0,3 \div 0,5$  МПа – сопротивление обессоливающей установки;  $\Delta p_{конд} = 0,1 \div 0,2$  МПа – сопротивление трубопроводов;  $\Delta p_{рку} = 0,2 \div 0,4$  МПа – сопротивление регулирующего клапана уровня. Большие из приведенных цифр, как правило, относятся к турбинам большой мощности (более 200 МВт).

Если предусмотрена установка конденсатных насосов первого и второго подъемов, то для каждого из них составляются свои расчетные уравнения, причем исходным для расчета напора насоса первого подъема является необходимое давление на всасе насоса второго подъема.

По данным гидравлического расчета находят давление воды и основного конденсата в точках схемы, подлежащих расчету. Напор дренажных насосов рассчитывают по разности давления между точками перекачки с учетом

гидравлических сопротивлений, основное из которых – сопротивление регулирующего клапана расхода.

Повышение энтальпии воды в насосах, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{нас}} = \Delta p_{\text{нас}} \cdot v_{\text{нас}} \cdot 10^3 / \eta_{\text{нас}}, \quad (26)$$

где  $\Delta p_{\text{нас}}$  – необходимый напор насоса, МПа;  $v_{\text{нас}}$  – удельный объем перекачиваемой воды, м<sup>3</sup>/кг;  $\eta_{\text{нас}}$  – КПД насоса.

4. *Определяют параметры пара и воды в расчетных точках, необходимые для составления уравнений теплового баланса элементов схемы.* По известным значениям давления в отборах турбины определяют давление пара в соответствующих подогревателях:

$$p_r = p_{\text{отб } r} (1 - \Delta p_r), \quad (27)$$

где  $\Delta p_r \approx (11 - r)/100$  – относительная величина потери давления в паропроводе от турбины до подогревателя;  $r$  – номер регенеративного подогревателя по ходу воды, включая деаэратор.

Температура конденсата греющего пара  $t_r^{\text{ДП}}$  для подогревателей без охладителей дренажа равняется температуре насыщения при соответствующем давлении

$$t_r^{\text{ДП}} = t_r(p_r). \quad (28)$$

Если охладитель дренажа имеется, то:

$$t_r^{\text{ДП}} = t_{r-1}^{\text{К}} + \Delta t_{\text{п}} + \delta t_r^{\text{ДП}}, \quad (29)$$

где  $t_{r-1}^{\text{К}}$  – температура среды на выходе из предыдущего подогревателя;  $\delta t_r^{\text{ДП}}$  – минимальное значение температурного напора в охладителе дренажа;  $\Delta t_{\text{п}}$  – подогрев воды в устройствах, включенных между регенеративными подогревателями; для охладителей эжекторов уплотнений и газоохладителей генератора  $\Delta t_{\text{п}} = 1,5 \div 2,5$  °С; для охладителей основных эжекторов  $\Delta t_{\text{п}} = 0,5 \div 0,7$  °С; для смесителей конденсата греющего пара с обогреваемой средой  $\Delta t_{\text{п}} = 0,3 \div 1,0$  °С. Что касается последнего значения, то оно подлежит уточнению на основе теплового баланса смесителя после расчета необходимых расходов (методом последовательных приближений).

Давление обогреваемой среды определяется гидравлическим расчетом элементов контура.

Температура обогреваемой среды после регенеративных подогревателей  $t_r^k$  определяется на основе заданных значений минимальных температурных напоров (недогрева)  $\delta t_r$ :

$$t_r^k = t_r - \delta t_r. \quad (30)$$

При расчете схем турбоустановки в переменном режиме минимальные значения температурных напоров рассчитываются с учетом изменяющихся параметров схемы и сохранения неизменной поверхности нагрева  $F_r$ :

$$\delta t_r^{\text{реж}} = \delta t_{\delta r}^{\text{реж}} \exp[-F_r k_r^{\text{реж}} / (G_r^{\text{реж}} \cdot c_{pr}^{\text{реж}})], \quad (31)$$

где  $\delta t_{\delta r}^{\text{реж}} = (t_r^{\text{реж}} - t_{\text{вх}r}^{\text{реж}})$  – наибольшее значение температурного напора в подогревателе  $r$  в рассчитываемом режиме;  $k_r^{\text{реж}}$  – коэффициент теплопередачи в рассчитываемом режиме;  $G_r^{\text{реж}}$  и  $c_{pr}^{\text{реж}}$  – расход нагреваемой воды и её теплоемкость.

Если на основе оптимальной разбивки подогрева ( $t_r^k$  – известные значения) нужно оценить давления в отборах турбины, то расчет по уравнениям (27) и (30) ведется в обратной последовательности.

Давление в отборе на деаэрактор:

$$p_{\text{отб.д}} \geq (p_d + \Delta p_d) \chi, \quad (32)$$

где  $\Delta p_d$  – падение давления в паропроводе отборного пара на деаэрактор с учетом сопротивления клапана – регулятора давления (принимают  $\Delta p_d = 0,2$  МПа);  $\chi = 1,2$  – коэффициента запаса, можно считать, что давление в деаэраторе будет постоянным при изменении нагрузки турбогенератора от 100 до 80% от номинальной.

По рассчитанным давлениям и температурам, используя таблицы водяного пара или расчетные уравнения, находят значения энтальпии рабочего тела.

Расчет повышения энтальпии в насосах, Дж/кг, ведётся по формуле:

$$\Delta h_n = \Delta p_n v_n / \eta_n, \quad (33)$$

где  $\Delta p_n$  – необходимое давление насоса, Па;  $v_n$  – удельный объем перекачиваемой жидкости, м<sup>3</sup>/кг;  $\eta_n$  – КПД насоса, равный здесь произведению

гидравлического и объемного КПД; для насоса с подачей  $0,15 \text{ м}^3/\text{с}$  и более  $\eta_n = 0,82 \div 0,86$ .

5. *Рассчитывают величины потоков пара и воды.* Основу расчета составляют уравнения материальных и тепловых балансов.

Для подогревателя смешивающего типа, в который подводятся  $n$  потоков  $D_{r1}, D_{r2}, \dots, D_{rn}$  с энтальпиями  $h_{r1}, h_{r2}, \dots, h_{rn}$ , а отводится суммарный поток с энтальпией  $h_r^k$ , уравнение теплового баланса в общем виде может быть записано следующим образом:

$$h_r^k(D_{r1} + D_{r2} + \dots + D_{rn}) = (D_{r1}h_{r1} + D_{r2}h_{r2} + \dots + D_{rn}h_{rn}) \cdot \eta_r. \quad (34)$$

Из деаэратора помимо основного потока питательной воды, как правило, отводится еще и пар (например, на эжекторы уплотнений); соответствующим образом изменяется левая часть уравнения (34). Для смесителя основного конденсата и дренажа, закачиваемого дренажным насосом, в уравнении (34) следует принять  $\eta_r = 1$ .

Для подогревателя поверхностного типа уравнение теплового баланса:

$$G_r(h_r^k - h_{\text{вх},r}^k) = D_{r1}(h_{r1} - h_{r1}^{\text{ДР}})\eta_r + D_{r2}(h_{r2} - h_{r2}^{\text{ДР}})\eta_r + \dots \quad (35)$$

Здесь  $G_r$  – расход нагреваемой среды через подогреватель;  $h_r^k$  и  $h_{\text{вх},r}^k$  – энтальпии этой среды на выходе и на входе;  $\eta_r$  – коэффициент, учитывающий тепловые потери (можно принять  $\eta_r = 1 - r \cdot 10^{-3}$ ;  $r$  – номер подогревателя по ходу нагреваемой воды, исключая деаэратор).

Иногда такие уравнения для определения отборов на регенерацию могут составляться и решаться последовательно, начиная с последнего по ходу питательной воды подогревателя (расход питательной воды известен). В ряде случаев необходимо решение систем уравнений, например, если дренаж подогревателя откачивается сливным (дренажным) насосом и имеется точка смешения этого дренажа с потоком основного конденсата. Для турбоустановок на насыщенном паре необходимость совместного решения уравнений обуславливается подачей дренажей промежуточного пароперегревателя в подогревателя, питающиеся паром из ЦСД турбины.

При расчете тепловой схемы необходимо учесть, что дренаж из сепаратора и пароперегревателей утилизируются в регенеративной схеме турбоустановки. Возникает необходимость совместного решения уравнений теплового баланса для различных элементов тепловой схемы, взаимосвязанных между собой.

Для упрощения рекомендуется применить следующую схему решения: расход пара после ЦСД обозначается  $X$  и определяется расход дренажа из

сепаратора и дренажа греющего пара из промежуточных перегревателей в долях от  $X$ . Из уравнений тепловых балансов для подогревателей подключенным к отборам из ЦСД определяем расход греющего пара на подогреватель с учетом сброса в них дренажей из сепаратора-пароперегревателя. Результаты будут иметь неявный вид (зависимость от  $X$ ):  $D_r = C_{1r} + C_{2r} \cdot X$ , где  $C_{1r}$  и  $C_{2r}$  – константы уравнения. Далее из уравнения материального баланса ЦСД определяем  $D_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦСД}} = X$  и расходы всех зависимых потоков, ранее вычисленных в долях  $X$ .

Расчет расхода пара в конденсатор по двум уравнениям материального баланса – турбины (на основе рассчитанных величин отборов) и конденсатора – является способом проверки правильности вычислений, необходимым при ручном счете.

6. *Проверка правильности расчета контролем материального баланса турбоустановки.* После определения долей расходов пара и воды на все элементы тепловой схемы проверяется правильность выполненных расчетов. Для этого сравниваются доли пропуска пара в конденсатор  $\alpha_{\text{К}}^{\text{ВХ}}$  и расхода конденсата из конденсатора  $\alpha_{\text{К}}^{\text{ВЫХ}}$ .

По материальному балансу ЦВД и ЦНД:

$$\alpha_{\text{К}}^{\text{ВХ}} = 1 - \sum_i \alpha_i - \alpha_c - \alpha_{\text{ТП}}, \quad (36)$$

где  $\sum_i \alpha_i$  – сумма долей отборов пара из турбины на ПВД, ПНД, испаритель, деаэратор и пароперегреватель СПП;  $\alpha_c$  – доля сепарата из сепаратора;  $\alpha_{\text{ТП}}$  – доля отбора пара на турбопривод питательного насоса.

По материальному балансу конденсатора:

$$\alpha_{\text{К}}^{\text{ВЫХ}} = \alpha_{\text{К,д}} - \sum_i \alpha_{\text{ПНД}i} - \alpha_{\text{ЭЖ}} - \alpha_{\text{УПЛ}} - \alpha_{\text{ТП}} - \alpha_{\text{ХО,В}}, \quad (37)$$

где  $\alpha_{\text{К,д}}$  – доля основного конденсата, поступающего в деаэратор;  $\sum_i \alpha_{\text{ПНД}i}$  – сумма долей дренажей ПНД;  $\alpha_{\text{ЭЖ}}$  – доля расхода пара на эжекторы;  $\alpha_{\text{УПЛ}}$  – доля расхода пара на уплотнения;  $\alpha_{\text{ТП}}$  – доля конденсата из конденсатора турбопривода питательного насоса;  $\alpha_{\text{ХО,В}}$  – доля добавочной химобессоленной воды, восполняющей утечки.

Погрешность материального баланса (не должна превышать 0,5%), %

$$\Delta = \frac{\alpha_{\text{К}}^{\text{ВЫХ}} - \alpha_{\text{К}}^{\text{ВХ}}}{\alpha_{\text{К}}^{\text{ВХ}}} 100. \quad (38)$$

Таблица 4 – Способы определения величин потоков и мощности установки

Исходные данные, результаты и условные этапы расчета	Номер способа расчета			
	1	2	3	4
Заданные величины	$D_0$	$N_э$	$N_э$	$D_к$
Определяемые величины	$N_э$	$D_0$	$D_0$	$N_э, D_0$
Задаваемый в расчете расход пара на турбину	$D_0$	1	$D_0'$	$D_0'$ (или 1)
Величины потоков, найденные решением балансовых уравнений	$D_j$	$\alpha_j$	$D_j'$	$D_j'$ (или $\alpha_j$ )
Энергетические уравнения	$W_i = \sum_{j=1}^k D_{отсj} H_{ij};$ $N_э = (W_i - W_{мех}) \eta_\Gamma$	$w_i = \sum_{j=1}^k \alpha_{отсj} H_{ij};$ $W_i = N_э / \eta_\Gamma - W_{мех};$ $D_0 = W_i / w_i$	$W_i = \sum_{j=1}^k D_{отсj} H_{ij};$ $W_i = N_э / \eta_\Gamma - W_{мех};$ $D_0 = D_0' W_i / W_i'$	$W_i = \sum_{j=1}^k D_{отсj} H_{ij};$ $W_i = W_i' D_к / D_к';$ $N_э = (W_i - W_{мех}) \eta_\Gamma;$ $D_0 = D_0' W_i / W_i'$
Окончательное определение величин потоков	Не требуется	$D_j = D_0 \alpha_j$	$D_j = D_j' D_0 / D_0'$	$D_j = D_j' D_к / D_к'$

7. Решают энергетические уравнения и определяют мощность установки. Как указано выше, значения потоков пара и воды рассчитывают или в абсолютных величинах  $D$ , или в долях от расхода пара на турбину  $\alpha$ . В первом случае по заданному расходу пара на турбину  $D_0$  определяют электрическую мощность установки  $N_э$ , во втором случае решают обратную задачу.

Соответствующие энергетические уравнения приведены в таблице 4 (способы 1 и 2), в которой применены обозначения:  $W_i$  или  $W_i'$  – внутренняя мощность при расходе пара на турбину  $D_0$  или  $D_0'$ ;  $w_i$  – удельная внутренняя мощность (на единицу расхода пара на турбину);  $D_{отсj}$  – величина потока пара в  $j$ -ом отсеке турбины (между отборами  $j-1$  и  $j$ );  $H_{ij}$  – действительный теплоперепад в  $j$ -ом отсеке; индекс «к» относится к потоку в конденсатор;  $\eta_r$  – КПД генератора (в любом режиме потери при преобразовании мощности на валу генератора в электрическую могут быть определены в относительных единицах);  $W_{мех}$  – мощность, необходимая только для вращения турбины и генератора, т.е. механические потери (в относительных единицах могут быть определены при номинальном режиме; в других режимах эти потери правильнее учитывать в абсолютных величинах).

В таблице 4 отражены и другие возможные способы расчета. Определение  $D_0$  по мощности турбоустановки  $N_э$  часто обуславливается необходимостью обеспечения заданных величин некоторых потоков. Прежде всего, это расходы пара на подогреватели сетевой воды при заданной теплофикационной нагрузке установки. Кроме того, могут быть заданы расходы пара через уплотнения турбины, полученные расчетом этих уплотнений, расход пара на эжекторы, на собственные нужды станции и др. Эти потоки не могут меняться пропорционально изменению мощности установки. При решении задачи в этом случае возможно сочетание способов 1 и 3, или 1 и 2.

Обозначим отводимые от турбины постоянные (заданные и определенные заданными) потоки пара через  $D_j^{пост}; J = l, l + 1, \dots, L$ , где  $l$  и  $L$  – номера точек (отборов) турбины соответственно с наибольшим и наименьшим давлением, из которых отводятся постоянные потоки. Тогда постоянную составляющую расхода пара на турбину можно определить суммированием:

$$D_0^{пост} = \sum_{j=l}^L D_j^{пост}. \quad (39)$$

Считая  $D_0^{пост}$  заданным, по способу 1 (см. таблицу 4) определяем  $W_i^{пост}$  и  $N_э^{пост}$ . Далее, рассчитав  $N_э^{пер} = N_э - N_э^{пост}$  и применяя способ 2 или 3, найдем:  $D_0^{пер}$  и  $D_0 = D_0^{пост} + D_0^{пер}$ .

Для рассматриваемого случая может быть применен и один способ 3. Однако  $D_0'$  здесь необходимо выбирать, возможно, ближе к искомой величине  $D_0$ , а затем сделать повторный (контрольный) расчет.

Расчет схемы при заданном  $D_k$  (способ 4 таблица 4) проводится, если стремятся сохранить неизменными затраты по станции, связанные с конденсационной установкой и системой технического водоснабжения, а также если расход  $D_k$  является предельным по условиям работы последних ступеней турбины.

Полную внутреннюю мощность турбины  $W_i$  в ряде случаев удобнее рассчитывать не по формулам из таблицы 4, а суммированием мощностей, развиваемых потоками пара в турбине от входа до соответствующего выхода (отбора, протечки, конденсатора):

$$W_i = \sum_{j=1}^K D_j \bar{H}_{ij} + D_c^{\text{Др}} \bar{H}_{ic} + \sum_{n=1}^N D_n^{\text{Пр}} \bar{H}_{in}, \quad (40)$$

где  $D_j, D_k, D_c^{\text{Др}}, D_n^{\text{Пр}}$  – расходы пара из отборов, в конденсатор, расход дренажа сепаратора и протечки пара;  $\bar{H}_{ij}, \bar{H}_{ic}, \bar{H}_{in}$  – действительные теплоперепады от входа в турбину до выхода из нее вышеуказанных потоков пара.

Результаты определения параметров и расходов потоков по схеме турбоустановки удобно сводить в таблицу 3.

8. *Определяют показатели тепловой экономичности.* Для чисто конденсационной турбоустановки

*Абсолютный электрический КПД турбоустановки (брутто):*

$$\eta_{\text{э}} = N_{\text{э}}/Q_0; \quad (41)$$

*КПД турбоустановки нетто:*

$$\eta_{\text{э}}^{\text{НТ}} = (N_{\text{э}} - N_{\text{с.н}})/Q_0; \quad (42)$$

*Удельный расход пара:*

$$d_0 = D_0/N_{\text{э}}; \quad (43)$$

*Удельный расход теплоты:*

$$q_0 = Q_0/N_{\text{э}} = 1/\eta_{\text{э}}. \quad (44)$$

В мощности  $N_{с.н}$  расходуемой на собственные нужды станции, основную долю занимают насосы (питательные, конденсатные и др.).

*Мощность насоса:*

$$N_{нас} = \Delta h_{нас} G_{нас} / \eta_{пр}, \quad (45)$$

в которой  $\Delta h_{нас}$  – повышение энтальпии воды в насосе;  $G_{нас}$  – расход перекачиваемой воды;  $\eta_{пр}$  – механический КПД и КПД привода насоса  $\eta_{пр} = 0,9 \div 0,95$ .

Для турбоустановок АТЭЦ, в которых затрачивается тепловая мощность  $Q_T$  и внешним потребителям за счет этого отпускается  $Q_T^o$ , расход теплоты  $Q_0$  может быть определен как сумма:  $W_i + Q_k + Q_T$ . Обычно рассчитывают следующие показатели тепловой экономичности:

*КПД по производству электроэнергии:*

$$\eta_э = N_э / (Q_0 - Q_T); \quad (46)$$

*КПД по отпуску тепловой энергии:*

$$\eta_T = Q_T^o / Q_T; \quad (47)$$

*КПД, оценивающий общую тепловую экономичность:*

$$\eta_{эТ} = (N_э + Q_T^o) / Q_0; \quad (48)$$

*Удельную электрическую мощность на тепловом потреблении:*

$$\mathcal{E} = N_э^T / Q_T, \quad (49)$$

где  $N_э^T$  – электрическая мощность, развиваемая потоками пара, выводимыми из турбины для выработки  $Q_T$ , т.е. не поступающими в конденсатор.

В случае использования в схеме вспомогательных приводных турбин, например, для привода питательных насосов, их мощность  $N_{тп}$  должна быть прибавлена к  $N_э$  в уравнениях (41), (43), (44), (46) и (48). Действительно, при применении турбоприводов полная мощность, развиваемая, например, конденсационной турбоустановкой, складывается из электрической мощности основного турбогенератора и мощности на валу приводных турбин.

Для расчета количества теплоты  $Q_0$ , подводимой к турбоустановке, можно воспользоваться формулой:

$$Q_0 = D_0(h_0 - h_{п.в}). \quad (50)$$

Для турбоустановки с промежуточным перегревом пара в котле, реакторе или теплоносителем 1-го контура на двухконтурной АЭС:

$$Q_0 = D_0(h_0 - h_{п.в}) + D_{п.п}(h'_0 - h_p), \quad (51)$$

где  $h_0$  – энтальпия пара, поступающего в турбину;  $h_{п.в}$  – энтальпия питательной воды (после системы регенерации турбоустановки);  $D_{п.п}$  – расход пара через промежуточный перегреватель;  $h'_0$  – энтальпия этого пара после промежуточного перегрева;  $h_p$  – энтальпия пара, отводимого от турбины в промежуточный перегреватель.

Далее рассчитываются показатели тепловой экономичности станции в целом. Для того чтобы перейти от КПД турбинной установки к КПД всей АЭС, нужно учесть также потери теплоты в реакторном контуре и в трубопроводах. Для двухконтурных АЭС существуют еще потери теплоты в парогенераторе, а потери теплоты в трубопроводах должны учитываться отдельно для I и II контуров. Эти потери теплоты учитываются через КПД реакторного контура  $\eta_p$ , парогенератора  $\eta_{п.г}$ , трубопроводов одноконтурной станции  $\eta_{тр}$ , трубопроводов I и II контуров двухконтурной АЭС  $\eta_{тр}^{Iк}$ ,  $\eta_{тр}^{IIк}$ .

Тогда, КПД брутто:

для одноконтурной АЭС:

$$\eta_{АЭС} = \eta_{э} \cdot \eta_p \cdot \eta_{тр}, \quad (52)$$

для двухконтурной АЭС:

$$\eta_{АЭС} = \eta_{э} \cdot \eta_p \cdot \eta_{тр}^{Iк} \cdot \eta_{тр}^{IIк} \cdot \eta_{п.г}, \quad (53)$$

Потери теплоты в трубопроводах, парогенераторах и реакторных контурах невелики. Так,  $\eta_{тр} = 0,985 \div 0,988$ . Еще более высокими являются значения  $\eta_p$  и  $\eta_{п.г}$ .

КПД нетто станции:

для одноконтурной АЭС:

$$\eta_{АЭСнт} = \eta_{э.нт} \cdot \eta_p \cdot \eta_{тр}; \quad (54)$$

для двухконтурной АЭС:

$$\eta_{АЭСнт} = \eta_{э.нт} \cdot \eta_p \cdot \eta_{тр}^{Iк} \cdot \eta_{тр}^{IIк} \cdot \eta_{п.г}. \quad (55)$$

Кроме КПД, для характеристики тепловой экономичности используют также величину удельного расхода теплоты. Для турбинной установки используют формулу (42), а для станции в целом удельные расходы теплоты АЭС по выработке и отпуску электроэнергии брутто и нетто составят:

$$q_{\text{АЭС}} = 1/\eta_{\text{АЭС}}; q_{\text{АЭСнт}} = 1/\eta_{\text{АЭСнт}}. \quad (56)$$

Для определения количества теплоты (кДж), необходимо для выработки 1 кВт·ч электроэнергии значения  $q_{\text{э}}$  и  $q_{\text{АЭС}}$  (или  $q_{\text{АЭСнт}}$ ) следует умножить на 3600.

Удельный расход выгоревшего ядерного топлива, г/(МВт·ч):

$$b_{\text{ят}} = \frac{0,054}{\eta_{\text{АЭС}}}. \quad (57)$$

## 7. Примеры расчета элементов тепловой схемы турбин АЭС

Примеры расчета элементов тепловой схемы АЭС могут быть представлены либо в расходах рабочего тела  $G$  (либо расхода пара  $D$ ), либо в долях расхода свежего пара на турбину  $\alpha$ .

### 7.1. Испаритель

Испаритель предназначен для питания вторичным «чистым» паром уплотнений вала турбины, эжектора уплотнений и пусковых эжекторов на одноконтурных блоках. При расчете испарителя продувка не учитывается. Производительность испарителя по вторичному пару равна расходу пара на уплотнения.

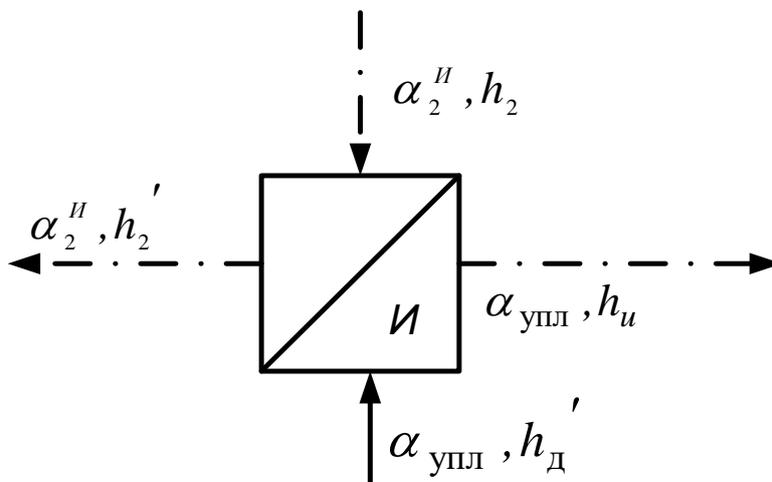


Рисунок 6 – Расчетная схема испарителя

Уравнения теплового баланса испарителя (рисунок 6):

$$\alpha_2^{\text{и}}(h_2 - h_2') \cdot \eta = \alpha_{\text{упл}} \cdot (h_{\text{и}} - h_{\text{д}}'), \quad (58)$$

откуда

$$\alpha_2^{\text{и}} = \frac{\alpha_{\text{упл}}(h_{\text{и}} - h_{\text{д}}')}{(h_2 - h_2') \cdot \eta}, \quad (59)$$

где  $\alpha_2^{\text{и}}$  – доля расхода первичного греющего пара второго отбора в испаритель;  $\alpha_{\text{упл}}$  – доля расхода пара на уплотнения;  $h_{\text{и}}$  – энтальпия вторичного пара на выходе из испарителя, кДж/кг;  $h_{\text{д}}'$  – энтальпия исходной питательной воды, кДж/кг;  $h_2$  – энтальпия первичного пара, кДж/кг;  $h_2'$  – энтальпия дренажа первичного пара, кДж/кг;  $\eta$  – КПД испарителя, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

## 7.2. Сепаратор

Сепаратор производит осушку пара, отработавшего в ЦВД. Доля сепарата, отводимого из сепаратора (рисунок 7):

$$\alpha_{\text{с}} = \frac{x_{\text{ввых}} - x_{\text{вх}}}{x_{\text{ввых}}} \cdot \alpha_{\text{с-ПП}}, \quad (60)$$

где  $\alpha_{\text{с}}$  – доля сепарата;  $x_{\text{ввых}}$  – степень сухости пара на выходе из сепаратора;  $x_{\text{вх}}$  – степень сухости пара на входе в сепаратор;  $\alpha_{\text{с-ПП}}$  – доля пара, поступающего из ЦВД в СПП.

Доля осушенного пара на выходе из сепаратора в первую ступень пароперегревателя:

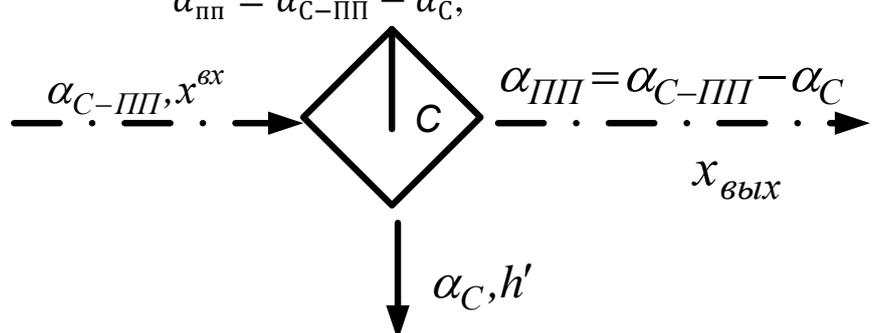
$$\alpha_{\text{пп}} = \alpha_{\text{с-ПП}} - \alpha_{\text{с}}, \quad (61)$$


Рисунок 7 – Расчетная схема сепаратора

или

$$\alpha_{\text{пп}} = (x_{\text{вх}}/x_{\text{ввых}}) \cdot \alpha_{\text{с-ПП}}. \quad (62)$$

### 7.3. Пароперегреватель СПП

Уравнение теплового баланса первой ступени пароперегревателя (рисунок 8):

$$\alpha_1^{\text{ПП}}(h_1 - h_1')\eta = \alpha_{\text{ПП}}(h_{\text{ПП1}} - h_c^{\text{ВЫХ}}), \quad (63)$$

откуда

$$\alpha_1^{\text{ПП}} = \frac{\alpha_{\text{ПП}}(h_{\text{ПП1}} - h_c^{\text{ВЫХ}})}{(h_1 - h_1')\eta}, \quad (64)$$

где  $\alpha_1^{\text{ПП}}$  – доля греющего пара отбора в первую ступень пароперегревателя;  $\alpha_{\text{ПП}}$  – доля осушенного в сепараторе пара на входе в пароперегреватель;  $h_{\text{ПП1}}$  – энтальпия перегреваемого пара на выходе из первой ступени, кДж/кг;  $h_c^{\text{ВЫХ}}$  – энтальпия пара на выходе из сепаратора, кДж/кг;  $h_1$  – энтальпия греющего пара, кДж/кг;  $h_1'$  – энтальпия конденсата (дренажа) греющего пара, кДж/кг;  $\eta$  – КПД перегревателя, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Уравнение теплового баланса второй ступени пароперегревателя (рисунок 9):

$$\alpha_0^{\text{ПП}}(h_0 - h_0')\eta = \alpha_{\text{ПП}}(h_{\text{ПП2}} - h_{\text{ПП1}}), \quad (65)$$

откуда

$$\alpha_0^{\text{ПП}} = \frac{\alpha_{\text{ПП}}(h_{\text{ПП2}} - h_{\text{ПП1}})}{(h_0 - h_0')\eta}, \quad (66)$$

где  $\alpha_0^{\text{ПП}}$  – доля свежего пара во вторую ступень пароперегревателя;  $\alpha_{\text{ПП}}$  – доля перегреваемого пара;  $h_{\text{ПП2}}$  – энтальпия перегреваемого пара на выходе из СПП, кДж/кг;  $h_{\text{ПП1}}$  – энтальпия перегреваемого пара на входе во вторую ступень пароперегревателя, кДж/кг;  $h_0$  – энтальпия свежего пара, кДж/кг;  $h_0'$  – энтальпия дренажа свежего пара на выходе из второй ступени пароперегревателя, кДж/кг;  $\eta$  – КПД пароперегревателя, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

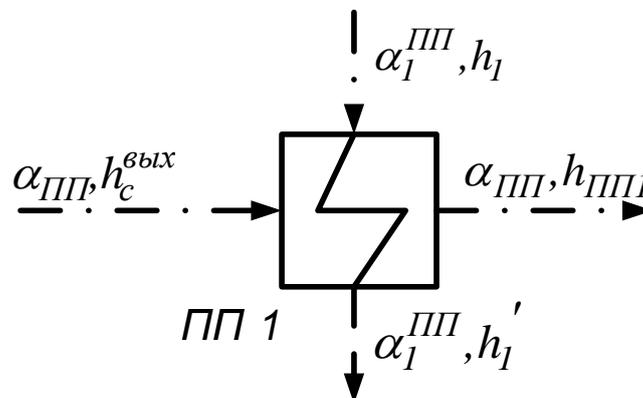


Рисунок 8 – Расчетная схема первой ступени пароперегревателя

При расчете блоков с реакторами типа ВВЭР из уравнения материального баланса парогенератора определяется зависимость относительного расхода питательной воды от расхода пара через СПП:

$$\alpha_{п.в} = f(\alpha_{с-пп}), \quad (67)$$

а затем рассчитываются доли расхода пара на ПВД  $\alpha_1 - \alpha_3$ .

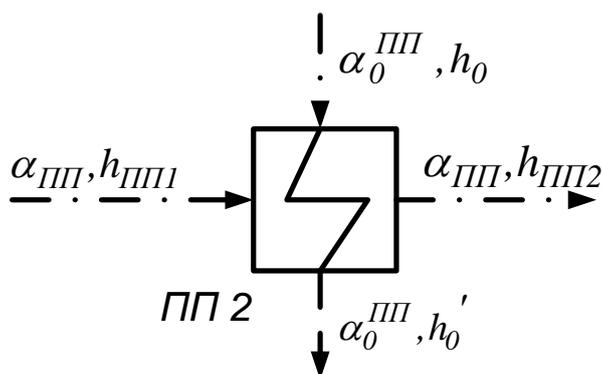


Рисунок 9 – Расчетная схема второй ступени пароперегревателя

#### 7.4. Подогреватели высокого давления

Уравнение теплового баланса последнего по ходу воды ПВД8 (рисунок 10):

$$\alpha_1(h_1 - h_1')\eta = \alpha_{п.в}(h_{п8} - h_{п7}), \quad (68)$$

откуда

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{п.в}(h_{п8} - h_{п7})}{(h_1 - h_1')\eta}, \quad (69)$$

где  $\alpha_1$  – доля пара первого отбора в рассчитываемый ПВД8;  $h_1$  – энтальпия пара первого отбора, кДж/кг;  $h_1'$  – энтальпия дренажа пара первого отбора, кДж/кг;  $\alpha_{п.в}$  – доля питательной воды через ПВД;  $h_{п8}$  – энтальпия питательной воды на выходе из ПВД8, кДж/кг;  $h_{п7}$  – энтальпия питательной воды на выходе из предыдущего по ходу ПВД7, кДж/кг;  $\eta$  – КПД ПВД.

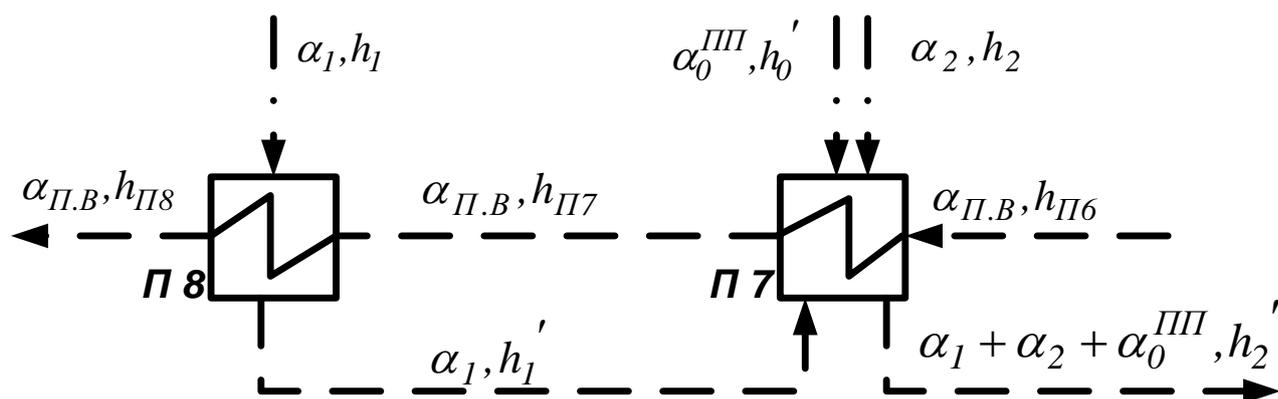


Рисунок 10 – Расчетная схема ПВД7 и ПВД8

Если в паровое пространство ПВД поступают дренажи других подогревателей (например, ПВД7, рисунок 10), то уравнение теплового баланса принимает вид:

$$[\alpha_1(h_1' - h_2') + \alpha_2(h_2 - h_2') + \alpha_0^{ПП}(h_0' - h_2')] \eta = \alpha_{П.В.}(h_{П7} - h_{П6}), \quad (70)$$

где  $\alpha_2$  – доля расхода пара второго отбора в рассчитываемый ПВД7;  $h_2$  – энтальпия пара второго отбора, кДж/кг;  $h_2'$  – энтальпия дренажа пара второго отбора, кДж/кг;  $\alpha_0^{ПП}$  – доля дренажа свежего пара из СПП в ПВД7;  $\alpha_{П.В.}$  – доля питательной воды через ПВД;  $h_0'$  – энтальпия дренажа свежего пара, кДж/кг;  $h_{П6}$  – энтальпия питательной воды на выходе из ПВД6, кДж/кг;  $h_{П7}$  – энтальпия питательной воды на выходе из ПВД7, кДж/кг;  $\eta$  – КПД подогревателя.

### 7.5. Подогреватели низкого давления

Расчет долей пара на ПНД зависит от схемы включения подогревателей по конденсату греющего пара<sup>1</sup>.

При каскадном сливе дренажей подогреватели рассчитываются, начиная с ПНД более высокого давления. Уравнения составляются аналогично балансам для ПВД (рисунок 11):

$$\text{для ПНД3 } \alpha_6(h_6 - h_6') \eta = \alpha_{к.д.}(h_{П3} - h_{П2}); \quad (71)$$

$$\text{для ПНД2 } [\alpha_7(h_7 - h_7') + \alpha_6(h_6' - h_7')] \eta = \alpha_{к.д.}(h_{П2} - h_{П1}); \quad (72)$$

$$\text{для ПНД1 } [\alpha_8(h_8 - h_8') + (\alpha_6 + \alpha_7)(h_7' - h_8')] \eta = \alpha_{к.д.}(h_{П1} - h_{к.}); \quad (73)$$

<sup>1</sup>Примечание. При расчете ПНД, питаемых паром из отборов ЦВД, доли пара выражаются в зависимости от доли основного конденсата, поступающего в деаэратор,  $\alpha_{к.д.}$

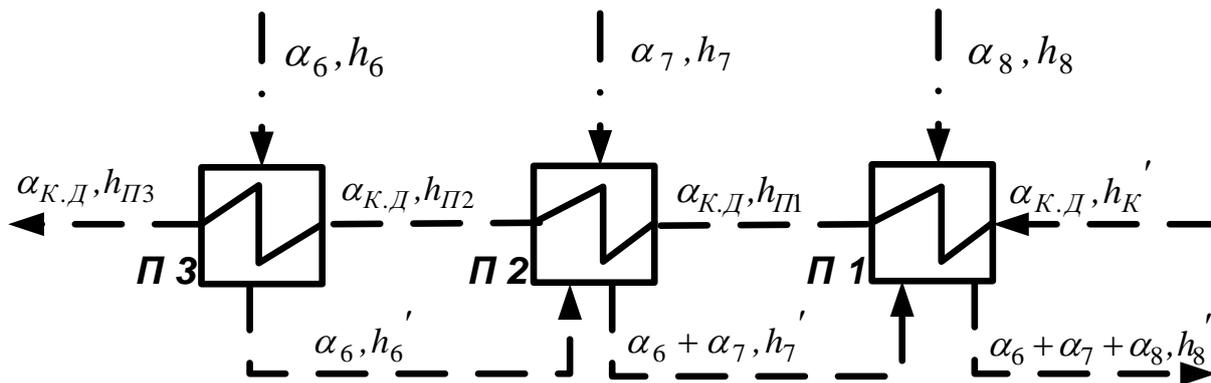


Рисунок 11 – Расчетная схема ПНД при каскадном сливе дренажей

где  $\alpha_6 - \alpha_8$  – соответственно доли 6, 7 и 8-го отборов на ПНД3, ПНД2, ПНД1;  $h_6, h_7, h_8$  – соответственно энтальпии пара 6, 7 и 8 отборов, кДж/кг;  $h_6', h_7', h_8'$  – энтальпии дренажа 6, 7 и 8-го отборов, кДж/кг;  $\alpha_{к.д}$  – доля основного конденсата, нагреваемого в ПНД;  $h_{п1}$  – энтальпия конденсата на выходе из ПНД1, кДж/кг;  $h_{п2}$  – энтальпия конденсата на выходе из ПНД2, кДж/кг;  $h_{п3}$  – энтальпия конденсата на выходе из ПНД3, кДж/кг;  $h_{к'}$  – энтальпия конденсата на входе в ПНД1, кДж/кг;  $\eta$  – КПД подогревателя.

При смешанной схеме отвода дренажей конденсат греющего пара из одних подогревателей сливается каскадно, а из других откачивается дренажными насосами в линию основного конденсата.

В таком случае энтальпия основного конденсата на входе в ПНД после точки смешения неизвестна. Поэтому нужно составить уравнения теплового баланса обоих подогревателей и совместно их решить.

Например, (рисунок 12):

для ПНД4:

$$[\alpha_4(h_4 - h_4')] \eta = (\alpha_{к.д} - \alpha_4 - \alpha_5)(h_{п4} - h_{п3}) + (\alpha_4 + \alpha_5)(h_{п4} - h_{п5}'); \quad (74)$$

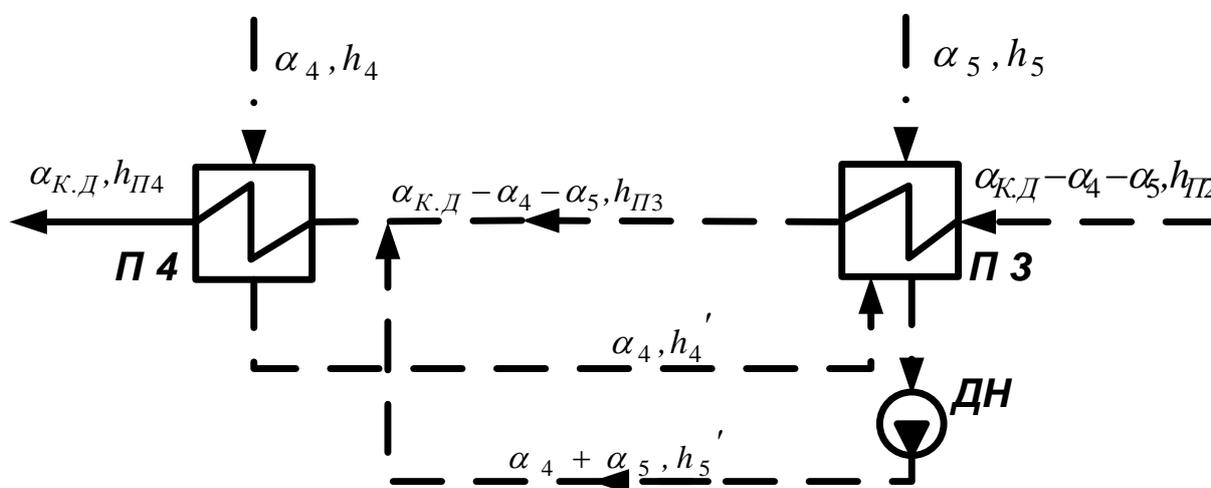


Рисунок 12 – Расчетная схема ПНД3 и ПНД4

Для ПНД3:

$$[\alpha_5(h_5 - h_5') + \alpha_4(h_4' - h_5')] \eta = (\alpha_{к.д} - \alpha_4 - \alpha_5)(h_{п3} - h_{п2}). \quad (75)$$

где  $\alpha_4, \alpha_5$  – соответственно доли 4 и 5-го отборов на ПНД4 и ПНД3;  $h_4, h_5$  – соответственно энтальпии греющего пара 4 и 5-го отборов, кДж/кг;  $h_4', h_5'$  – энтальпии дренажа 4 и 5-го отборов, кДж/кг;  $\alpha_{к.д}$  – доля основного конденсата через ПНД4;  $h_{п2}, h_{п3}, h_{п4}$  – соответственно энтальпии основного конденсата после ПНД2, ПНД3, ПНД4, кДж/кг;  $\eta$  – КПД подогревателя.

## 7.6. Деаэратор

При расчете следует учитывать, что подогрев основного конденсата в колонке должно быть не менее чем на  $10 \div 12^\circ\text{C}$ .

К деаэратору подводятся основной конденсат, греющий пар, дренажи ПВД, дренажи СПП и другие потоки в зависимости от схемы блока. Из деаэратора выходит питательная вода (часть которой на блоках с реакторами типа РБМК направляется на питание испарителя). Выпар деаэратора в расчетах не учитывается.

Деаэратор – подогреватель смешивающего типа, поэтому для его расчета составляются два уравнения – материального и теплового балансов. Эти уравнения решаются совместно с уравнением материального баланса цилиндра высокого давления, так как неизвестны доля греющего пара в деаэратор  $\alpha_d$ , доля основного конденсата  $\alpha_{к.д}$  и доля расхода пара через СПП  $\alpha_{с-пп}$ .

Уравнение материального баланса деаэратора (рисунок 13):

$$\alpha_{п.в} = \alpha_{к.д} + \alpha_d + \sum_i \alpha_{пвд i}, \quad (76)$$

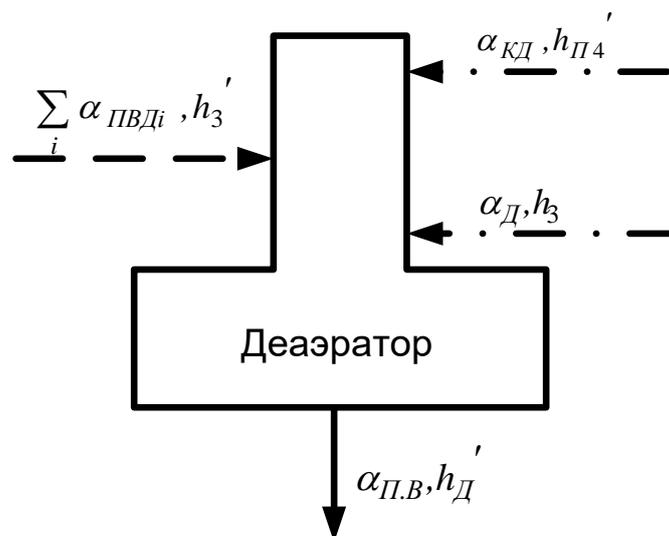


Рисунок 13 – Расчетная схема деаэратора

где  $\alpha_{п.в}$  – доля питательной воды, выходящей из деаэратора;  $\alpha_{к.д}$  – доля основного конденсата;  $\alpha_{д}$  – доля греющего пара отбора в деаэратор;  $\sum_i \alpha_{пвд i}$  – доли дренажей, сливаемых в деаэратор из ПВД.

Уравнение теплового баланса деаэратора:

$$\alpha_{п.в} h_{д}' = \alpha_{к.д} h_{п4} + \alpha_{д} h_{п3} + \sum_i \alpha_{пвд i} \cdot h_{з}', \quad (77)$$

где  $h_{д}'$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг;  $h_{п4}$  – энтальпия основного конденсата перед деаэратором, кДж/кг;  $h_{п3}$  – энтальпия греющего пара, кДж/кг;  $h_{з}$  – энтальпия дренажа, кДж/кг.

Уравнение материального баланса ЦВД (рисунок 14):

$$\alpha_0 = 1 = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_3^D + \alpha_2^{ПП} + \alpha_{с-ПП}, \quad (78)$$

где  $\alpha_0$  – доля свежего пара;  $\alpha_0 = 1$ ;  $\alpha_1 \div \alpha_5$  – доли отборов на ПВД и ПНД;  $\alpha_3^D$  – доля отбора на деаэратор;  $\alpha_2^{ПП}$  – доля пара отбора на первую ступень пароперегревателя;  $\alpha_{с-ПП}$  – доля расхода пара в СПП.

После определения значения долей отборов из ЦВД в подогреватели рассчитываются доли на остальные элементы тепловой схемы.

Доля пара на турбопривод питательного насоса  $\alpha_{тп}$ :

$$\alpha_{тп} = \frac{\alpha_{п.в} v_{п.в} (p_{н} - p_{в}) \cdot 10^3}{(h_{пп2} - h_{тп}) \cdot \eta_{н} \cdot \eta_{м}}, \quad (79)$$

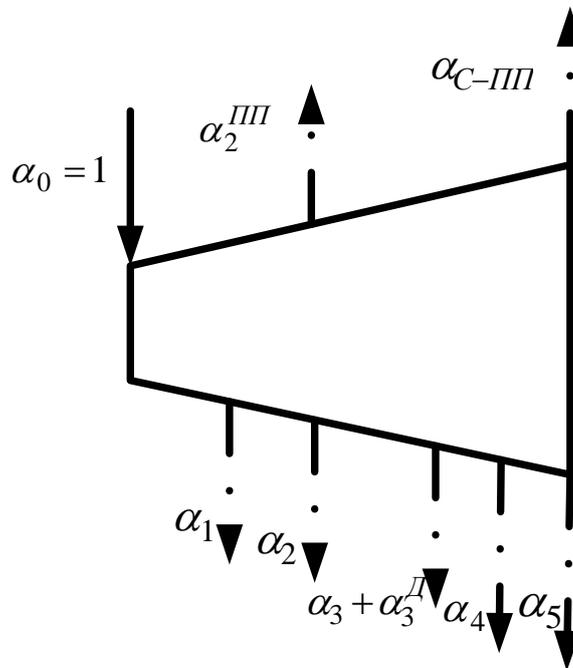


Рисунок 14 – Расчетная схема материального баланса ЦВД

где  $\alpha_{п.в}$  – доля питательной воды, перекачиваемой насосом;  $\nu_{п.в}$  – удельный объем питательной воды, м<sup>3</sup>/кг; определяется по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара;  $p_n$  – давление, развиваемое питательным насосом, МПа;  $p_b$  – давление на всасе питательного насоса. МПа;  $h_{пп2}$  – энтальпия пара на входе в приводную турбину, кДж/кг;  $h_{тп}$  – энтальпия пара на выходе приводной турбины, кДж/кг;  $\eta_n$  – КПД питательного насоса (таблица 5 и таблица 5.6 в УП[8]);  $\eta_m$  – механический КПД первичной турбины (таблица 2).

Таблица 5 – Характеристика питательных насосов АЭС

Тип	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Давление, развиваемое насосом, МПа	Мощность привода, кВт	Назначение
ПЭА-500-200	2,030	580	4000	КПД – 81,5%
ПЭА-600-300	3,06	600	8000	КПД – 75%
ПЭА-780-200	2,03	780	4500	КПД - 80%
ПЭА-850-65	850	6,34	1870	ВВЭР-440, КПД - 80%
ПЭА-300-70	220-250	8,5 – 8,3	745-695	РБМК-1000
ПТА-3750-75	3750	7,19	Турбинный привод, 9130	ВВЭР-1000, Привод типа ОК-12А, КПД - 82%

Характеристики ПНД, ПВД и конденсатных насосов приведены соответственно в таблицах 6÷8 настоящего учебно-методического пособия и в таблицах 5.2 и 5.3 (ПНД), в таблице 5.4 (ПВД) и в таблице 5.7 (КН) соответственно учебного пособия [8].

Таблица 6 – Характеристики подогревателей высокого давления АЭС

Тип	Давление воды, МПа	Расход воды, м <sup>3</sup> /ч	Гидравлическое сопротивление, МПа	Назначение
ПВ-1600-92-15	9,02	1460	0,490	ПВД6 К-220-44
ПВ-1600-92-20	9,02	1460	0,490	ПВД7 К-220-44
ПВ-1600-92-30	9,02	1460	0,490	ПВД8 К-220-44
ПВ-2000-120-12	11,76	3240	0,020	ПВД5 К-500-60/1500
ПВ-2000-120-19	11,76	3240	0,020	ПВД6 К-500-60/1500
ПВ-2000-120-29	11,76	3240	0,020	ПВД7 К-500-60/1500

Таблица 7 – Характеристики подогревателей низкого давления АЭС

Тип	Давление воды, МПа	Расход воды, м <sup>3</sup> /ч	Гидравлическое сопротивление, МПа	Назначение
ПН-800-1	2,84	750	0,040	ПНД1 К-220-44
ПН-800-2	2,84	780	0,035	ПНД2 К-220-44
ПН-800-3	2,84	950	0,044	ПНД3 К-220-44
ПН-800-4	2,84	950	0,045	ПНД4 К-220-44
ПН-800-5	2,84	1050	0,046	ПНД5 К-220-44
ПН-950-350	3,5	941		КПД – 80%
ПН-950-42-8	4,12	1260	0,140	ПНД1 К-500-65/3000
ПН-1800-42-8-I	4,12	2520	0,123	ПНД2 К-500-65/3000
ПН-1800-42-8-II	4,12	2520	0,124	ПНД3 К-500-65/3000
ПН-1800-42-8-III	4,12	2520	0,152	ПНД4 К-500-65/3000
ПН-1800-42-8-IV	4,12	2520	0,155	ПНД5К-500-65/3000
ПН-1700-25-0,3	2,45	1740	0,092	ПНД1 К-500-60/1500
ПН-1700-25-1,3	2,45	2040	0,115	ПНД2 К-500-60/1500
ПН-1700-25-2,5	2,45	2040	0,112	ПНД3 К-500-60/1500
ПН-1700-25-6	2,45	2040	0,172	ПНД4 К-500-60/1500
ПТН-2200-350	3,5	2200		КПД – 85%
ПТ-3750-100	3,75	1000		КПД – 81,5%

Таблица 8 – Характеристики конденсатных насосов АЭС

Тип	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Давление, развиваемое насосом, МПа	Мощность, кВт	Назначение
КсВА-500-85	500	0,85	154	КПД – 75%
КсВА-500-150	500	1,5	272	КПД – 75%
КсВА-1000-95	1000	0,95	342	КПД – 76%
КсВА-1500-120	1500	1,20	620	РБМК-1000, 1-я ступень
КсВ-1500-120	1500	1,2	620	КПД – 73%
ЦН-1500-240	1850	2,45	998	РБМК-1000, 2-я ступень, КПД – 84%
КсВА-500-220	500	2,20	400	ВВЭР-440
КсВА-2000-90	2000	0,90	746	ВВЭР-1000 с турбиной К-1000-60, 1-я ступень

ЦН-2000-185	2000	1,85	-	ВВЭР-1000 с турбиной К-1000-60, 2-я ступень
КсВА-1000-220	1000	2,20	760	ВВЭР-1000 с турбинами К-500-60
КсВА-2200-100	2200	1,0	742	КПД – 79%
КсВА-220-170	2200	1,7	1195	КПД – 80%

## 8. Контрольные вопросы к защите курсового проекта

1. На какие типы установок подразделяется технологическое оборудование АЭС?
2. Что является рабочим телом и теплоносителем для АЭС?
3. Приведите основную классификацию АЭС в зависимости от числа контуров теплоносителя и рабочего тела.
4. Какие типы реакторов применяются в одноконтурных и двухконтурных схемах АЭС?
5. Назовите начальные параметры пара для турбин АЭС в одноконтурных, двухконтурных и трехконтурных схемах АЭС.
6. Какие устройства применяют для обеспечения допустимой влажности в последних ступенях турбины и повышения КПД установки?
7. Для чего предназначены выносные сепараторы и промежуточные пароперегреватели турбин?
8. На какие способы разделяют промежуточную сепарацию влаги?
9. Какие особенности имеет регенеративный подогрев питательной воды АЭС?
10. Какими насосами определяется рабочее давление в ПНД и ПВД?
11. Какова цель расчета тепловой схемы АЭС?
12. Что составляет основу расчетов тепловой схемы АЭС?
13. Перечислите, что входит в первый этап расчета тепловой схемы АЭС.
14. Как строят диаграмму процесса расширения пара в турбине на втором этапе расчета тепловой схемы АЭС?
15. Укажите последовательность третьего этапа расчета тепловой схемы АЭС – определение расходов пара на элементы схемы и мощности турбины.
16. Какие показатели тепловой экономичности для конденсационной паротурбинной установки?
17. Какие показатели тепловой экономичности для теплофикационной установки?

## 9. Перечень практических задач к защите курсового проекта

1. Определить термический КПД цикла Ренкина при следующих параметрах:

$p_0 = 130$  ата,  $t_0 = 560$  °С;  $p_k = 5$  кПа. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

2. Определить термический КПД цикла Ренкина при следующих параметрах:

$p_0 = 240$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_k = 5$  кПа. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

3. Определить внутренний КПД турбоустановки при следующих параметрах:

$p_0 = 240$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_k = 5$  кПа,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ . Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

4. Определить внутренний КПД турбоустановки при следующих параметрах:

$p_0 = 130$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_k = 5$  кПа,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ . Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

5. Определить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении при следующих параметрах:

$p_0 = 130$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_T = 13$  ата,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ ,  $t_{пв} = 230$  °С. Задачу решить с помощью метода условного отбора.

6. Определить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении при следующих параметрах:

$p_0 = 240$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_{пп} = 40$  ата,  $t_{пп} = t_0$ ,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ ,  $t_{пв} = 230$  °С.

Задачу решить с помощью метода условного отбора.

7. Определить термический КПД цикла Ренкина с промперегревом:

$p_0 = 240$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_{пп} = 40$  ата,  $t_{пп} = t_0$ ,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ ,  $p_k = 5$  кПа. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

8. Определить внутренний КПД турбоустановки с промперегревом:

$p_0 = 240$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_{пп} = 40$  ата,  $t_{пп} = t_0$ ,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ ,  $p_k = 5$  кПа. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

9. Определить коэффициенты недовыработки отборов для турбоустановки при следующих параметрах:

$p_0 = 240$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_{пп} = 40$  ата,  $t_{пп} = t_0$ ,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ ,  $p_{отб1} = 60$  ата,  $p_{отб2} = 7$  ата.

10. Построить график тепловых нагрузок по продолжительности для условий г. Челябинска. Максимальными значениями расчетных нагрузок систем отопления, вентиляции и ГВС задаться самостоятельно.

11. Определить часовую экономию топлива при комбинированном производстве тепловой и электрической энергии для следующих параметров:

$N = 500$  МВт,  $Q = 400$  Гкал/ч.

12. Определить коэффициенты недовыработки отборов для турбоустановки при следующих параметрах:

$p_0 = 130$  ата,  $t_0 = 560$  °С;  $p_{пп} = 40$  ата,  $t_{пп} = t_0, \eta_{oi}^T = 0,8, p_k = 5$  кПа,  $p_{отб1} = 60$  ата,  $p_{отб2} = 7$  ата.

13. Определить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении при следующих параметрах:

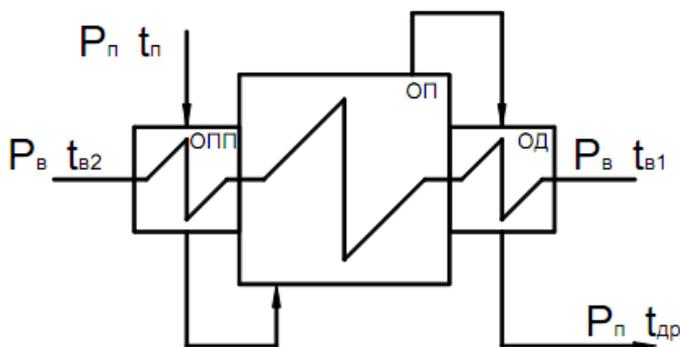
$p_0 = 130$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_T = 1,2$  ата,  $\eta_{oi}^T = 0,8, t_{пв} = 245$  °С. Задачу решить с помощью метода условного отбора.

14. Определить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении при следующих параметрах:

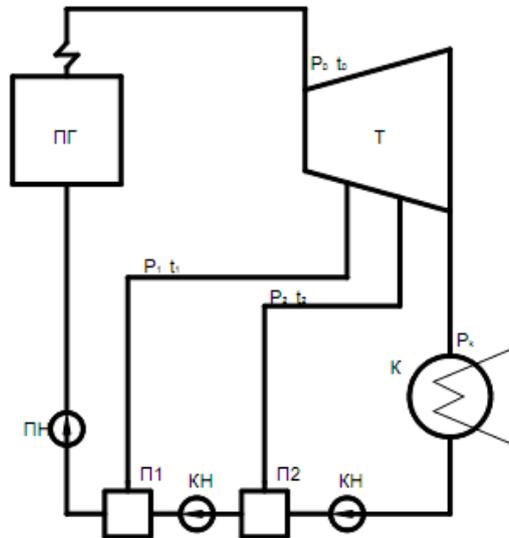
$p_0 = 240$  ата,  $t_0 = 540$  °С;  $p_{пп} = 40$  ата,  $t_{пп} = t_0, \eta_{oi}^T = 0,8, t_{пв} = 250$  °С. Задачу решить с помощью метода условного отбора.

15. Определить расход пара на подогреватель высокого давления с учетом наличия охладителя перегрева пара и охладителя дренажа при следующих параметрах:

$p_{п} = 3,8$  МПа,  $t_{п} = 284$  °С,  $p_{в} = 28$  МПа,  $t_{в1} = 205$  °С. Расход питательной воды принять равным  $\alpha_{пв} = 1$ . Температурный напор основной поверхности подогревателя принять 3 °С.

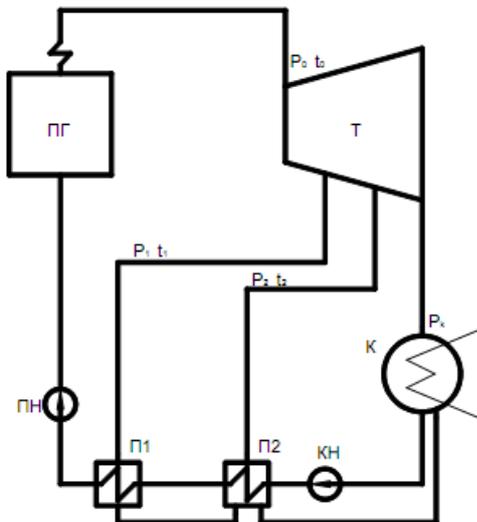


16. Определить термический КПД цикла с регенерацией при следующих параметрах:  $p_0 = 90$  ата,  $t_0 = 435$  °С;  $p_k = 5$  кПа,  $p_1 = 15$  ата,  $p_2 = 5$  ата,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ . Сравнить полученное значение со значением термического КПД цикла без регенерации при тех же начальных и конечных параметрах. Повышением энтальпии в конденсатных и питательном насосах пренебречь.



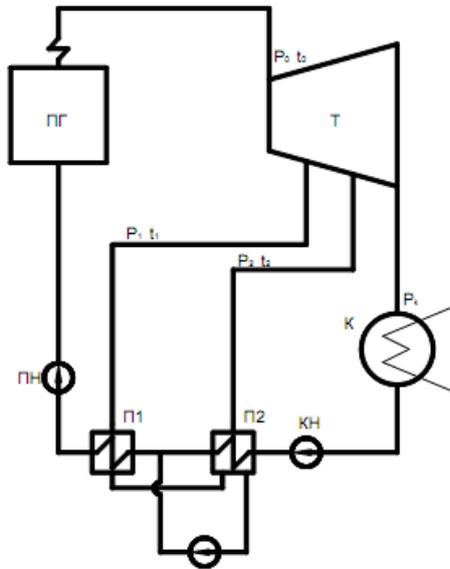
17. Определить термический КПД цикла с регенерацией при следующих параметрах:

$p_0 = 90 \text{ ата}$ ,  $t_0 = 435 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $p_k = 5 \text{ кПа}$ ,  $p_1 = 15 \text{ ата}$ ,  $p_2 = 5 \text{ ата}$ ,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ . Температурные напоры в регенеративных подогревателях принять равными  $3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Сравнить полученное значение со значением термического КПД цикла без регенерации при тех же начальных и конечных параметрах. Повышением энтальпии в конденсатном и питательном насосах пренебречь.

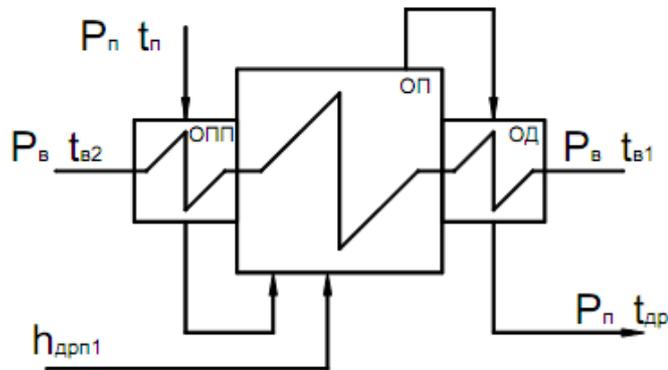


18. Определить термический КПД цикла с регенерацией при следующих параметрах:

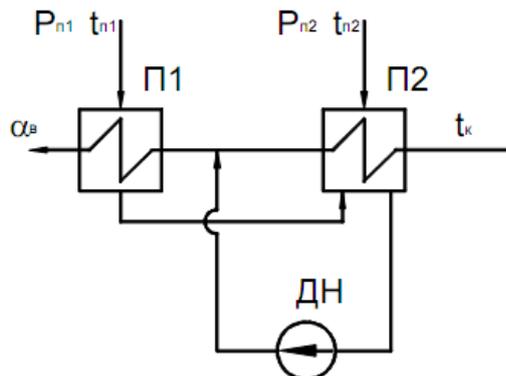
$p_0 = 130 \text{ ата}$ ,  $t_0 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $p_k = 5 \text{ кПа}$ ,  $p_1 = 15 \text{ ата}$ ,  $p_2 = 5 \text{ ата}$ ,  $\eta_{oi}^T = 0,8$ . Температурные напоры в регенеративных подогревателях принять равными  $3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Сравнить полученное значение со значением термического КПД цикла без регенерации при тех же начальных и конечных параметрах. Повышением энтальпии в конденсатном и питательном насосах пренебречь.



19. Определить расход пара на подогреватель высокого давления с учетом наличия охладителя перегрева пара и охладителя дренажа при следующих параметрах:  $p_{п1} = 3,8 \text{ МПа}$ ,  $t_{п1} = 284 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{п2} = 28 \text{ МПа}$ ,  $t_{в1} = 205 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{дрп1} = 1100 \text{ кДж/кг}$ . Расход питательной воды принять равным  $\alpha_{пв} = 1$ . Расход пара из подогревателя П1 равным  $\alpha_{п1} = 0,06$ . Температурный напор основной поверхности подогревателя принять  $3 \text{ }^\circ\text{C}$ .



20. Определить расходы пара на регенеративные подогреватели при следующих параметрах:  $p_{п1} = 0,5 \text{ МПа}$ ,  $t_{п1} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{п2} = 0,2 \text{ МПа}$ ,  $t_{п2} = 205 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{к} = 82 \text{ }^\circ\text{C}$ . Расход основного конденсата  $\alpha_{в} = 0,7$ . Температурные напоры в подогревателях принять равными  $3 \text{ }^\circ\text{C}$ .



## 10. Варианты задания на курсовой проект

Варианты задания на курсовой проект представлены в таблице 9.

Таблица 9 –Варианты задания на курсовой проект\*

Вариант	Турбоустановка АЭС	Вариант	Турбоустановка АЭС
1	К-1200-60/1500-1	13	К-1000-60/3000-1
2	К-1000-5,9/50-1	14	К-685 CANDU-6
3	К-1000-5,9/50-2	15	К-1085CANDU ACR 1000
4	К-1200 AP 1000	16	К-750-6,4-50
5	К-1000-5,9/25-2	17	К-1000-60/1500-2
6	К-750-65/3000	18	К-500-65/3000
7	К-220-44	19	К-1200-60/1500-1
8	К-1000-60/1500	20	К-1000-5,9/50-1
9	К-1000-60/3000-1	21	К-1000-5,9/50-2
10	К-685 CANDU-6	22	К-1200 AP 1000
11	К-1085 CANDU ACR 1000	23	К-1000-5,9/25-2
12	К-750-6,4-50	24	К-500-65/1500

\*) – исходные данные по расходу пара на турбину  $G_0$ , кг/с; тепловой мощности, отдаваемой в теплосеть,  $Q_T$ , МВт; давлению пара перед турбиной  $p_0$ , МПа; степени сухости пара  $x$ ; давлению перед сепаратором  $p_{ЦСД}$ , МПа; температуре промежуточного перегрева  $t_{пп}$ , °С; давлению в деаэраторе  $p_d$ , МПа; температуре питательной воды  $t_{п.в}$ , °С и т.д., выбирать самостоятельно из таблиц 1, 2, 5÷8 настоящего учебно-методического пособия; из материала, представленного в учебных пособиях [7, 9, 10] и справочников по АЭС [8, 11].

Принципиальные тепловые схемы и процессы в  $h,s$ -диаграммах турбоустановок АЭС представлены в Приложении 1.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции/ В.Я. Рыжкин; под ред. В.Я. Гигшвельда. – 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с. – Текст: непосредственный.
2. Глюза, А.Т. Тепловые и атомные электрические станции: дипломное проектирование/ А.Т. Глюза [и др.]; под общ.ред. А.М. Леонкова, А.Д. Качана. – Минск: Вышэйш. Шк., 1991. – 335 с. – ISBN 5-339-00335-3.– Текст: непосредственный.
3. Маргулова, Т.Х. Атомные электрические станции/ 4-е издание/ Т.Х. Маргулова. – М.: Высшая школа, 1984. – 304 с. – ISBN 23040000-100118-84. – Текст: непосредственный.
4. Суслов, В.А. Теплообменное оборудование атомных и тепловых электростанций: учеб. пособие / В.А. Суслов. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. – 133 с. – ISBN 978-5-91646-253-1.– Текст: непосредственный.
5. Седнин, А.В. Атомные электрические станции: курсовое проектирование / А. В. Седнин, Н. Б. Карницкий, М. Л. Богданович. – Минск: Высшая школа, 2010. – 152 с. – ISBN 978-985-06-1851-1. – Текст: непосредственный.
6. Паровые и газовые турбины для электростанций (электронный ресурс): учебник для вузов /А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А.Г. Костюка. – М.: Издательский дом МЭИ, 2016. – 557 с. – ISBN 978-5-383-01025-9. – Текст: непосредственный.
7. Злобин, В.Г. Энергетические установки автономных источников энергии. Атомные электростанции и термоядерные установки. Часть 2. Атомные электростанции: учебное пособие / В. Г. Злобин. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2025. – 188с. – ISBN 978-5-91646-426-9. – Текст: непосредственный.
8. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник /Под общ.ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с. – ISBN 5-283-00032-X. – Текст: непосредственный.
9. Злобин, В.Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 1. Тепловые схемы. Конструкция: учебное пособие, ВШТЭ СПбГУПТД.– СПб., 2020. – 136 с. – ISBN 978-5-91646-203-6. – Текст: непосредственный.
10. Злобин, В.Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 2. Режимы работы: учебное пособие, ВШТЭ СПбГУПТД.– СПб., 2020. – 95 с. – ISBN 978-5-91646-204-3. – Текст: непосредственный.
11. Тепловые и атомные электростанции. Справочник/ Под общ. ред. А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина – 3-е изд. –М. Издательство МЭИ, 2003.–648 с. – ISBN 5-7046-0513-3 (3 кн). – Текст: непосредственный.

Принципиальные тепловые схемы и процессы в  $h,s$ -  
диаграммах турбоустановок АЭС

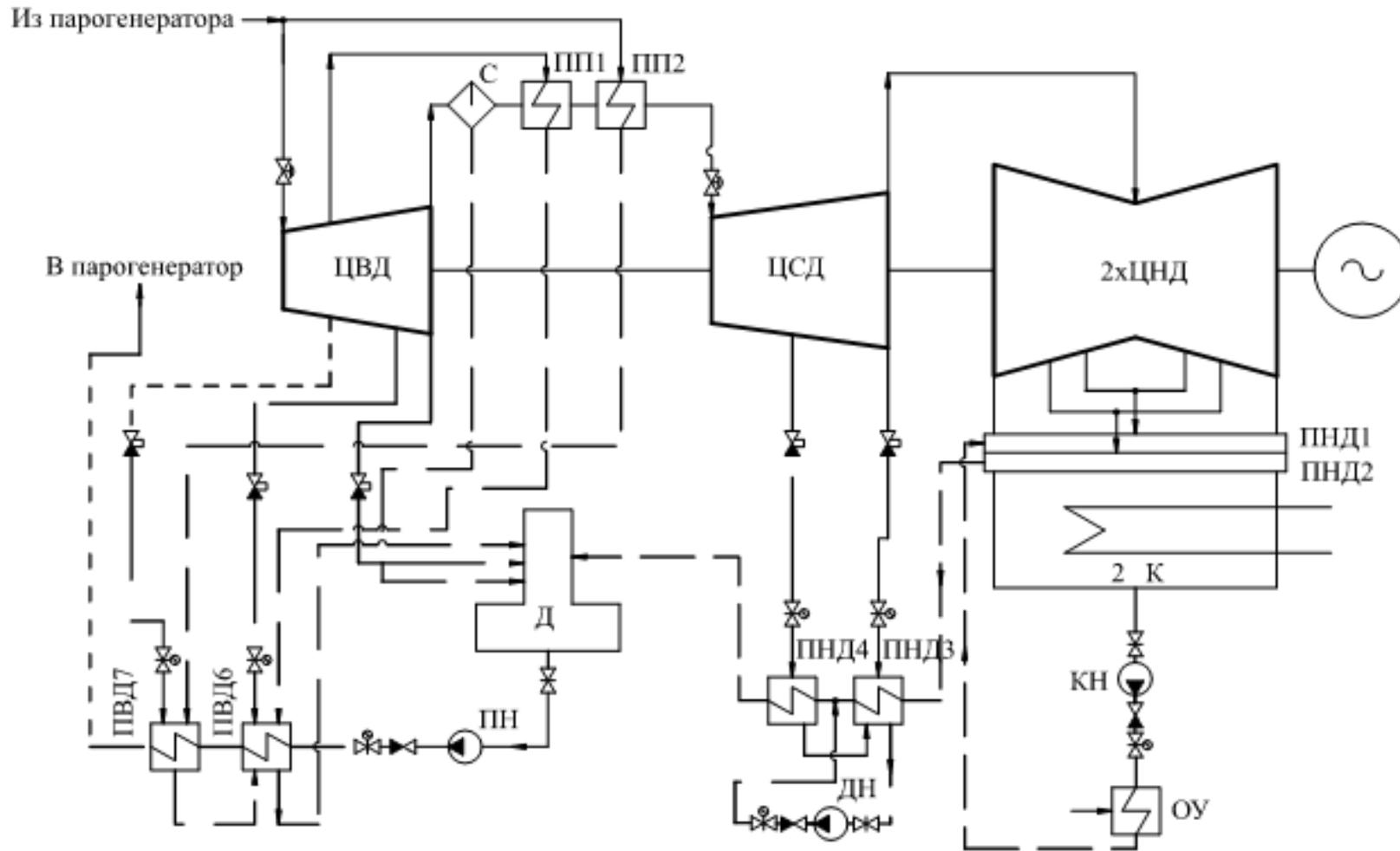


Рисунок П.1.1 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-1200-60/1500-1 «Альстом Атомэнергомаш»

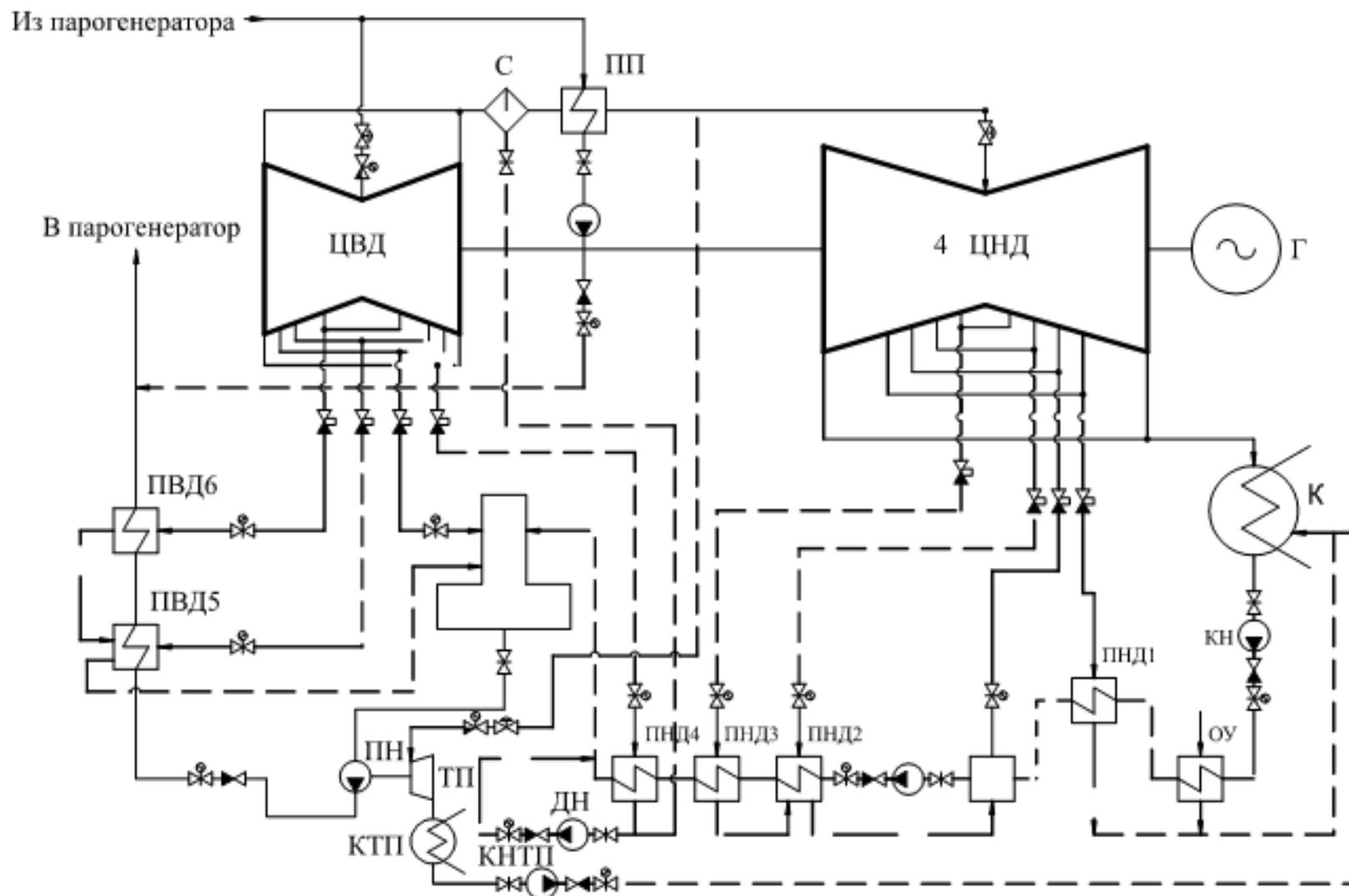


Рисунок П.1.2 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-1000-5, 9/50-1 (К-1000-60/3000-1) «Силловые машины»

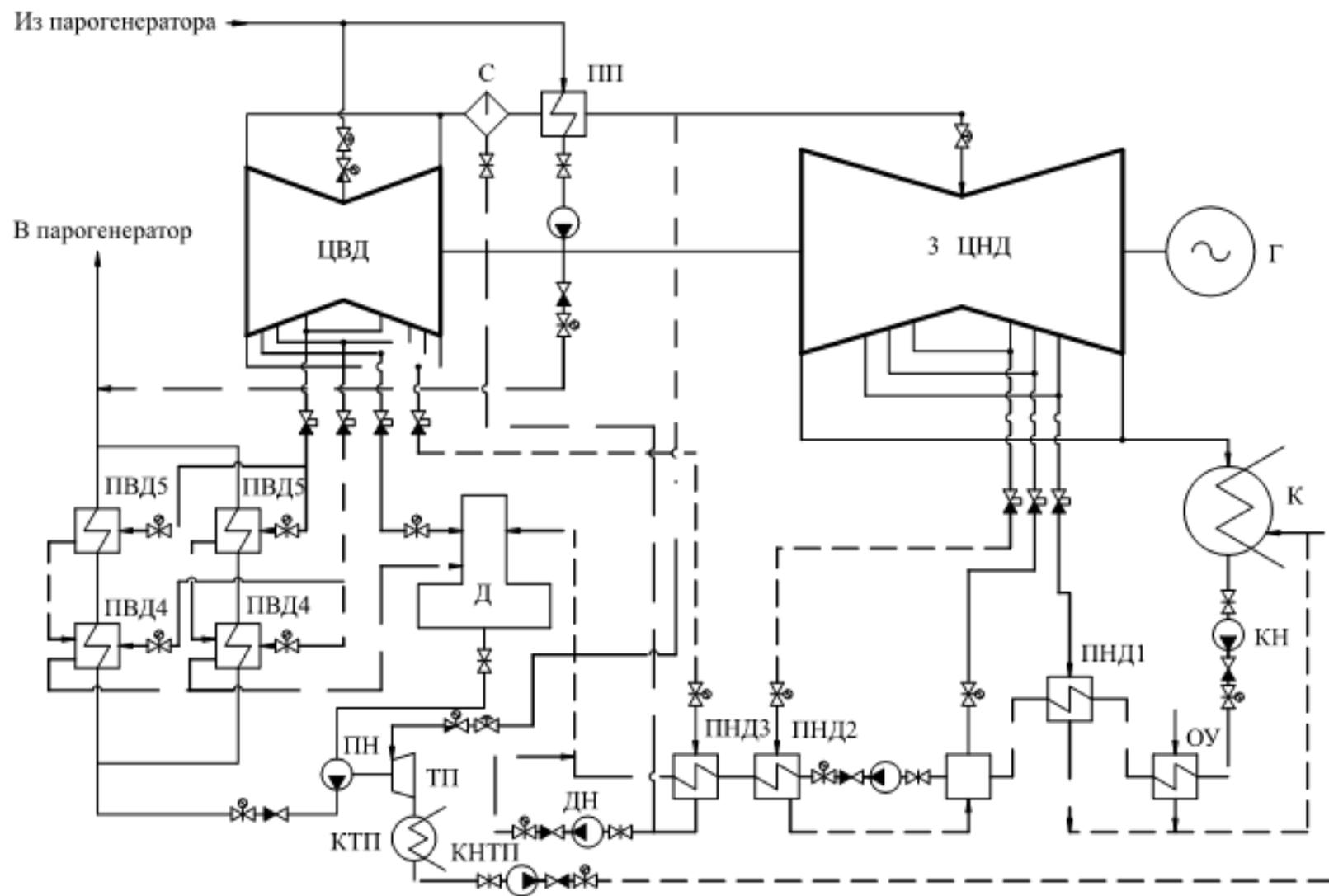


Рисунок П.1.3 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-1000-5, 9/50-2 (К-1000-60/3000-2) «Силловые машины»

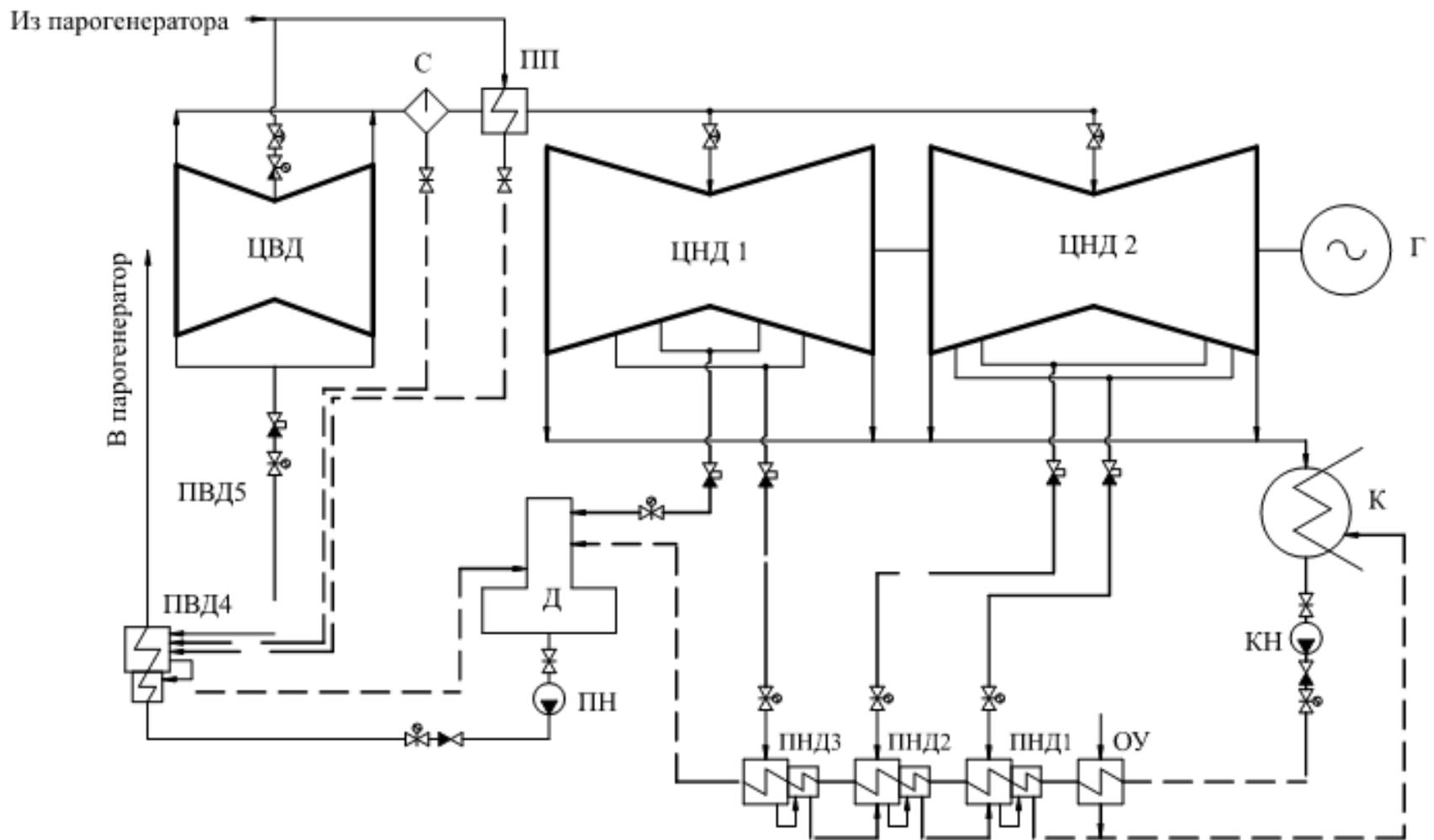


Рисунок П.1.4 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-685 для АЭС CANDU-6

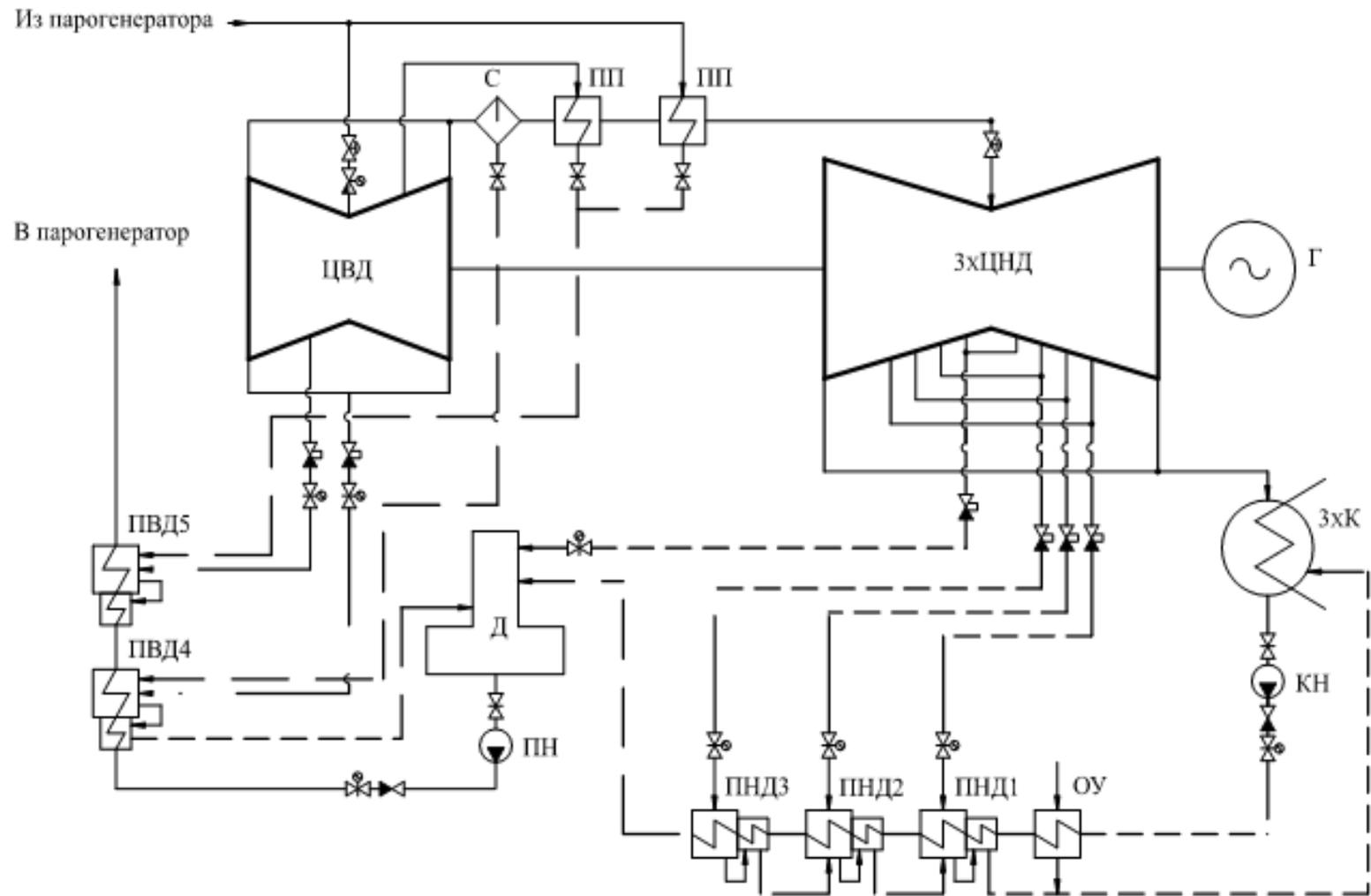


Рисунок П.1.5 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-1085 для АЭС CANDU ACR 1000

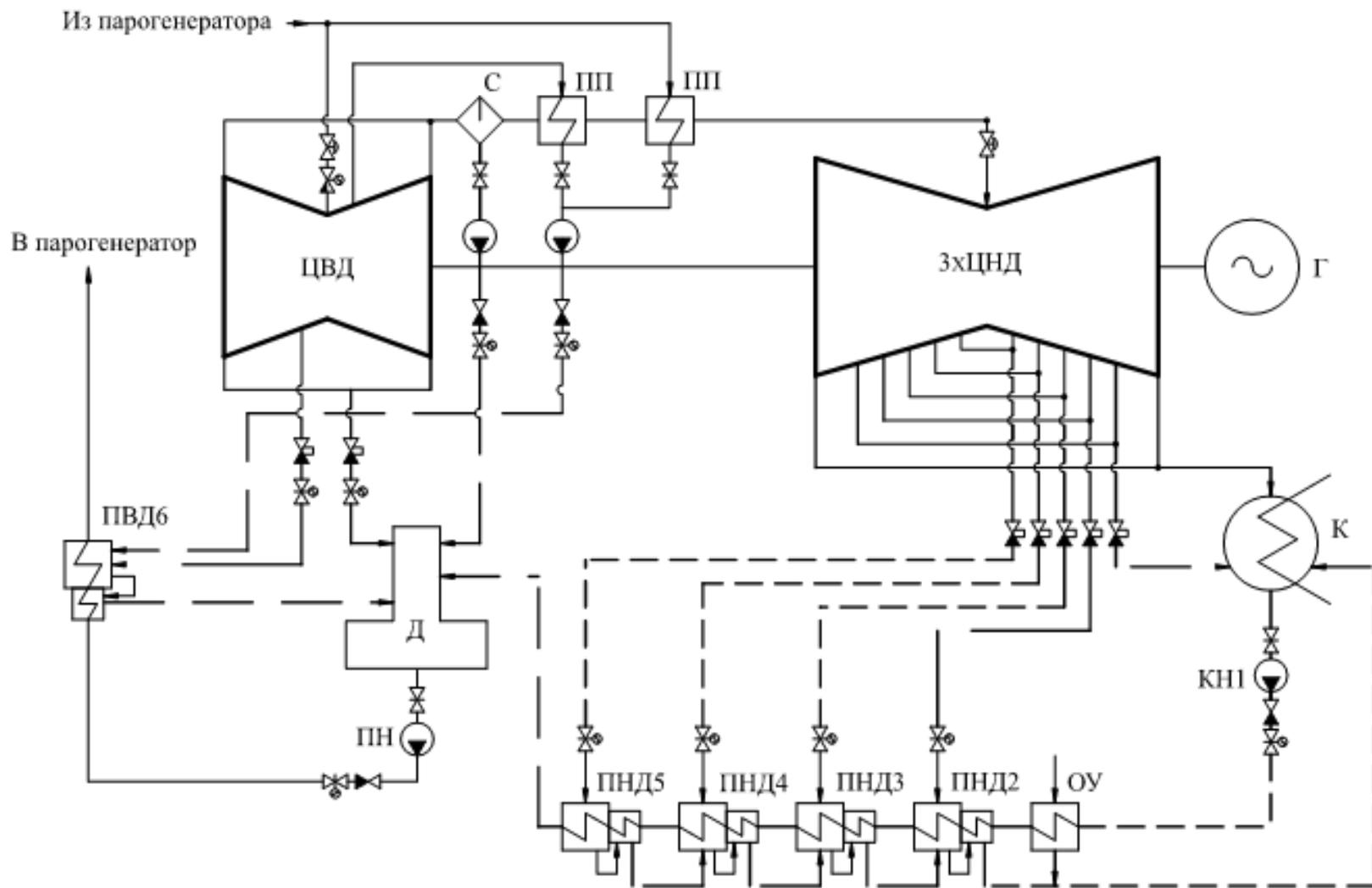


Рисунок П.1.6 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-1200 для АЭС AP Westinghouse

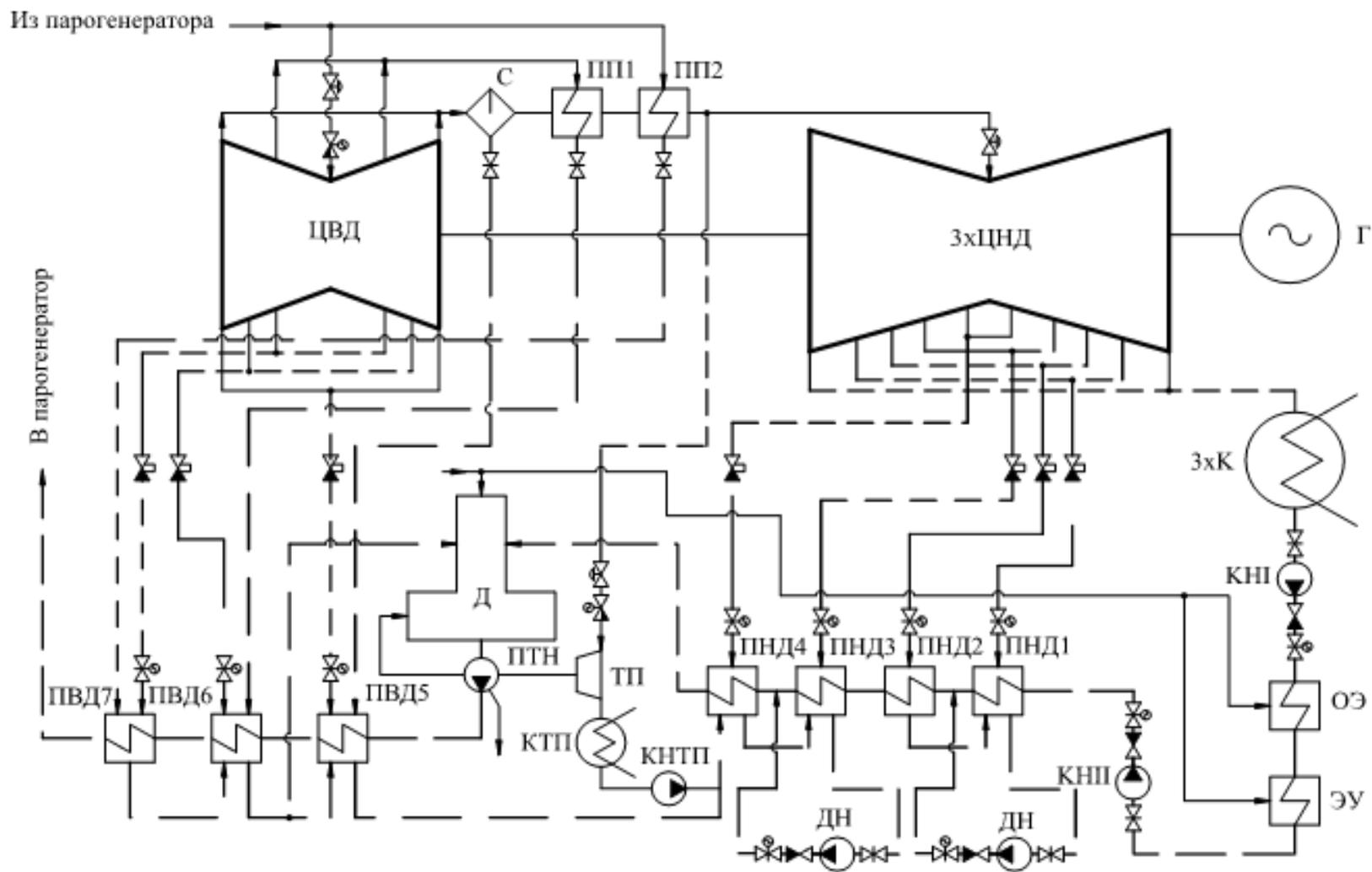


Рисунок П.1.7 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-100-5, 9/25-2 (К-1000-60/1500-2) ПО «Турбоатом»

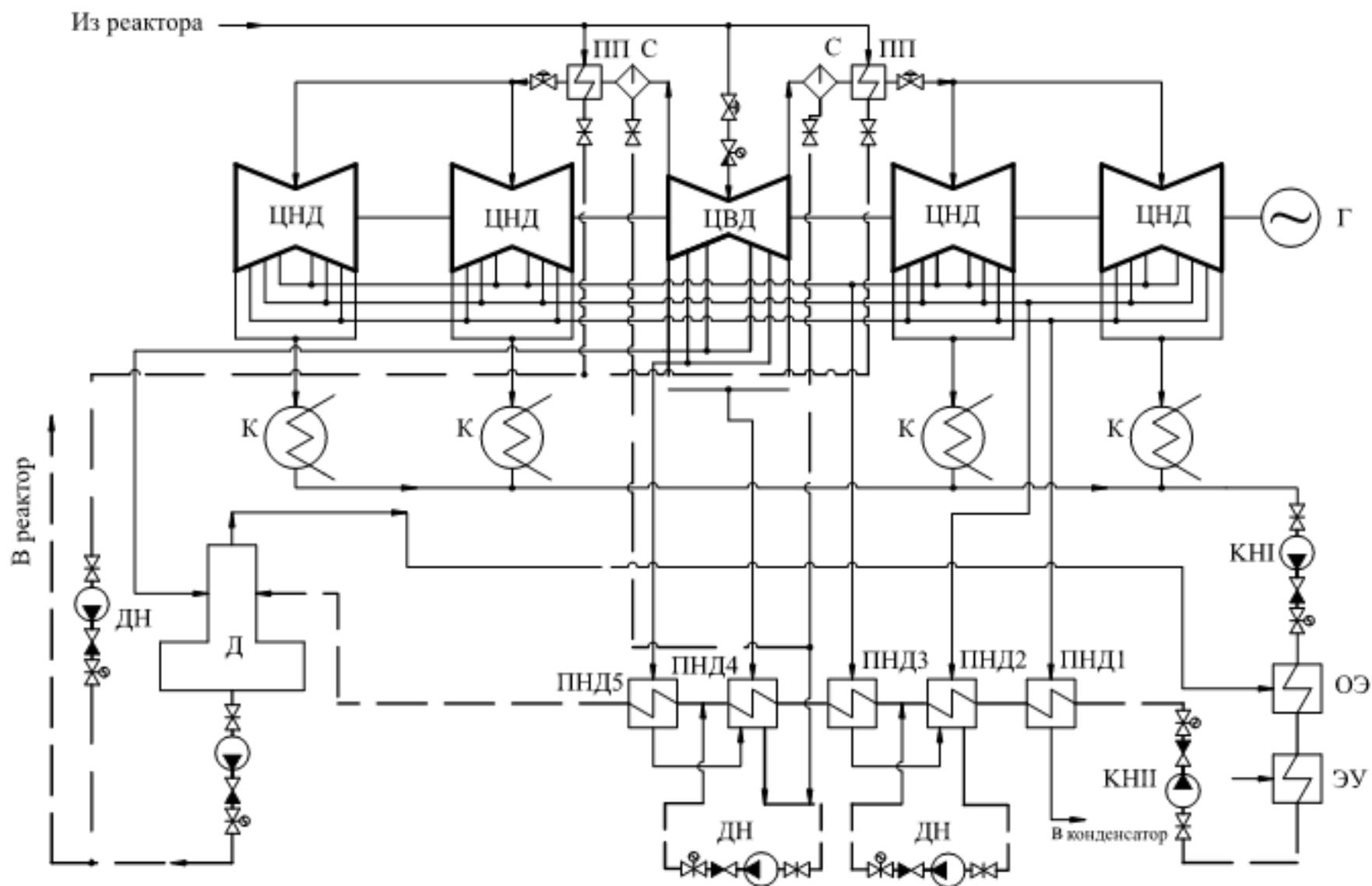


Рисунок П.1.8 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-750-6, 4-50 (К-750-65/3000) ПО «Турбоатом»

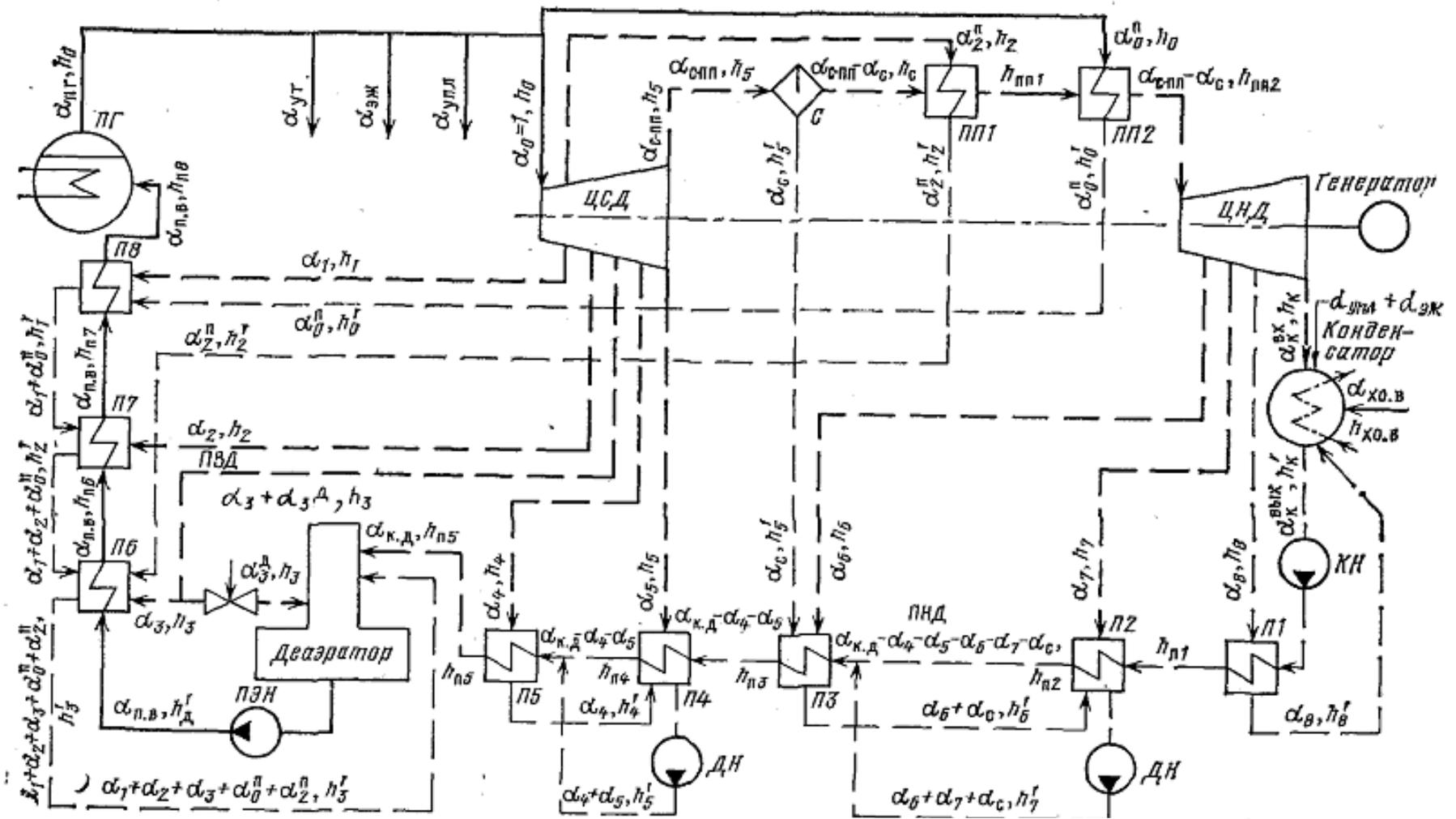


Рисунок П.1.9 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-220-44

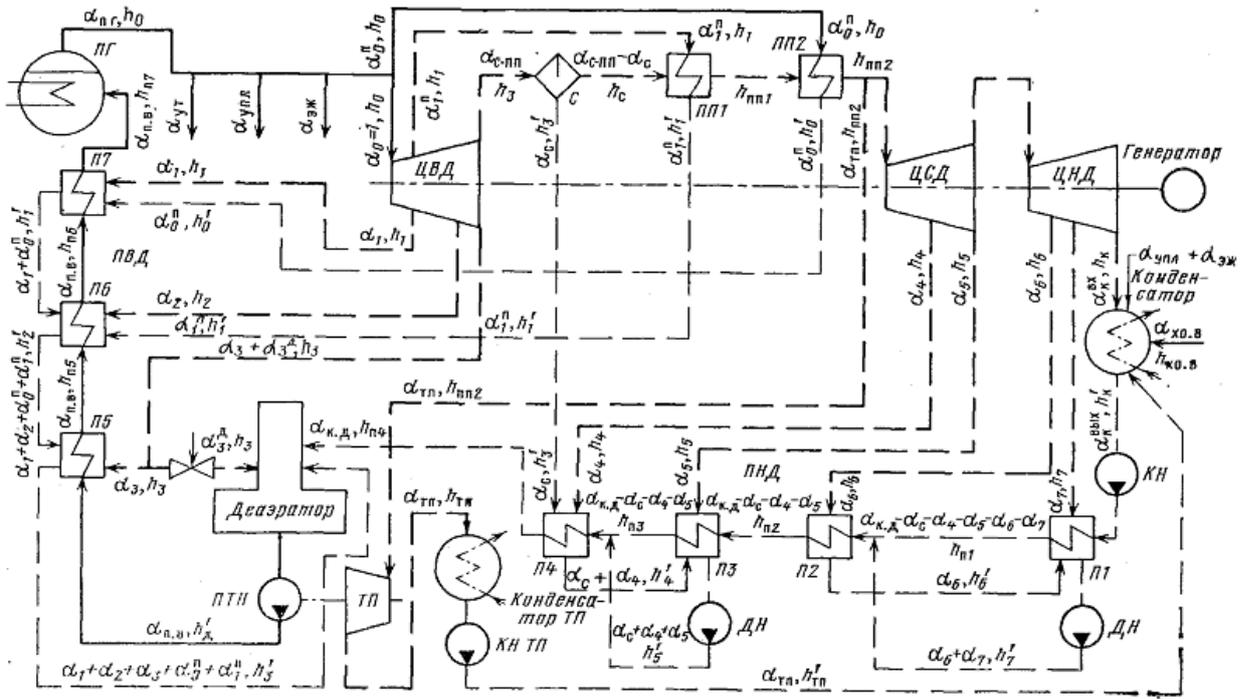


Рисунок П.1.10 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-1000-60/1500

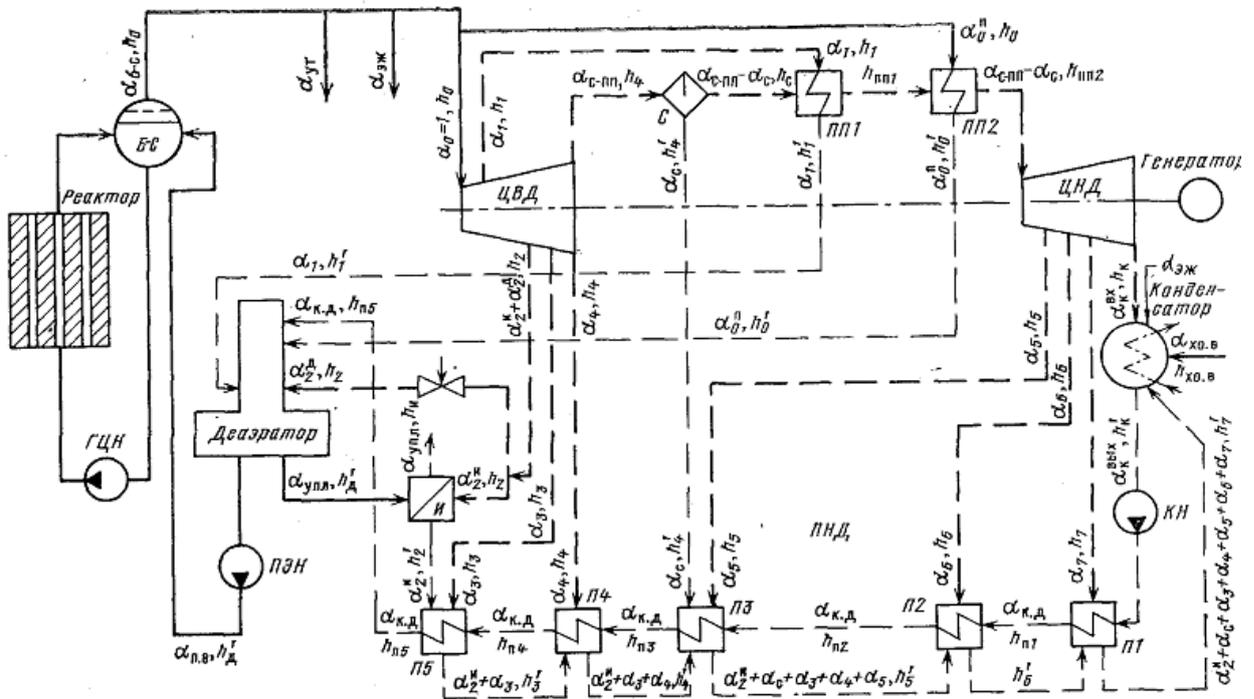
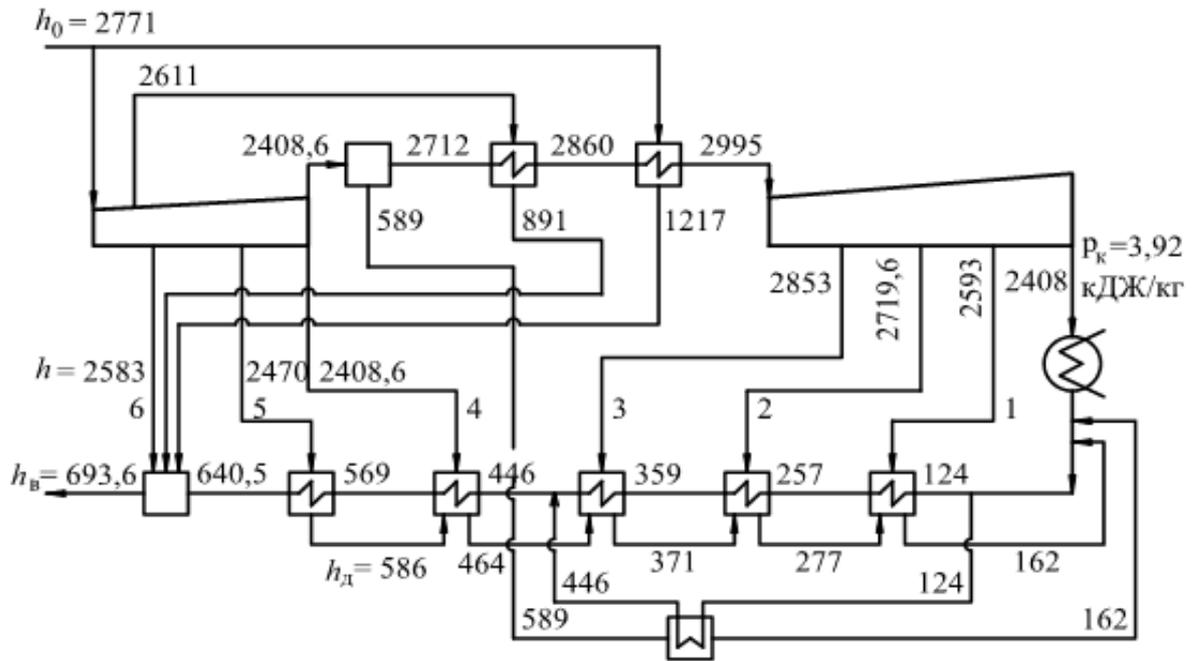


Рисунок П.1.11 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-500-65/3000



$p_0 = 6,46 \text{ МПа}, t_0 = 280,4 \text{ }^\circ\text{C}, x_0 = 0,995, h_0 = 2771 \text{ кДж/кг}, D_0 = 749,4 \text{ кг/с}$

Рисунок П.1.12 – Расчетная схема турбины К-500-65/3000

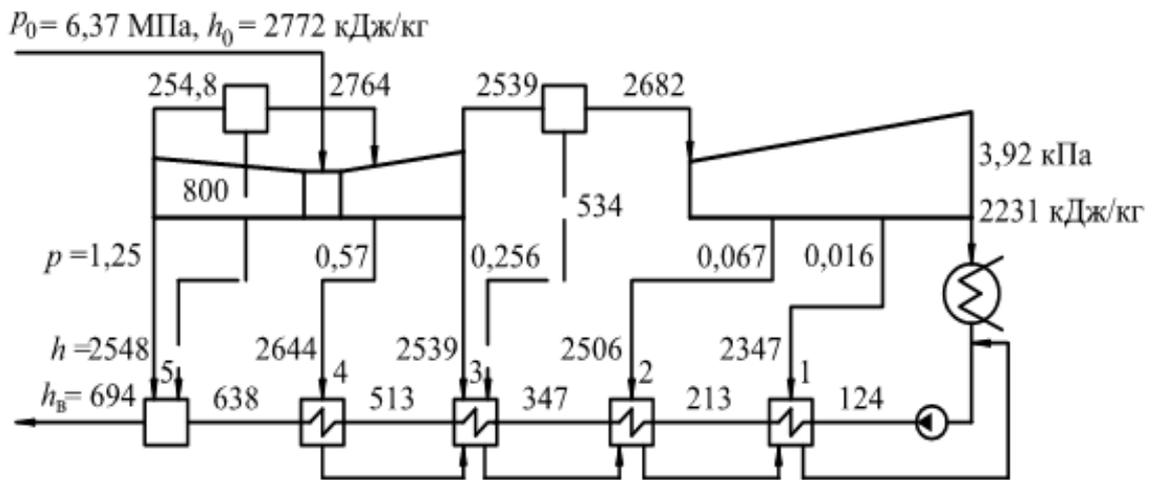


Рисунок П.1.13 – Расчетная схема турбины К-500-65/1500 без промпрегрева

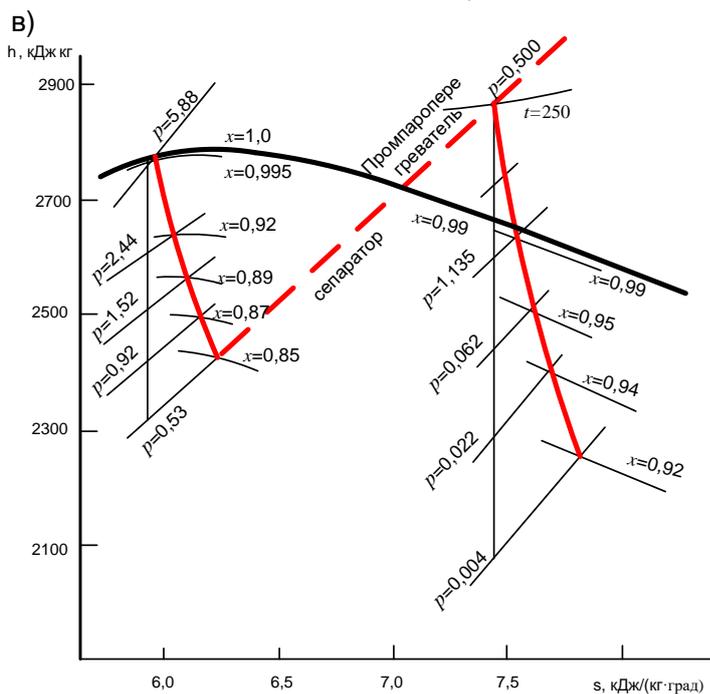
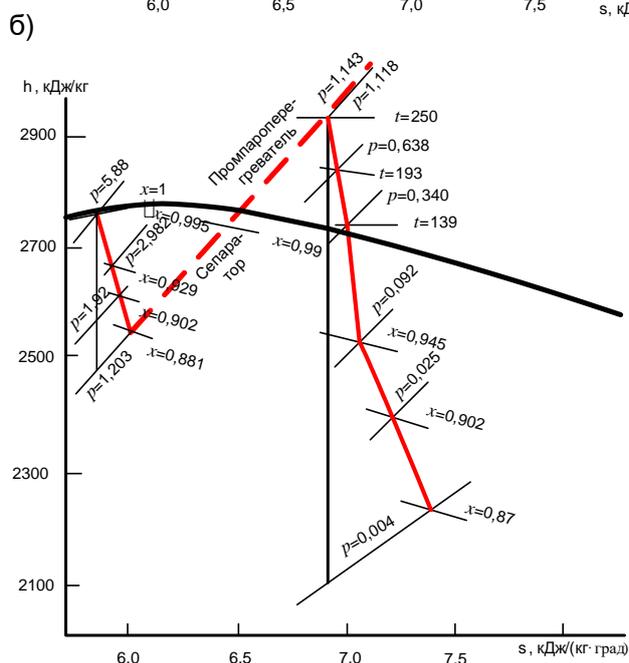
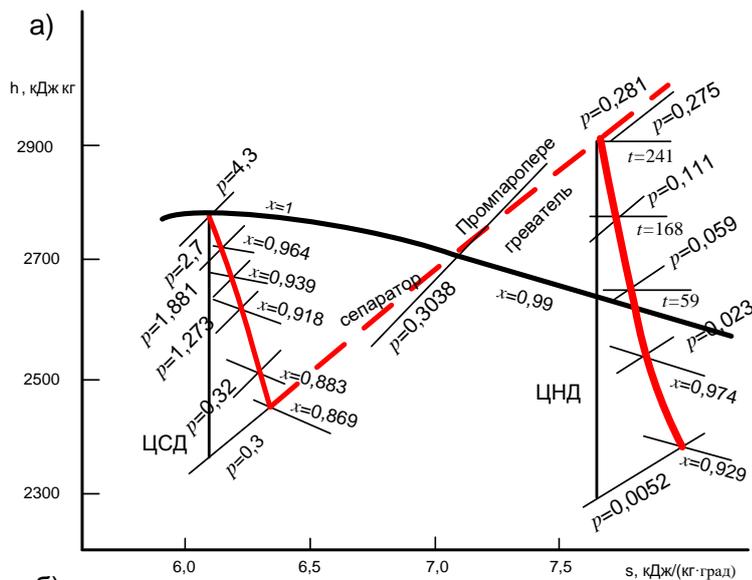


Рисунок П.1.14 – Процессы в  $h, s$  - диаграммах для турбин насыщенного пара для АЭС с ВВЭР: а – К-220-44; б – К-1000-60/1500-2; в – К-1000-60/3000

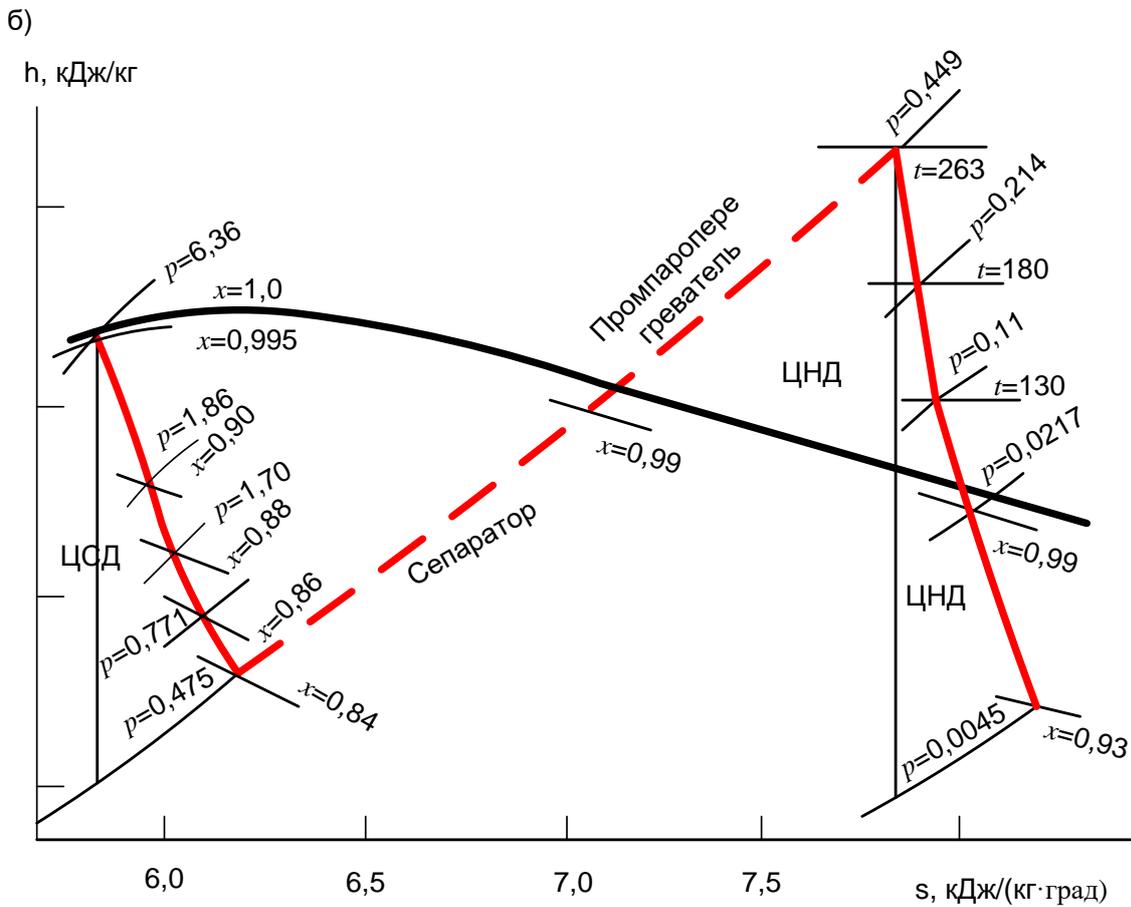
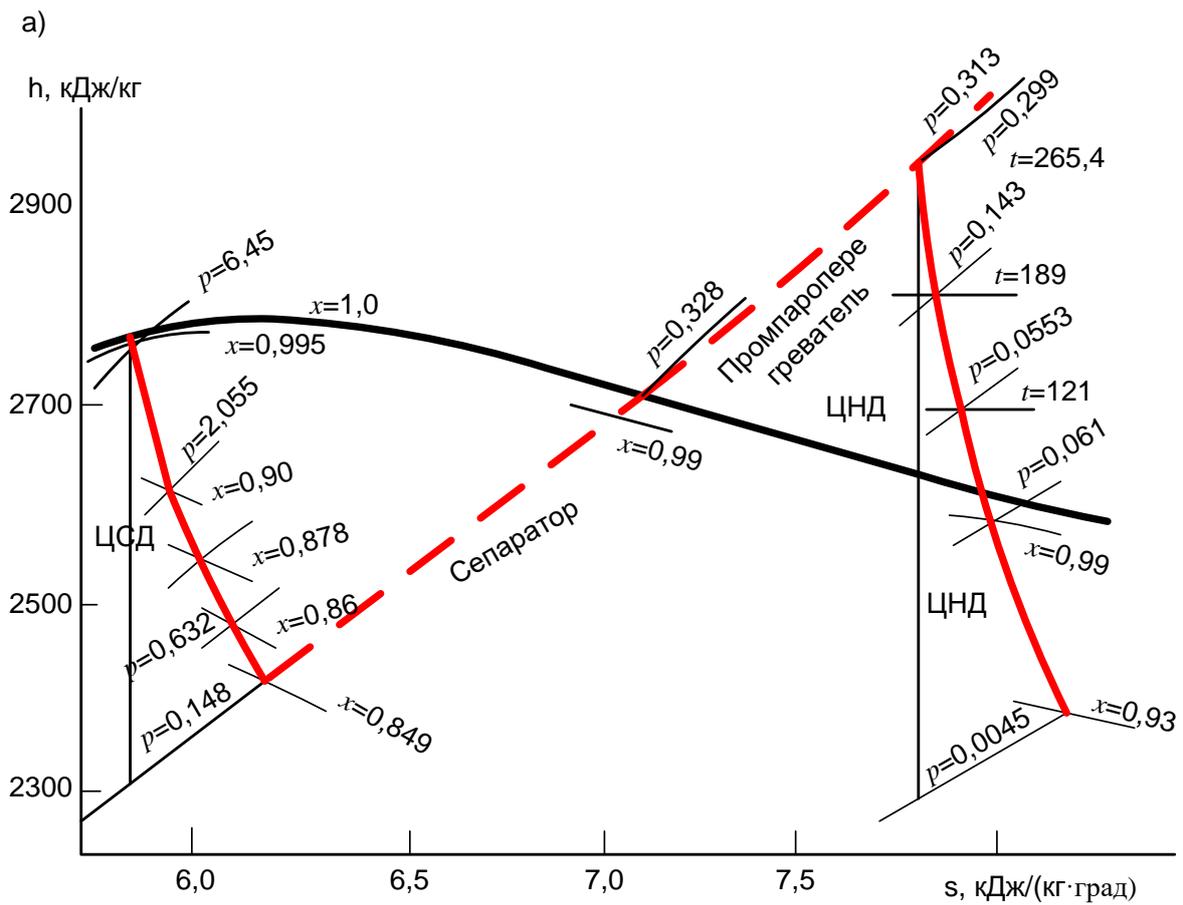


Рисунок П.1.15 – Процессы в  $h,s$ -диаграммах для турбин насыщенного пара для АЭС с РБМК: а – К-500-65/3000; б – К-750-65/3000

**Пример выполнения курсового проекта «Расчет тепловой схемы турбоустановки К-1000-60/1500»**

*1. Постановка задачи.*

Энергоблок 1000 МВт двухконтурной АЭС состоит из водо-водяного энергетического реактора ВВЭР-1000 и одновальной конденсационной турбоустановки **К-1000-60/1500** «Турбоатом». Расчет приведен для турбоустановки на номинальном режиме. Цель расчета – определение электрической мощности турбогенератора при заданном  $D_0 = 1790$  кг/с и тепловой мощности, отдаваемой в теплосеть,  $Q_T = 120$  МВт. Основные исходные данные: давление пара  $p_0 = 5,9$  МПа; степень сухости пара  $x_0 = 0,995$ ; давление перед сепаратором  $p_{\text{ЦСД}} = 1,12$  МПа; температура промежуточного перегрева  $t_{\text{ПП}} = 250^\circ\text{C}$ ; давление в деаэраторе  $p_D = 0,69$  МПа; температура питательной воды  $t_{\text{п.в}} = 225^\circ\text{C}$ .

*2. Расчетная схема* представлена на рисунке П.2.1.

Она составлена на основе принципиальной схемы, показанной на рисунке П.2.2. Все подогреватели поверхностного типа системы регенерации пронумерованы арабскими цифрами по ходу нагреваемой воды (от *П1* до *П7*), так же, как и подогреватели сетевой воды (от *Т1* до *Т3*); *Д* – означает деаэратор. Отборы пара из турбины пронумерованы римскими цифрами по ходу пара в турбине.

*3.  $h,s$ -диаграмма процесса расширения пара в турбине.* Задание позволяет не пересчитывать диаграмму процесса расширения пара, приведенную на рисунке П.2.3.

*4. Таблица параметров и расходов по схеме турбоустановки.*

Значения параметров рабочего тела, необходимые для составления уравнений теплового баланса элементов схемы, заданные потоки, так же, как и основные результаты расчета, удобно сводить в таблицу (см. таблицу П.2.1).

В горизонтальных строках таблицы П.2.1 приведены основные параметры, а в вертикальных столбцах, в последовательности номеров отборов, даны условные обозначения элементов схемы. Данные в строках *1, 2, 3* – номера отборов, давления и энтальпии в них вносятся с рисунков П.2.1 и П.2.2. Давление в подогревателях (строка *4*) рассчитывают по давлениям в отборах с учетом гидравлических потерь [формулы (24), (25), (27), (32)]. В строку *5* внесены температуры насыщения, отвечающие этим давлениям. Далее таблицу П.2.1 заполняют по мере получения данных. В обозначениях параметров, используемых в расчетных уравнениях, имеются нижние индексы, отвечающие условному обозначению элемента схемы, и верхние индексы, обозначающие среду.

*5. Материальный баланс второго контура АЭС.*

В расчете принято, что продувочная вода парогенератора проходит теплообменники, ионообменные и механические фильтры байпасной системы очистки и возвращается обратно в парогенератор; потери рабочего тела во втором контуре отсутствуют. В этих условиях расход питательной воды равен расходу пара на турбину:  $D_{\text{п.в}} = D_0$ .

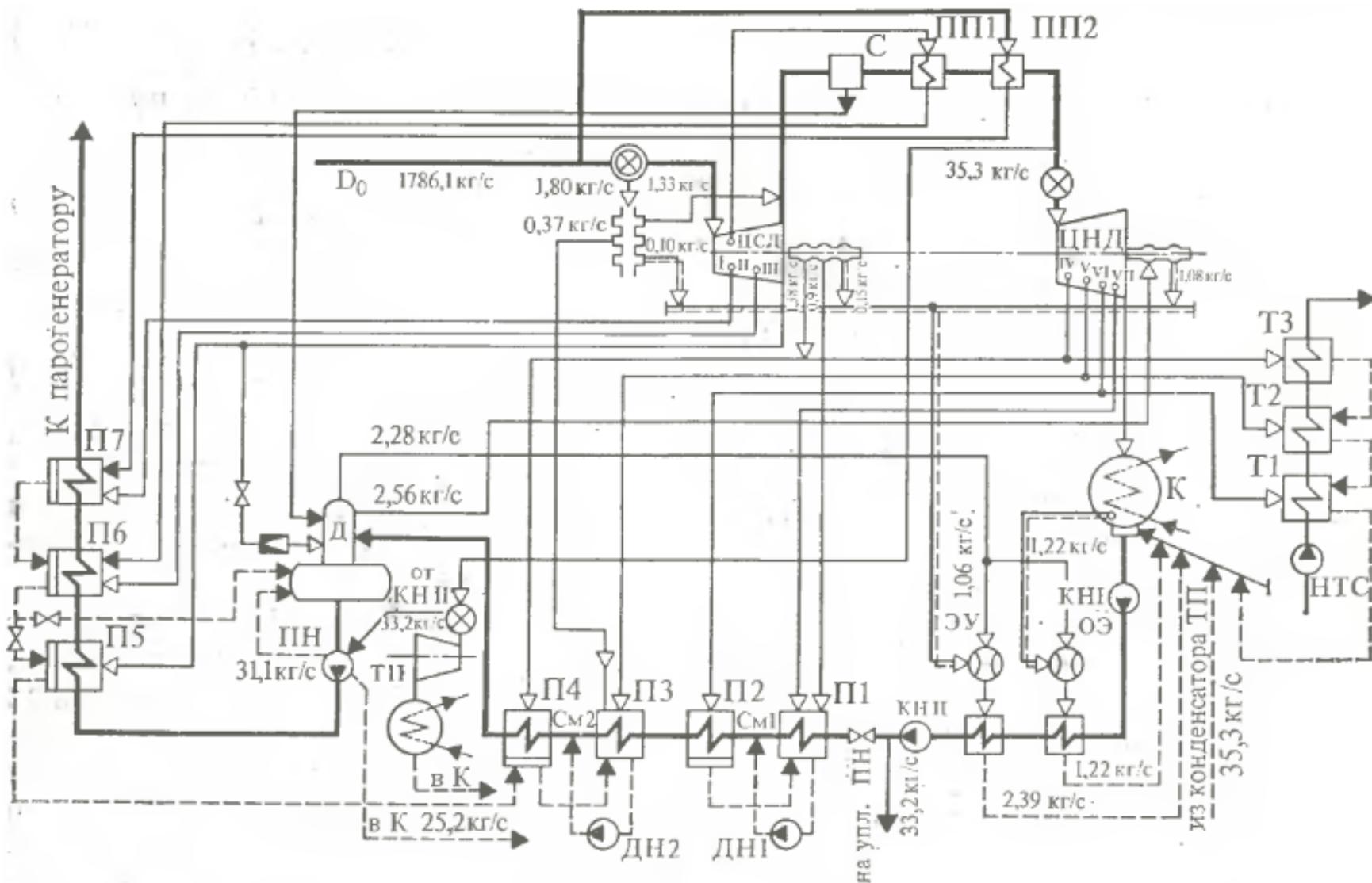


Рисунок П.2.1 – Расчетная схема турбоустановки К-1000-60/1500-2

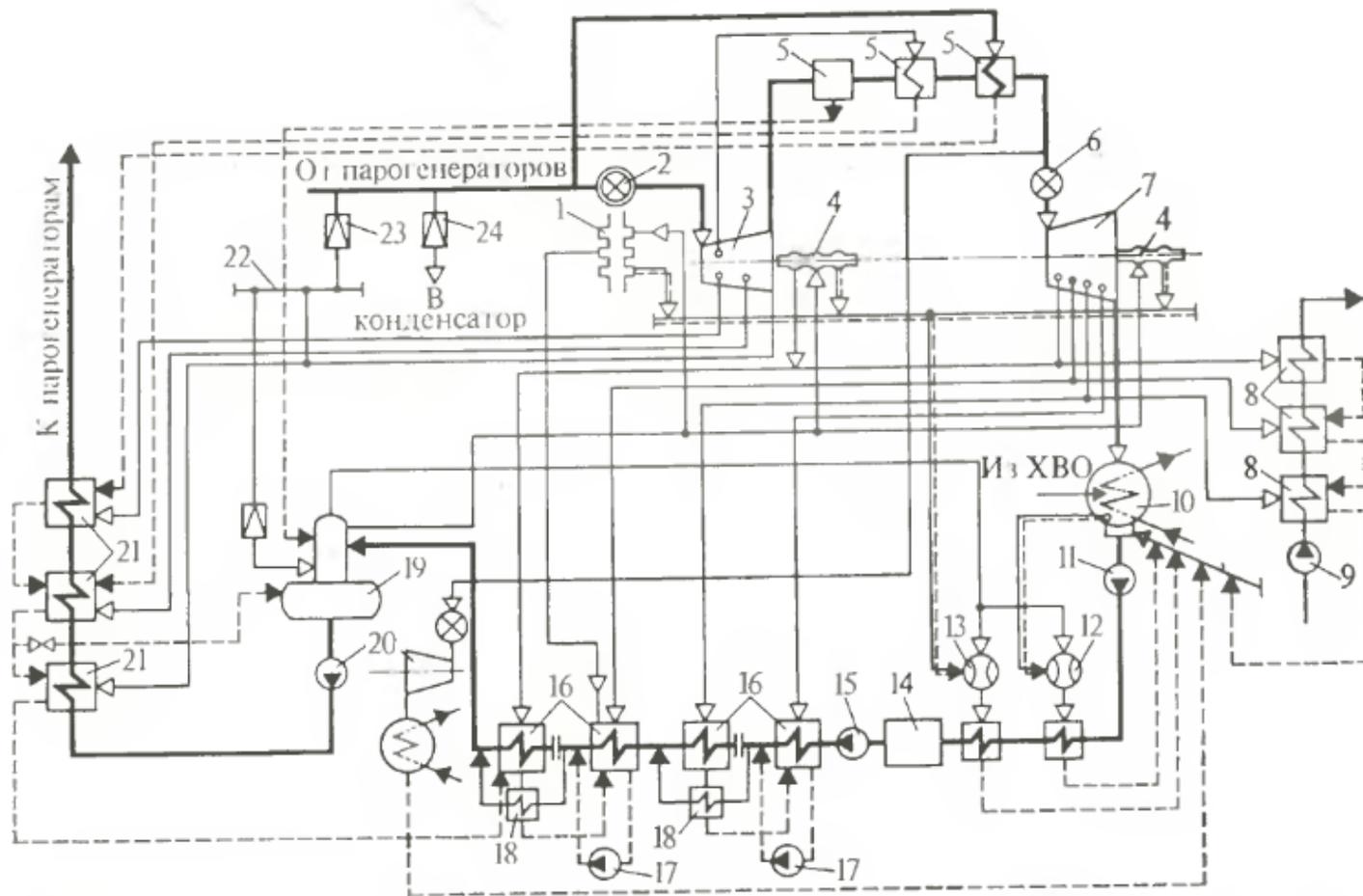


Рисунок П.2.2 – Принципиальная тепловая схема паротурбинной части двухконтурной АЭС:

1 – уплотнения штоков клапанов турбины; 2 – блок стопорно-регулирующих клапанов; 3 – ЦСД турбины; 4 – уплотнения вала турбины; 5 – сепаратор-промпрегреватель; 6 – отсечная заслонка; 7 – ЦНД турбины; 8 – подогреватели сетевой воды; 9 – насос теплосети; 10 – конденсатор турбины; 11 – конденсатный насос первой ступени; 12 – основной эжектор; 13 – эжектор; 14 – конденсатоочистка; 15 – конденсатный насос второй ступени; 16 – ПНД; 17 – дренажный насос; 18 – охладитель дренажа; 19 – деаэратор; 20 – питательный насос с турбоприводом; 21 – ПВД; 22 – коллектор пара собственных нужд; 23 – БРУ-СН; 24 – БРУ-К

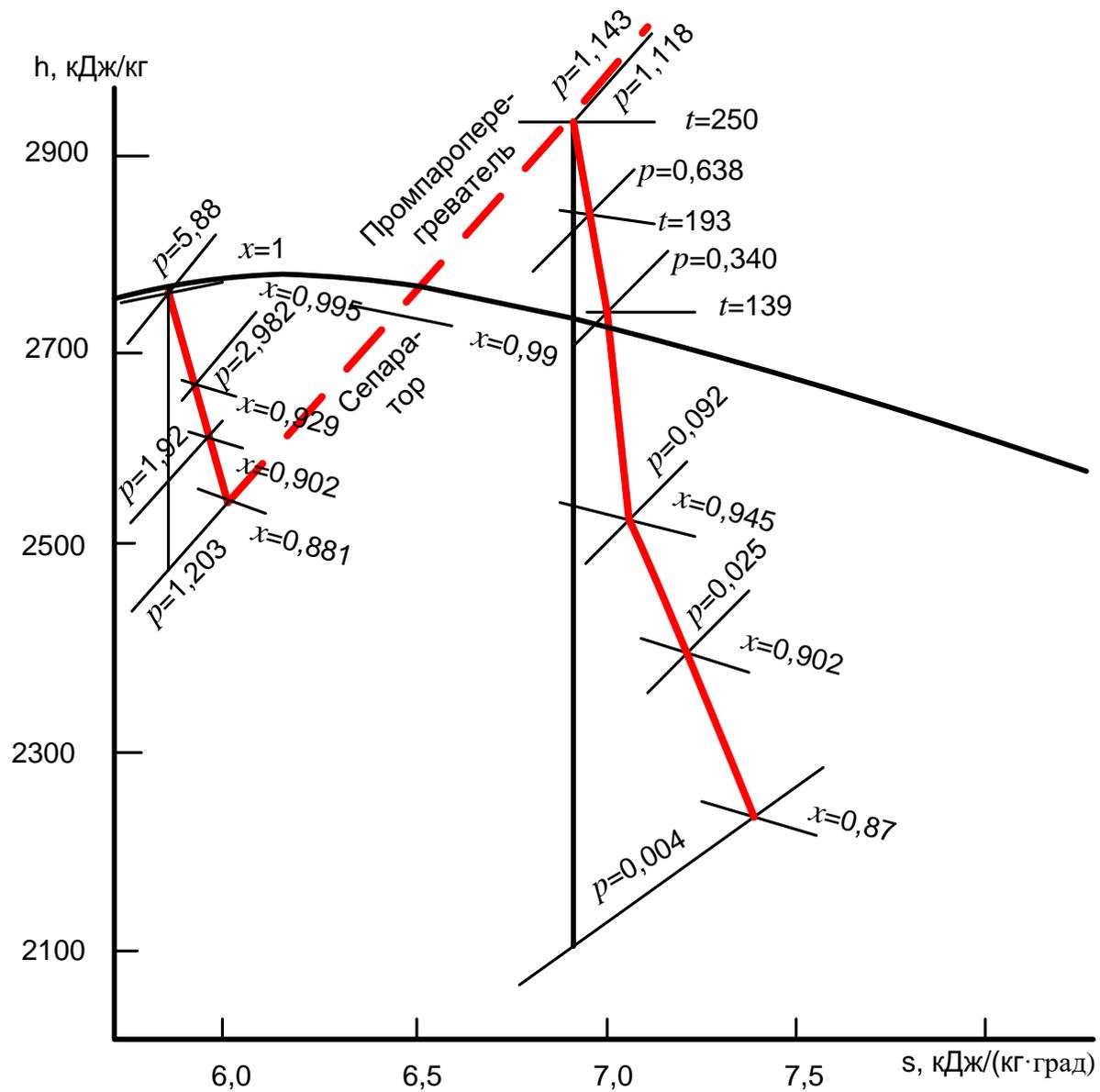


Рисунок П.2.3 – Процессы расширения пара в турбине АЭС с ВВЭР К-1000-60/1500-2

Таблица П.2.1 – Параметры рабочего тела в элементах расчетной схемы турбоустановки К-1000-60/1500

Номер строки	Параметры среды	Элементы расчетной схемы						
		Пр*	ПП2	ПП1	П7	П6	П5	Д
		1	2	3	4	5	6	7
Греющий пар								
1	Номер отбора	0	0	I	I	II	III	III
2	Давление в отборе, МПа	5,90	5,90	2,98	2,98	1,92	1,2	1,2
3	Энтальпия в отборе, кДж/кг	2777	2777	2675	2675	2610	2547	2547
4	Давление в подогревателе, МПа	-	5,70	2,86	2,86	1,82	1,13	0,69
5	Температура насыщения в подогревателе, °С	-	272,2	231,2	231,2	207,7	185,2	164,4
Дренаж греющего пара								
6	Мин. значение температурного напора (недогрев), °С	-	-	-	5	5	5	-
7	Температура, °С	-	272,2	231,2	207,2	185,2	170,9	-
8	Энтальпия, кДж/кг	-	1196,8	996,0	885,4	786,5	723,3	-
Обогреваемая среда на выходе								
9	Давление, МПа	-	1,14	1,16	8,4	8,8	9,2	0,69
10	Мин. значение температурного напора (недогрев), °С	-	22,2	20,0	6,2	5,5	5,0	-
11	Температура, °С	-	250	211,2	272,2	231,2	207,2	185,2
12	Энтальпия, кДж/кг	-	2938	2846	968,5	865,3	768,2	694,6
Расходы пара								
13	Расчитанные значения, кг/с	1,8***	73,1	48,7	91,3	81,5	60,7	17,1

\*–протечки острого пара через уплотнения штоков клапанов;

\*\* –протечки пара через уплотнения ЦСД;

\*\*\*–принятые значения.

Окончание табл. П.2.1

Номер строки	Элементы расчетной схемы										
	Пр**	С	ТП	ТЗ	П4+ОД4	Т2	ПЗ	Т1	П2+ОД2	П1	К
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Греющий пар											
1	Ш	Ш	-	IV	IV	V	V	VI	VI	VII	К
2	1,2	1,2	1,14	0,64	0,64	0,34	0,34	0,092	0,092	0,025	-
3	2547	2547	2938	2832	2832	2734	2734	2747	2547	2388	2250
4	-	1,18	1,1	0,6	0,6	0,31	0,31	0,084	0,084	0,022	0,0039
5	-	187,2	-	158,8	158,8	134,7	134,7	94,8	94,8	62,2	28,5
Дренаж греющего пара											
6	-	-	-	-	4,5	-	-	-	5	-	-
7	-	187,2	-	158,8	135,2	134,7	134,7	94,8	64,7	62,2	28,5
8	-	795,0	-	670,4	568,8	566,2	566,2	397,2	270,8	260,1	119,6
9	-	-	-	--	1,0	-	1,15	-	1,3	1,45	-
10	-	-	-	8,8	4	4,6	4	4	3	2,5	-
11	-	-	-	150	154,8	130,1	130,7	90,8	91,8	59,7	-
12	-	2780,8	-	632,5	653,2	547,1	549,9	381,1	385,5	251,0	-
Расходы пара											
13	2,4***	166,4	32,4	12,5	53,0	23,6	83,9	16,1	65,1	53,9	907,8

\* - протечки острого пара через уплотнения штоков клапанов;

\*\* - протечки пара через уплотнения ЦСД;

\*\*\* - принятые значения.

При наличии потерь рабочего тела соответствующий расход обессоленной воды поступает из химводоочистки в основные конденсаторы турбины; при этом расход питательной воды будет больше расхода пара на турбину на величину потерь (добавка).

*б. Расчет теплоты для внешнего потребления.*

Такой расчет проводят с последующим суммированием расходов теплоты. В рассматриваемой схеме для внешнего потребления предусмотрен лишь отвод теплоты в теплофикационную сеть. Для этих целей последовательно установлены три сетевых подогревателя. Температурный график сетевой воды принят 150/60 °С. Значение подогрева воды в каждом сетевом подогревателе определено параметрами соответствующего отбора турбины и минимальным температурным напором (недогревом) в подогревателе. Количество теплоты, отдаваемое в теплосеть, определяется по формуле:

$$Q_T = G_T(h_{T3} - h_{вх T1}), \quad (\text{П.2.1})$$

из которой при заданной мощности  $Q_T$  и параметрам сетевой воды можно определить расход сетевой воды  $G_T = 315,3$  кг/с.

Для любого ( $l$ -го) сетевого подогревателя уравнение теплового баланса имеет вид:

$$G_T(h_{Tl} - h_{Tl-1}) = D_{Tl}(h_{Tl}^{\text{отб}} - h_{Tl}^{\text{дрп}})\eta_{Tl} + D_{Tl+1}(h_{Tl+1}^{\text{дрп}} - h_{Tl}^{\text{дрп}})\eta_{Tl}. \quad (\text{П.2.2})$$

Здесь  $h_{Tl}$  – энтальпия сетевой воды на выходе из  $l$ -го сетевого подогревателя;  $D_{Tl}$  – расход греющего пара;  $h_{Tl}^{\text{отб}}$  – энтальпия греющего пара;  $h_{Tl}^{\text{дрп}}$  – энтальпия дренажа  $l$ -го подогревателя;  $\eta_{Tl}$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты.

Для  $T3$  второе слагаемое в правой части уравнения отсутствует. Результаты расчетов вносят в столбцы 11, 13, 15 таблицы П.2.1. Как это видно из расчетной схемы, теплофикационная установка питается паром из отборов IV, V, VI. Энтальпии дренажей сетевых подогревателей (строка 8) найдены по таблицам воды и водяного пара на линии насыщения при давлении в соответствующем подогревателе. Температуры и энтальпии нагреваемой воды вносят в строки 11 и 12 в соответствии с температурой греющего пара и принимаемыми недогревами в подогревателях (строка 10) с оценкой давления среды.

Расходы греющих паров (строка 14) рассчитывают последовательно по подогревателям, начиная с  $T3$ , учитывая каскадный слив дренажей. Для данного примера расчет дает:  $D_{T3} = 12,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $D_{T2} = 23,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $D_{T1} = 16,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ .

Суммарный расход теплоты из отборов турбины на теплофикационную установку:

$$Q_T = \sum_{l=1}^3 D_{Tl}(h_{Tl}^{\text{отб}} - h_{Tl}^{\text{дрп}}) = 120,2 \text{ МВт}. \quad (\text{П.2.3})$$

7. Расходы пара на уплотнение вала турбины, штоков регулирующего и стопорного клапанов, на эжекторы.

Расходы определяют расчетом соответствующих устройств. В данном примере их числовые значения взяты по проектным данным турбоустановки и приведены в расчетной схеме (рисунок П.2.1). В отсутствие проекта необходимые числовые данные могут быть взяты из проектов турбоустановок, близких по своим характеристикам к рассчитываемой. Найти подогрев основного конденсата в охладителях (конденсаторах) пара эжекторов можно на основе соответствующих уравнений теплового баланса, если известен теплоперепад, срабатываемый в эжектирующих устройствах. В данном примере принято  $\Delta h_{0Э+ЭУ} = 8$  кДж/кг. Расходы воды через уплотнения питательных насосов также взяты из проекта и показаны на рисунке П.2.1.

8. Параметры сред в системе регенерации.

Напоры насосов тракта питательной воды и конденсата рассчитывают по формулам (24) и (25), причем КПД насосов принимают по проекту турбоустановки или по каталогам. Повышение энтальпии воды в насосах определяется по формуле (26).

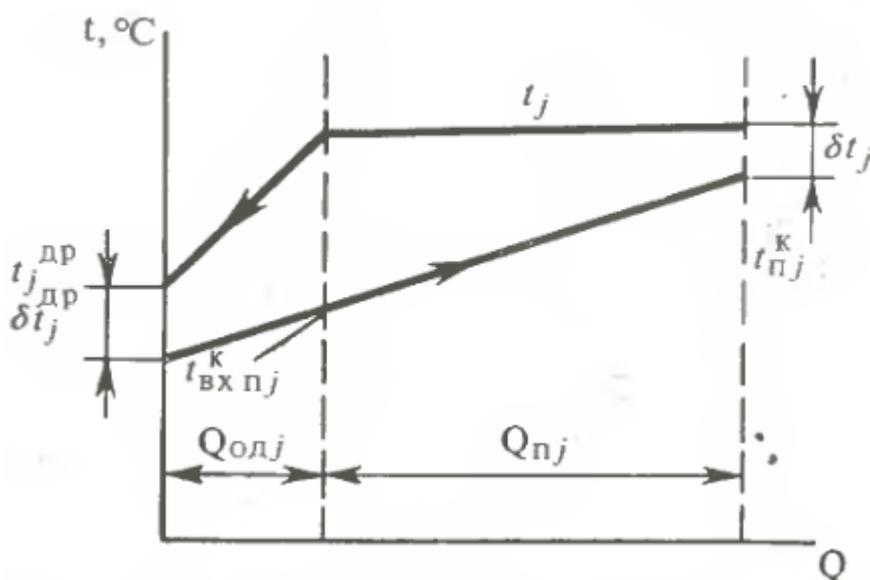


Рисунок П.2.4 –  $t, Q$ -диаграмма  $j$ -го регенеративного поверхностного подогревателя

Расчетом получаем:

- для питательного насоса (ПН):

$$\Delta p_{\text{ПН}} = 9 \text{ МПа}; \eta_{\text{ПН}} = 0,82; \Delta h_{\text{ПН}} = 12,1 \text{ кДж/кг}; \quad (\text{П.2.4})$$

- для конденсатного насоса I-го подъема (КНИ):

$$\Delta p_{\text{КНИ}} = 1,3 \text{ МПа}; \eta_{\text{КНИ}} = 0,76; \Delta h_{\text{КНИ}} = 1,7 \text{ кДж/кг}; \quad (\text{П.2.5})$$

- для конденсатного насоса II-го подъема (КНИI):

$$\Delta p_{\text{КНИ}} = 2,5 \text{ МПа}; \eta_{\text{КНИ}} = 0,78; \Delta h_{\text{КНИ}} = 2 \text{ кДж/кг}; \quad (\text{П.2.6})$$

- для дренажного насоса ПЗ (ДН2):

$$\Delta p_{\text{ДН2}} = 1,5 \text{ МПа}; \eta_{\text{ДН2}} = 0,76; \Delta h_{\text{ДН2}} = 2 \text{ кДж/кг}; \quad (\text{П.2.7})$$

- для дренажного насоса П1 (ДН1):

$$\Delta p_{\text{ДН1}} = 2 \text{ МПа}; \eta_{\text{ДН1}} = 0,76; \Delta h_{\text{ДН1}} = 2,6 \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.2.8})$$

Давление воды за подогревателями (строка 9 таблицы П.2.1) находят по напору питательного и конденсатного насосов с учетом гидравлических потерь по водяной стороне подогревателей.

Температуру нагреваемого конденсата или питательной воды на выходе из подогревателя определяют по температуре насыщения  $t_j$  и принятому недогреву  $\delta t_j$  (рисунок П.2.4), зависящему от цены материала, из которого изготавливается теплообменная поверхность подогревателя. Рассчитанные значения  $t_j^{\text{к}} = t_j - \delta t_j$  вносят в строку 11 таблицы П.2.1. Температуру дренажа после охладителей рассчитывают ( $t_j^{\text{др}} = t_{\text{вх}j}^{\text{к}} + \delta t_j^{\text{др}}$ ) и вносят в строку 7.

На входе в первый ПНД (П1) энтальпия конденсата:

$$h_{\text{вх П1}}^{\text{к}} = h_{\text{к}} + \Delta h_{\text{КН1}} + \Delta h_{\text{ОЭ+ЭУ}} + \Delta h_{\text{КН11}} = 132,5 \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.2.9})$$

На входе в ПВД (П5) энтальпия питательной воды:

$$h_{\text{ПН}}^{\text{к}} = h_{\text{Д}}^{\text{к}} + \Delta h_{\text{ПН}} = 706,7 \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.2.10})$$

#### 9. Определение расходов рабочего тела по схеме турбоустановки.

Для этого решают систему алгебраических уравнений, отражающих тепловые и материальные балансы элементов схемы. Как правило, это система линейных уравнений. В рассматриваемом примере нелинейными оказываются уравнения теплового баланса для точек смешения  $См1$ ,  $См2$  (рисунок П.2.1) потока основного конденсата с дренажами подогревателей П1 и ПЗ, заканчиваемыми сливными насосами ДН1 и ДН2. Обычно первоначально задают приближенные значения повышения энтальпии основного конденсата в точках смешения, затем решают систему уравнений (линейных) и проверяют принятые значения. При существенных различиях между значениями принятыми и полученными расчетом, решение системы уравнений повторяют при новых значениях повышения энтальпии в точках смешения.

В систему входят уравнения для всех элементов рассчитываемой схемы, включая сетевые подогреватели. Учитывая относительную независимость схемы теплофикационной установки от схемы регенеративного подогрева, целесообразно и соответствующие уравнения решать отдельно (см. п.6

Приложения 2). Сказанное имеет особое значение, если планируется провести расчеты нескольких вариантов, отличающихся параметрами только в схеме регенеративного подогрева (или только в схеме теплофикационной установки).

В данном примере наряду с расчетом отборов на сетевые подогреватели целесообразно также до решения системы уравнений найти расход пара на турбоприводы питательных насосов.

Мощность на валу приводных турбин:

$$N_{\text{ТП}} = \frac{\Delta h_{\text{ПН}} D_{\text{п.в}} \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{мех ТП}}} = 22,1 \text{ МВт.} \quad (\text{П.2.11})$$

Здесь  $\eta_{\text{мех ТП}} = 0,98$  – механический КПД турбопривода (с учетом потерь в соединительной муфте); повышение энтальпии воды в питательном насосе  $\Delta h_{\text{ПН}}$  рассчитано ранее.

С другой стороны:

$$N_{\text{ТП}} = D_{\text{ТП}}(h_{\text{ПП2}} - h_{\text{к ТП}}) \cdot 10^{-3}, \quad (\text{П.2.12})$$

где  $h_{\text{ПП2}}$  – энтальпия пара на входе в приводную турбину, равная энтальпии пара после СПП;  $h_{\text{к ТП}}$  – энтальпия пара в конденсаторе приводной турбины. Принимая давление в конденсаторе  $p_{\text{к ТП}} = 4,0$  кПа (по проекту) и значение внутреннего относительного КПД приводной турбины равным внутреннему относительному КПД ЦНД основной турбины, получим:  $h_{\text{к ТП}} = 2255$  кДж/кг. Из (П.2.12) определим расход пара на приводные турбины питательных насосов:  $D_{\text{ТП}} = 32,4$  кг/с.

Система уравнений теплового баланса, записанная применительно к рассчитываемым элементам схемы регенеративного подогрева, имеет вид:

- *подогреватель высокого давления П7:*

$$D_{\text{п.в}}(h_{\text{П7}}^{\text{к}} - h_{\text{П6}}^{\text{к}}) = D_7(h_1 - h_7^{\text{др}})\eta_7 + D_{\text{ПП2}}(h_{\text{ПП2}}^{\text{др}} - h_7^{\text{др}})\eta_7, \quad (\text{П.2.13})$$

где  $\eta_7$  – коэффициент, учитывающий тепловые потери; для данного и других подогревателей принимается таким же, что и в формуле (35);

- *подогреватель высокого давления П6:*

$$D_{\text{п.в}}(h_{\text{П6}}^{\text{к}} - h_{\text{П5}}^{\text{к}}) = D_6(h_{\text{II}} - h_6^{\text{др}})\eta_6 + D_{\text{ПП1}}(h_{\text{ПП1}}^{\text{др}} - h_6^{\text{др}})\eta_6 + D_7(h_7^{\text{др}} - h_6^{\text{др}})\eta_6 + D_{\text{ПП2}}(h_7^{\text{др}} - h_6^{\text{др}})\eta_6, \quad (\text{П.2.14})$$

- *подогреватель высокого давления П5:*

$$D_{\text{п.в}}(h_{\text{П5}}^{\text{к}} - h_{\text{ПН}}) = D_5(h_{\text{III}} - h_5^{\text{др}})\eta_5; \quad (\text{П.2.15})$$

- *деаэратор Д:*

$$D_{\text{д}}^{\text{к}} h_{\text{д}}^{\text{к}} + D_{\text{д}}^{\text{п}} h_{\text{д}}^{\text{п}} = D_{\text{д}} h_{\text{III}} + D_7 h_6^{\text{др}} + D_6 h_6^{\text{др}} + D_{\text{ПП2}} h_6^{\text{др}} + D_{\text{ПП1}} h_6^{\text{др}} + D_{\text{с}} h_{\text{с}}^{\text{др}} + D_{\text{ПН-д}}^{\text{упл}} h_{\text{ПН}}^{\text{упл}} + D_{\text{П4}}^{\text{к}} h_{\text{П46}}^{\text{к}}; \quad (\text{П.2.16})$$

где  $D_{\text{д}}^{\text{п}} = 5,2$  кг/с – расход пара из деаэратора на эжекторы и уплотнения;  
 $D_{\text{ПН-д}}^{\text{упл}} = 31,1$  кг/с – расход воды из уплотнений питательных насосов в деаэратор;  
 $h_{\text{ПН}}^{\text{упл}} = 354,9$  кДж/кг – энтальпия воды из уплотнений, рассчитанная на основе теплового баланса в уплотнениях питательных насосов;

- материальный баланс деаэратора:

$$D_{\text{д}}^{\text{к}} + D_{\text{д}}^{\text{п}} = D_{\text{д}} + D_7 + D_6 + D_{\text{ПП2}} + D_{\text{ПП1}} + D_{\text{с}} + D_{\text{ПН-д}}^{\text{упл}} + D_{\text{П4}}^{\text{к}}; \quad (\text{П.2.17})$$

- подогреватель низкого давления П4:

$$D_{\text{П4}}^{\text{к}} (h_{\text{П4}}^{\text{к}} - h_{\text{СМ2}}^{\text{к}}) = D_4 (h_{\text{IV}} - h_4^{\text{др}}) \eta_4 + D_{\text{ЦСД-4}}^{\text{упл}} (h_{\text{III}} - h_4^{\text{др}}) \eta_4 + D_5 (h_5^{\text{др}} - h_4^{\text{др}}) \eta_4, \quad (\text{П.2.18})$$

где  $D_{\text{ЦСД-4}}^{\text{упл}} = 1,4$  кг/с – расход пара из уплотнений ЦСД в П4; для первоначального расчета было принято  $h_{\text{СМ2}}^{\text{к}} = h_{\text{П3}}^{\text{к}} + \Delta h_{\text{СМ2}} = 554,1$  кДж/кг;

- материальный баланс смесителя СМ2:

$$D_{\text{П4}}^{\text{к}} = D_{\text{П3}}^{\text{к}} + D_3 + D_4 + D_{\text{ЦСД-4}}^{\text{упл}} + D_5 + D_{\text{Кл-3}}^{\text{упл}}; \quad (\text{П.2.19})$$

где  $D_{\text{Кл-3}}^{\text{упл}} = 0,4$  кг/с – расход пара из уплотнений штоков клапанов в П3;

- подогреватель низкого давления П3:

$$D_{\text{П3}}^{\text{к}} (h_{\text{П3}}^{\text{к}} - h_{\text{П2}}^{\text{к}}) = D_3 (h_{\text{V}} - h_3^{\text{др}}) \eta_3 + D_4 (h_4^{\text{др}} - h_3^{\text{др}}) \eta_3 + D_{\text{ЦСД-4}}^{\text{упл}} (h_4^{\text{др}} - h_3^{\text{др}}) \eta_3 + D_5 (h_4^{\text{др}} - h_3^{\text{др}}) \eta_3 + D_{\text{Кл-3}}^{\text{упл}} (h_0 - h_3^{\text{др}}) \eta_3, \quad (\text{П.2.20})$$

- подогреватель низкого давления П2:

$$D_{\text{П3}}^{\text{к}} (h_{\text{П2}}^{\text{к}} - h_{\text{СМ1}}^{\text{к}}) = D_2 (h_{\text{VI}} - h_2^{\text{др}}) \eta_2; \quad (\text{П.2.21})$$

для первоначального расчета было принято  $h_{\text{СМ1}}^{\text{к}} = h_{\text{П1}}^{\text{к}} + \Delta h_{\text{СМ1}} = 252,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

- материальный баланс смесителя СМ1:

$$D_{\text{П3}}^{\text{к}} = D_{\text{вхП1}}^{\text{к}} + D_1 + D_2 + D_{\text{ЦСД-1}}^{\text{упл}}; \quad (\text{П.2.22})$$

где  $D_{\text{ЦСД-1}}^{\text{упл}} = 0,9$  кг/с – расход пара из уплотнений ЦСД в П1;

- подогреватель низкого давления П1:

$$D_{\text{ВХ П1}}^{\text{К}}(h_{\text{П1}}^{\text{К}} - h_{\text{ВХ П1}}) = D_1(h_{\text{VII}} - h_1^{\text{ДР}})\eta_1 + D_2(h_2^{\text{ДР}} - h_1^{\text{ДР}})\eta_1 + D_{\text{ЦСД-1}}^{\text{УПЛ}}(h_{\text{III}} - h_1^{\text{ДР}})\eta_1; \quad (\text{П.2.23})$$

- сепаратор С:

$$D_{\text{ЦСД}}h_{\text{III}} = D_C h_C^{\text{ДР}} + (D_{\text{ЦСД}} - D_C)h_C^0; \quad (\text{П.2.24})$$

где  $D_{\text{ЦСД}}$  – расход пара после ЦСД турбины;

- материальный баланс ЦСД:

$$D_{\text{ЦСД}} = D_0 - D_{\text{ПП2}} - D_{\text{КЛ}}^{\text{ПР}} - D_{\text{ПП1}} - D_7 - D_6 - D_5 - D_{\text{Д}} - D_{\text{ПЗ}}^{\text{К}} - D_{\text{ЦСД}}^{\text{ПР}}; \quad (\text{П.2.25})$$

где  $D_{\text{ЦСД}}^{\text{ПР}} = 2,4$  кг/с – протечки пара через уплотнения ЦСД;  $D_{\text{КЛ}}^{\text{ПР}} = 1,8$  кг/с – протечки пара через уплотнения штоков клапанов турбины;

- первая ступень пароперегревателя ПП1:

$$(D_{\text{ЦСД}} - D_C)(h_{\text{ПП1}}^0 - h_C^0) = D_{\text{ПП1}}(h_1 - h_{\text{ПП1}}^{\text{ДР}})\eta_{\text{ПП1}}; \quad (\text{П.2.26})$$

- вторая ступень пароперегревателя ПП2:

$$(D_{\text{ЦСД}} - D_C)(h_{\text{ПП2}}^0 - h_{\text{ПП1}}^0) = D_{\text{ПП2}}(h_0 - h_{\text{ПП2}}^{\text{ДР}})\eta_{\text{ПП2}}. \quad (\text{П.2.27})$$

Система уравнений (П.2.13) ÷ (П.2.27) решается на ЭВМ, для чего необходимо задать матрицу коэффициентов, которая представлена в таблице П.2.2 (пустые места в таблице П.2.2 означают, что соответствующий коэффициент равен нулю).

Структура программы для решения системы уравнений на ЭВМ может быть следующей: а) ввод матрицы коэффициентов; б) обращение к программе решения системы линейных уравнений, имеющейся в пакете прикладных программ (ППП) конкретных ЭВМ; в) вывод результатов расчета на печать.

Принятые значения энтальпий потока основного конденсата после смесителя проверяют на основе соответствующих уравнений теплового баланса:

- для смесителя СМ2:

$$D_{\text{П4}}^{\text{К}} \cdot h_{\text{СМ2}}^{\text{К}} = D_{\text{ПЗ}}^{\text{К}} \cdot h_{\text{СМЗ}}^{\text{К}} + (D_3 + D_4 + D_{\text{ЦСД-4}}^{\text{УПЛ}} + D_5 + D_{\text{КЛ-3}}^{\text{УПЛ}}) \times (h_3^{\text{ДР}} - \Delta h_{\text{ДН2}}); \quad (\text{П.2.28})$$

- для смесителя СМ1:

$$D_{\text{ПЗ}}^{\text{К}} \cdot h_{\text{СМ1}}^{\text{К}} = D_{\text{ВХ П1}}^{\text{К}} \cdot h_{\text{П1}}^{\text{К}} + (D_1 + D_2 + D_{\text{ЦСД-1}}^{\text{УПЛ}}) \times (h_1^{\text{ДР}} - \Delta h_{\text{ДН1}}). \quad (\text{П.2.28})$$

Таблица П.2.2 – Матрица коэффициентов

Номер строки	Элементы системы	Рассчитываемые величины							
		$D_7$	$D_6$	$D_5$	$D_D$	$D_{П4}^K$	$D_4$	$D_{П3}^K$	$D_3$
		0	1	2	3	4	5	6	7
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	П7	$(h_1 - h_7^{AP})\eta_7 = 1775,3$							
1	П6	$(h_7^{AP} - h_6^{AP})\eta_6 = 98,2$	$(h_{II} - h_6^{AP})\eta_6 = 1810,7$						
2	П5			$(h_{III} - h_5^{AP})\eta_5 = 1812,8$					
3	Д	$h_6^{AP} = 786,5$	$h_6^{AP} = 786,5$		$h_{III} = 2547$	$h_{П4}^K = 653,2$			
4	Д	1	1		1	1			
5	П4			$(h_5^{AP} - h_4^{AP})\eta_4 = 153,9$		$h_{СМ2}^K - h_{П4}^K = -99,1$	$(h_{IV} - h_4^{AP})\eta_4 = 2254,1$		
6	СМ2			1		-1	1	1	1
7	П3			$(h_4^{AP} - h_3^{AP})\eta_3 = 2,6$			$(h_4^{AP} - h_3^{AP})\eta_3 = 2,6$	$h_{П2}^K - h_{П3}^K = -164,4$	$(h_V - h_3^{AP})\eta_3 = 2161,3$
8	П2							$h_{СМ1}^K - h_{П2}^K = -133,2$	
9	СМ1							-1	
10	П1								
11	С								
12	ЦСД	1		1					
13	ПП1								
14	ПП2								

Номер строки	Элементы системы	Рассчитываемые величины							
		$D_2$	$D_{\text{вхП1}}^{\text{к}}$	$D_1$	$D_{\text{с}}$	$D_{\text{цсд}}$	$D_{\text{пп1}}$	$D_{\text{пп2}}$	Свободный член
		8	9	10	11	12	13	14	15
1	2	11	12	13	14	15	16	17	18
0	П7							$(h_{\text{пп2}}^{\text{ап}} - h_7^{\text{ап}})\eta_7 = 308,9$	$D_{\text{п.в}}(h_{\text{п7}}^{\text{к}} - h_{\text{п6}}^{\text{к}}) = 184720$
1	П6						$(h_{\text{пп1}}^{\text{ап}} - h_6^{\text{ап}})\eta_6 = 208$	$(h_7^{\text{ап}} - h_6^{\text{ап}})\eta_6 = 98,2$	$D_{\text{п.в}}(h_{\text{п6}}^{\text{к}} - h_{\text{п5}}^{\text{к}}) = 173810$
2	П5								$D_{\text{п.в}}(h_{\text{п5}}^{\text{к}} - h_{\text{п4}}^{\text{к}}) = 110080$
3	Д				$h_{\text{с}}^{\text{ап}} = 795$		$h_6^{\text{ап}} = 786,5$	$h_6^{\text{ап}} = 786,5$	$D_{\text{д}}^{\text{к}}h_{\text{д}}^{\text{к}} + D_{\text{д}}^{\text{п}}h_{\text{д}}^{\text{п}} - 31,1h_{\text{пн}}^{\text{упл}} = 1262710$
4	Д				1		1	1	$D_{\text{д}}^{\text{к}} + D_{\text{д}}^{\text{п}} - D_{\text{пн-д}}^{\text{упл}} = 1787,2$
5	П4								$D_{\text{цсд-4}}^{\text{упл}}(h_4^{\text{ап}} - h_{\text{п4}})\eta_4 = -2758$
6	См2								$-D_{\text{цсд-4}}^{\text{упл}} - D_{\text{кл-3}}^{\text{упл}} = -1,8$
7	П3								$D_{\text{цсд-4}}^{\text{упл}}(h_3^{\text{ап}} - h_4^{\text{ап}})\eta_3 + D_{\text{кл-3}}^{\text{упл}}(h_3^{\text{ап}} - h_0)\eta_3 = -855$
8	П2	$(h_{\text{в1}} - h_2^{\text{ап}})\eta_2 = 2271,6$							
9	См1	1	1	1					$-D_{\text{цсд-1}}^{\text{упл}} = -0,9$
10	П1	$(h_2^{\text{ап}} - h_1^{\text{ап}})\eta_1 = 10,7$	$h_{\text{вхП1}} - h_{\text{п1}}^{\text{к}} = -118,5$	$(h_{\text{вп1}} - h_1^{\text{ап}})\eta_1 = 2125,8$					$D_{\text{цсд-1}}^{\text{упл}}(h_1^{\text{ап}} - h_{\text{п1}})\eta_1 = -2056,2$
11	С				$h_{\text{с}}^0 - h_{\text{с}}^{\text{ап}} = 1985,8$	$h_{\text{п1}} - h_{\text{с}}^0 = -233,8$			
12	Цсд					1	1	1	$D_0 + D_{\text{кл}}^{\text{пп}} - D_{\text{цсд}}^{\text{пп}} = 1785,8$
13	ПП1				$h_{\text{пп1}}^0 - h_{\text{с}}^0 = 65,2$	$h_{\text{с}}^0 - h_{\text{пп1}}^0 = -65,2$	$(h_1 - h_{\text{пп1}}^{\text{ап}})\eta_{\text{пп1}} = 1668,9$		
14	ПП2				$h_{\text{пп2}}^0 - h_{\text{пп1}}^0 = 92$	$h_{\text{пп1}}^0 - h_{\text{пп2}}^0 = -92$		$(h_0 - h_{\text{пп2}}^{\text{ап}})\eta_{\text{пп2}} = 1569,1$	

Расчетом получено  $h_{\text{СМЗ}}^{\text{к}} = 252,3$  кДж/кг;  $h_{\text{СМЗ}}^{\text{к}} = 252,3$  кДж/кг. В соответствии с этим результатом необходимо пересчитать коэффициент  $D_{\text{П4}}^{\text{к}}$  в уравнении (П.2.18) и его старое значение заменено новым в матрице коэффициентов (в таблице П.2.2 его место в 5-й строке и в 4-ом столбце; при вводе в память ЭВМ нового значения первый и второй индексы коэффициента соответственно равны 5 и 4).

Окончательные результаты расчета расходов пара и воды по схеме следующие (кг/с):

$$\begin{aligned} D_7 &= 91,7; D_6 = 81,5; D_5 = 60,7; D_{\text{д}} = 17,1; D_{\text{П4}}^{\text{к}} = 1309,0; D_4 = 53,0; \\ D_{\text{П3}}^{\text{к}} &= 1109,6; D_3 = 83,9; D_2 = 65,1; D_{\text{ВХП1}}^{\text{к}} = 989,8; D_1 = 53,9; \\ D_{\text{С}} &= 166,4; D_{\text{ЦСД}} = 1413,5; D_{\text{ПП1}} = 48,7; D_{\text{ПП2}} = 73,1. \end{aligned} \quad (\text{П.2.29})$$

### 10. Мощность турбины.

Расчет внутренних мощностей отсеков турбины приведен в таблице П.2.3. Используя значения таблицы П.2.3, получаем внутреннюю мощность турбины:

$$W_i = \sum_{j=1}^8 D_{\text{отс } j} \cdot \Delta h_{\text{отс } j} = 1086,2 \text{ МВт.} \quad (\text{П.2.30})$$

Расчетная мощность на клеммах генератора:

$$N_{\text{э.расч}} = W_i \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{Г}} = 1062,4 \text{ МВт.} \quad (\text{П.2.31})$$

КПД генератора и механический КПД турбокомпрессора приняты соответственно  $\eta_{\text{Г}} = 0,988$  и  $\eta_{\text{мех}} = 0,99$ .

Гарантированная электрическая мощность:

$$N_{\text{э.расч}} = 0,98 \cdot W_i = 1041,2 \text{ МВт.} \quad (\text{П.2.32})$$

Таблица П.2.3 – Внутренние мощности отсеков

Расход пара через отсек: $D_{\text{отс } j}$ , кг/с	Температурный перепад отсека $\Delta h_{\text{отс } j}$ , кДж/кг	Внутренняя мощность $D_{\text{отс } j} \cdot \Delta h_{\text{отс } j}$ , кВт
$D_{\text{отс } 1} = D_0 - D_{\text{ПП2}} - D_{\text{Кл}}^{\text{пр}} = 1715,1$	$h_0 - h_{\text{I}} = 102$	174940
$D_{\text{отс } 2} = D_{\text{отс } 1} - D_{\text{ПП1}} - D_7 = 1575,1$	$h_{\text{I}} - h_{\text{II}} = 65$	102382
$D_{\text{отс } 3} = D_{\text{отс } 2} - D_6 = 1493,6$	$h_{\text{II}} - h_{\text{III}} = 63$	94097
$D_{\text{отс } 4} = D_{\text{ЦСД}} - D_{\text{С}} - D_{\text{ТП}} + D_{\text{Кл-ЦНД}}^{\text{упл}} = 1215,9$	$h_{\text{ПП2}}^{\text{о}} - h_{\text{IV}} = 106$	128885
$D_{\text{отс } 5} = D_{\text{отс } 4} - D_{\text{Т3}} - D_4 = 1150,4$	$h_{\text{IV}} - h_{\text{V}} = 98$	112739
$D_{\text{отс } 6} = D_{\text{отс } 5} - D_{\text{Т2}} - D_3 = 1042,9$	$h_{\text{V}} - h_{\text{VI}} = 187$	195022
$D_{\text{отс } 7} = D_{\text{отс } 6} - D_{\text{Т1}} - D_2 = 961,7$	$h_{\text{VI}} - h_{\text{VII}} = 159$	152911
$D_{\text{отс } 8} = D_{\text{отс } 7} - D_1 = 907,8$	$h_{\text{VII}} - h_{\text{к}} = 138$	125276

### 11. Проверка материального баланса турбоустановки.

Она обычно проводится посредством определения расхода воды после конденсатора двумя способами: исходя из известного расхода пара на турбину и на основе величины расхода питательной воды.

В первом случае, имея в виду уравнения в 1-м столбце таблицы П.2.3, получим:

$$D_{\text{к}} = D_{\text{отс 8}} + D_{\text{ОЭ+ЭУ}} + D_{\text{ЦНД-к}}^{\text{упл}} + D_{\text{ЦСД-к}}^{\text{упл}} + D_{\text{Кл-к}}^{\text{упл}} + D_{\text{ОЭ.ТП}} + \sum_{l=1}^3 D_{\text{Тл}} + D_{\text{ПШ-к}}^{\text{упл}} + D_{\text{ТП}} = 1023 \text{ кг/с.} \quad (\text{П.2.33})$$

Во втором случае, учитывая решение системы (П.2.13) ÷ (П.2.27), имеем:

$$D_{\text{к}} = D_{\text{вхП1}}^{\text{к}} + D_{\text{ПН}}^{\text{упл}} = 1023 \text{ кг/с,} \quad (\text{П.2.34})$$

т.е. все потоки в расчетной схеме учтены правильно. Здесь  $D_{\text{ПН}}^{\text{упл}} = 25,2 \text{ кг/с}$  – расход воды после КНПна уплотнения питательных насосов;  $D_{\text{ОЭ.ТП}}$  – расход пара деаэратора на основной эжектор конденсатора турбопривода.

12. Расход электроэнергии на привод насосов конденсатно-питательного тракта.

КПД электроприводов всех насосов  $\eta_{\text{пр}} = 0,86$ :  
для конденсатных насосов первого подъема:

$$N_{\text{КН1}} = \Delta h_{\text{КН1}} \cdot \frac{D_{\text{к}}}{\eta_{\text{пр}}} = 2 \text{ МВт;} \quad (\text{П.2.35})$$

для конденсатных насосов второго подъема:

$$N_{\text{КН2}} = \Delta h_{\text{КН2}} \cdot \frac{D_{\text{к}}}{\eta_{\text{пр}}} = 3,8 \text{ МВт;} \quad (\text{П.2.36})$$

для дренажных насосов ДН1:

$$N_{\text{ДН1}} = \Delta h_{\text{ДН1}} \cdot \frac{D_{\text{ПШ}}^{\text{др}}}{\eta_{\text{пр}}} = 0,4 \text{ МВт;} \quad (\text{П.2.37})$$
$$D_{\text{ПШ}}^{\text{др}} = D_1 + D_{\text{ЦВД-1}}^{\text{упл}} + D_2;$$

для дренажных насосов ДН2:

$$N_{\text{ДН2}} = \Delta h_{\text{ДН2}} \cdot \frac{D_{\text{П3}}^{\text{др}}}{\eta_{\text{пр}}} = 0,5 \text{ МВт;} \quad (\text{П.2.37})$$
$$D_{\text{П3}}^{\text{др}} = D_3 + D_{\text{ЦВД-3}}^{\text{упл}} + D_4 + D_5.$$

Суммарный расход электроэнергии на собственные нужды турбоустановки:

$$N_{\text{э.с.н}} = 6,7 \text{ МВт.} \quad (\text{П.2.38})$$

### 13. Показатели тепловой экономичности.

Расход теплоты на турбоустановку для производства электроэнергии:

$$Q_э = Q_0 - Q_T = D_0(h_0 - h_{п.в}) - Q_T = 3117,0 \text{ МВт}, \quad (\text{П.2.39})$$

где  $h_{п.в} = h_{п7}^к$  – энтальпия питательной воды;  $Q_T$  – количество теплоты, отведенной от турбины для внешнего потребления.

Удельный расход теплоты *брутто* на производство электроэнергии:

$$q_э = \frac{Q_э}{(N_э - N_{ТП})} = 2,931 \text{ кВт/кВт}. \quad (\text{П.2.40})$$

Электрический КПД *брутто*:

$$\eta_э = \frac{(N_э - N_{ТП})}{Q_э} = 34,1 \%. \quad (\text{П.2.41})$$

Электрический КПД *нетто*:

$$\eta_{энт} = \frac{(N_э - N_{с.н})}{Q_э} = 33,2 \%. \quad (\text{П.2.42})$$

### 14. Вариантные расчеты.

Такие расчеты проводятся при всевозможных исследованиях схемы турбоустановки, например, при определении влияния какого-либо параметра на экономичность схемы. В этих случаях использование ЭВМ совершенно необходимо. Для вариантных расчетов удобным может оказаться и способ решения системы уравнений с помощью ЭВМ, рассмотренный в примере.

Простота этого способа – важное преимущество по сравнению со сложными математическими моделями турбоустановок, если в рассчитываемых вариантах расходы пара в отсеках турбины меняются незначительно, что позволяет оставлять неизменными параметры процесса расширения пара в турбине ( $h,s$ -диаграмму). В этом случае для расчета нового варианта необходимо лишь учесть изменение того или иного параметра, пересчитав значения зависимых от этого параметра коэффициентов системы уравнений (таблица П.2.2). Замена значений некоторых коэффициентов в уже введенной в память ЭВМ матрице – несложная процедура.

Рассмотренный способ может быть использован и при определении расхода пара на турбину по заданной электрической мощности установки. Предположим, что мы хотим рассчитать ту же схему турбоустановки, но при расходе пара на турбину  $D_0 = 1720 \text{ кг/с}$  (задачей может быть обеспечение электрической мощности, близкой к 1000 МВт). В матрице таблицы П.2.2 для этого необходимо изменить значения коэффициентов, в выражениях которых

содержится  $D_{п.в} = D_0$ ; индексы этих коэффициентов (номера строк и столбцов в таблице П.2.2) следующие: 0,15; 1,15; 2,15; 3,15; 4,15; 12,15.

Предварительно следует рассчитать новое значение расхода пара на турбоприводы питательных насосов:  $D_{ТП} = 31$  кг/с. Реализовав ввод новых значений коэффициентов в память ЭВМ и сделав повторное обращение к программе решения системы линейных уравнений, получим следующие расходы рабочего тела по схеме (кг/с):  $D_7 = 87,9$ ;  $D_6 = 78,3$ ;  $D_5 = 58,4$ ;  $D_4 = 16,9$ ;  $D_{П4}^к = 1257,4$ ;  $D_4 = 50,9$ ;  $D_{П3}^к = 1065,8$ ;  $D_3 = 80,5$ ;  $D_2 = 62,5$ ;  $D_{вхП1}^к = 950,7$ ;  $D_1 = 51,7$ ;  $D_С = 159,8$ ;  $D_{ЦСД} = 1357,4$ ;  $D_{ПП1} = 46,8$ ;  $D_{ПП2} = 70,2$ .

Далее можно рассчитать  $W_i = 1042,7$  МВт;  $N_э = 999,6$  МВт;  $Q_0 = 2990,4$  МВт;  $q_э = 2,929$ ;  $\eta_э = 34,1$  % .

Еще один аспект, который следует учитывать при оптимизации параметров турбоустановок и электростанций, и на который здесь обратим внимание, – это использование универсальных математических моделей. Такие модели, реализованные на современных ЭВМ, созданы в настоящее время в ряде организаций страны: ЦНИИ комплексной автоматизации, Сибирском энергетическом институте сибирского отделения АН СССР, МЭИ и др.

С помощью указанных моделей возможен расчет тепловых схем, разнообразных по своему составу, структуре и характеристикам.

Математические модели создаются, прежде всего, для облегчения и ускорения труда расчетчика и проектировщика. Использование математических моделей турбоустановок или электростанций позволяет более обоснованно выбирать значение многочисленных параметров. В итоге повышается эффективность сооружаемых электростанций; определенный экономический эффект достигается и на стадии проектирования.

**Пример выполнения курсового проекта «Расчет тепловой схемы одноконтурной АЭС с турбоустановками К-750-65/3000»**

1. *Постановка задачи.* Расчет приведен для турбоустановки К-750-65/3000 (К-750-6,4/50) для одноконтурной АЭС с реактором РБМК-1500. По первоначальному техническому проекту основные расчетные данные были следующими: тепловая мощность реактора  $Q_p = 1500$  МВт; давление пара перед турбиной –  $p_0 = 6,4$  МПа; степень сухости пара –  $x_0 = 0,995$ ; давление перед сепаратором –  $p_{\text{ЦСД}} = 0,5$  МПа; температура промежуточного перегрева –  $t_{\text{ПП}} = 263^\circ\text{C}$ ; давление в конденсаторе –  $p_{\text{ЦСД}} = 0,005$  МПа; давление в деаэраторе –  $p_d = 0,69$  МПа; температура питательной воды –  $t_{\text{п.в}} = 173,9^\circ\text{C}$ . В этих условиях гарантированная электрическая мощность составляет  $N_{\text{э}} = 736200$  кВт; удельный расход теплоты на выработку электроэнергии  $q_0 = 2,964$  кВт/кВт; электрический КПД брутто –  $\eta_{\text{э}} = 33,7\%$ . В проекте была принята установка после деаэратора поверхностных охладителей дренажей обеих ступеней промежуточного пароперегревателя и каскадный слив дренажей всех ПНД в конденсатор. Требуется рассчитать тепловую схему турбоустановки, изображенную на рисунке П.3.1, при условии:

- а) замены охладителя дренажа первой ступени промежуточного перегревателя на ПВД, в результате чего температура питательной воды повышается до  $t_{\text{п.в}} = 180,5^\circ\text{C}$ ;
- б) применения слива в конденсатор дренажа ПНД только для первого по ходу воды;
- в) установки двух дренажных насосов и соответственно удаления двух охладителей дренажа ПНД;
- г) увеличения температурных напоров в обеих ступенях промперегрева (до  $40^\circ\text{C}$ );
- д) увеличения температурных напоров во всех ПНД.

Рассчитать мощность, удельный расход теплоты и электрический КПД брутто и нетто следует при неизменной тепловой мощности реактора.

2. *Расчетная схема* (рисунок П.3.1).

Все подогреватели пронумерованы арабскими цифрами по ходу нагреваемой воды (от П1 до П6), за исключением пятого подогревателя, которым является деаэратор (Д5). Отборы греющих паров пронумерованы римскими цифрами по ходу пара в турбине.

3.  *$h,s$ -диаграмма процесса расширения пара в турбине* (рисунок П.3.2). Принятые в задании изменения в тепловой схеме меняют расходы пара по отсекам турбины не более чем на 1,5%. Это позволяет сохранить неизменным процесс расширения пара в ЦВД и внутренние относительные КПД по отсекам ЦНД. Процесс расширения пара в ЦНД пересчитан в связи с изменением температурного напора и соответственно температуры пара на выходе промперегревателя. Для сопоставления на рисунке П.3.2 пунктиром показан процесс расширения пара по проекту.

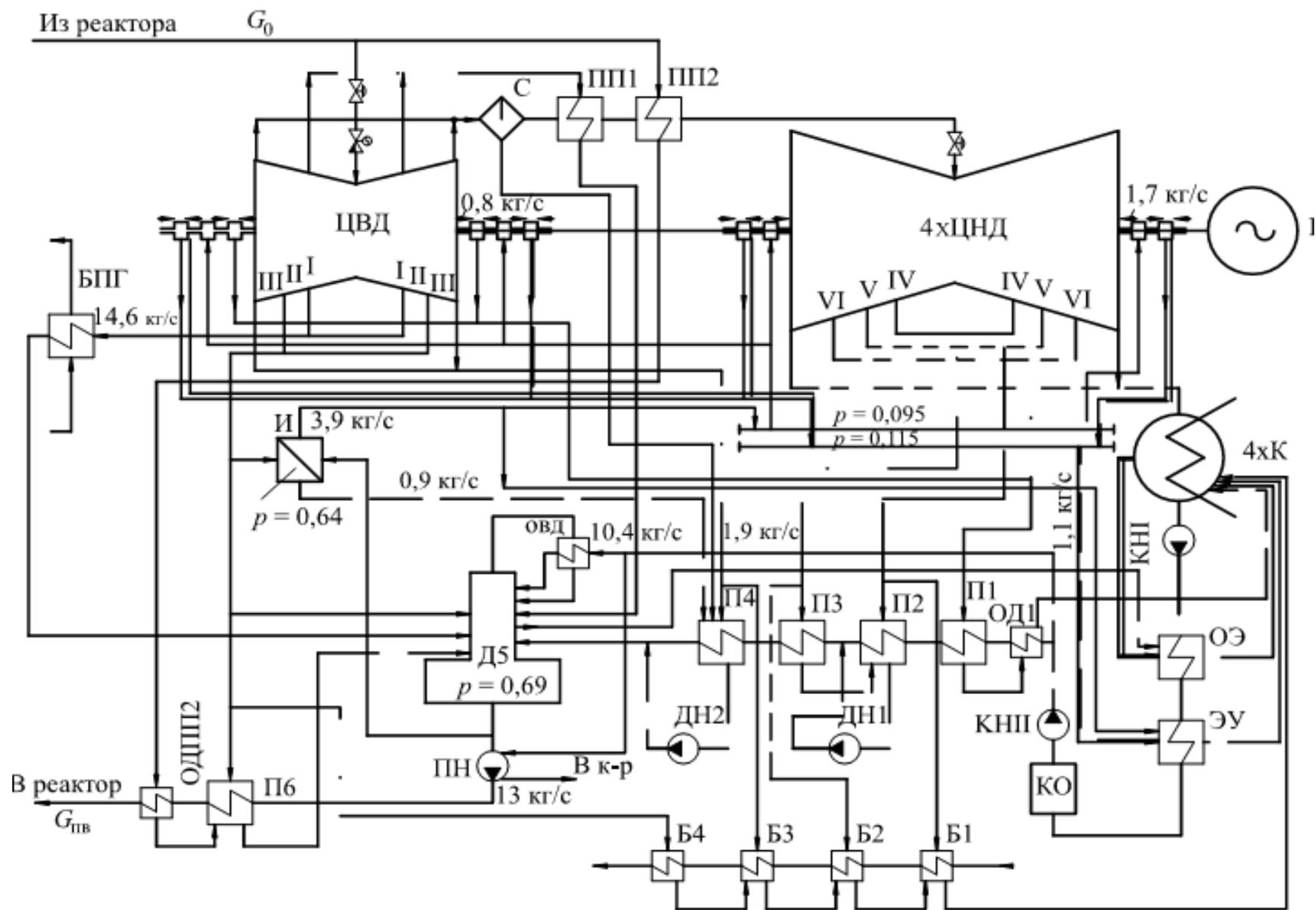


Рисунок П.3.1 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-750-65/3000

4. *Таблица расчетных данных.* Основные исходные данные, также как и основные результаты, получаемые в процессе расчета, удобно сводить в таблицу П.3.1. Здесь в горизонтальных строках приведены основные параметры рабочего тела (задаваемые и рассчитываемые); в вертикальных столбцах в последовательности номеров отборов даны условные обозначения основных элементов схемы. Данные в строках 1, 2, 3 вносятся с рисунков П.3.1 и П.3.2 – номера отборов, давления и энтальпии пара в них. Давления в подогревателях (строка 4) определяют по давлениям в отборах с учетом гидравлических потерь. В строку 5 внесены значения температур насыщения, отвечающие этим давлениям. Далее таблицу заполняют по мере получения данных.

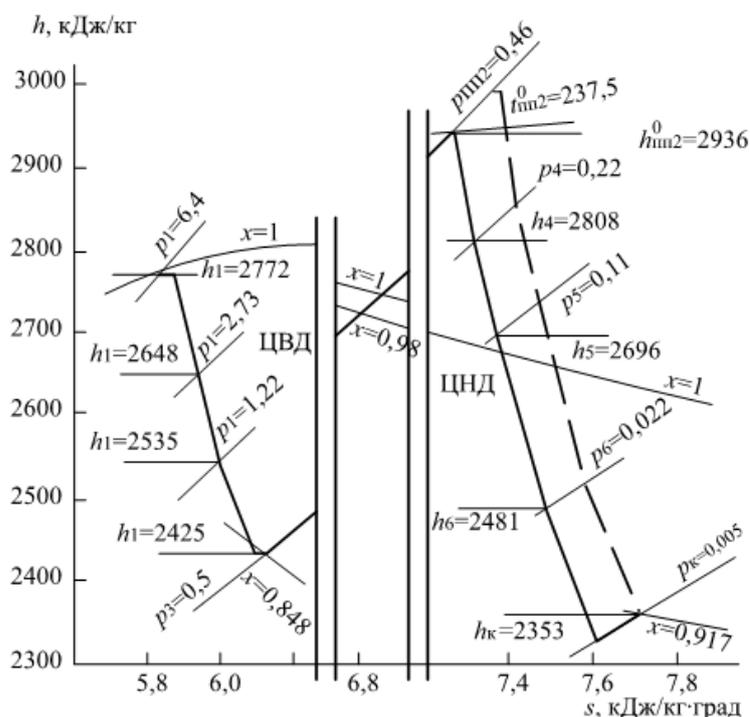


Рисунок П.3.2 –  $h,S$  - диаграмма процесса расширения пара в турбине К-750-65/3000

Во всех расчетных уравнениях параметры сред имеют нижние индексы, отвечающие условному обозначению рассчитываемого элемента (см. рисунки П.3.1 и таблицу П.3.1), и верхние индексы, обозначающие среду.

5. *Материальный баланс АЭС.* При заданной тепловой мощности реактора расход пара на турбину (далее все расходы рабочего тела, в том числе пара, питательной воды обозначаются через  $G$ ):

$$G_0 = \frac{Q_0}{h_0 - h_{ПЗВ}}, \quad (\text{П.3.1})$$

где  $Q_0 = Q_p/2$ , так как реактор вырабатывает пар на две турбины. Кроме того, в уравнении (П.3.1):  $h_0$  и  $h_{ПЗВ}$ , кДж/кг – энтальпии острого пара и питательной воды (определяются по температуре и давлению питательной воды. Из расчета получаем  $G_0 = 1166$  кг/с. Расход питательной воды больше расхода пара на турбину в связи с наличием протечек реакторной воды у ГЦН и с подачей пара реактора в

*барботер*<sup>2</sup> – для поддержания последнего в разогретом состоянии. По проекту эти статьи расхода составляют соответственно 8 и 10 кг/с. Следовательно, расход питательной воды в реактор:

$$G_{ПЗв} = D_0 + 18 = 1184 \text{ кг/с.} \quad (\text{П.3.2})$$

На уплотнение ГЦН из линии за конденсатным насосом второго подъема подается 32 кг/с конденсата. В сумме с протечками циркулирующей реакторной воды (8 кг/с) от ГЦН отводится 40 кг/с. Из этого количества 20 кг/с сбрасывается в систему *трапных*<sup>3</sup> вод АЭС и восполняется подачей добавочной обессоленной воды в конденсатор, остальные 20 кг/с сбрасываются непосредственно в конденсатор.

б. *Расчеты внешнего потребления теплоты.* Такой расчет проводят по группам потребителей с последующим суммированием расходов теплоты: а) основное количество теплоты требует бойлерная установка с теплообменниками Б4, Б3, Б2, Б1 (рисунок П.3.1) для нагрева воды промежуточного контура, связанного через свои теплообменники с сетевой водой для потребителей. Расход воды в промежуточном контуре  $G_{ПЗк} = 258 \text{ кг/с}$ , начальная ( $t_{Б0}^k = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ) и конечная ( $t_{Б4}^k = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ ) температуры её приняты по проекту. Для любой (первой) ступени бойлерной установки уравнение теплового баланса имеет вид:

$$G_{ПЗк}(h_{Бl}^k - h_{Бl-1}^k) = G_{Бl}(h_{Бl}^{\text{отб}} - h_{Бl}^{\text{отб}})\eta_{Бl} + G_{Бl+1}^{\text{дрп}}(h_{Бl+1}^{\text{дрп}} - h_{Бl}^{\text{дрп}})\eta_{Бl}, \quad (\text{П.3.3})$$

где  $h_{Бl}^k$  – энтальпия воды промконтура на выходе из первой ступени;  $G_{Бl}$  – расход греющего пара на первую ступень;  $h_{Бl}^{\text{отб}}$  – энтальпия греющего пара;  $G_{Бl+1}^{\text{дрп}}$  – расход дренажа из первой ступени;  $h_{Бl}^{\text{дрп}}$  – энтальпия дренажа первой ступени;  $\eta_{Бl}$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты. Для четвертой ступени (Б4) второе слагаемое в правой части) П.3.3) отсутствует. Результаты выполняемых расчетов вносят в столбцы 6, 10, 14 и 16 таблицы П.3.1. как это видно из расчетной схемы и соответственно из таблицы П.3.1, бойлерная установка питается из отборов II, III, IV и V. энтальпии греющих паров были внесены в таблицу П.3.1 ранее, энтальпии их дренажей берут по таблицам воды и водяного пара и вносят в строку 8.

Температуры и энтальпии нагреваемой воды по отдельным ступеням установки вносят в строки 11 и 12 в соответствии с температурой греющего пара и принимаемыми минимальными температурными напорами (строка 10) с оценкой давления среды. Расходы греющих паров (строка 14) определяют последовательно по ступеням КПД, начиная с последней (Б4), учитывая каскадный слив дренажей. Для данного примера получаем:  $G_{Б4} = 11,6 \text{ кг/с}$ ;  $G_{Б3} = 15,5 \text{ кг/с}$ ;  $G_{Б2} = 7,9 \text{ кг/с}$ ;  $G_{Б1} = 5,9 \text{ кг/с}$ .

<sup>2</sup>**Барботер**– устройство для пропускания через слой жидкости пузырьков газа или пара. Он представляет собой расположенные по дну аппарата трубы с отверстиями.

<sup>3</sup>**Трапные воды АЭС** – это воды, собираемые в приемках всех помещений реакторного отделения отделения АЭС после дезактивации этих помещений путём обмывки.

Таблица П.3.1 – Параметры рабочего тела в элементах тепловой схемы турбоустановки К-750-65/3000

№ строк	Параметры среды и размерности	Элементы тепловой схемы (условные обозначения см. на рисунке П.3.1)																		
		Пр*	ПП2	ПП1	БПГ	И	Б4	П6	Д5	СН	Б3	П4	Пр**	С	Б2	ПЗ+ОДЗ	Б1	П2	П1+ОД1	К
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
<b>Греющий пар</b>																				
1	Номер отбора	0	0	I	I	II	II	II	II	II	III	III	III	III	IV	IV	V	V	VI	-
2	Давление в отборе, МПа	6,4	6,4	2,73	2,73	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	0,5	0,5	0,5	0,5	0,22	0,22	0,11	0,11	0,022	-
3	Энтальпия, кДж/кг	2772	2772	2648	2648	2535	2535	2535	2535	2535	2425	2425	2425	2425	2808	2808	2696	2696	2481	2353
4	Давление в подогревателе, МПа	-	6,18	2,62	2,59	0,88	1,15	1,16	0,69	-	0,46	0,46	-	0,49	0,20	0,20	0,10	0,10	0,02	0,005
5	Температура насыщения в подогревателе, °С	-	277,5	226,4	225,9	174,5	185,9	186,3	164,2	-	149,0	149,0	-	150,5	120,5	120,5	99,9	99,9	59,9	32,5
<b>Дренаж греющего пара</b>																				
6	Минимальное значение температурного напора, °С	-	-	-	-	-	-	12	-	-	-	-	-	-	-	10	-	-	10	-
7	Температура, °С	-	277,5	226,4	225,9	174,5	185,9	176,8	-	99,0	149,0	149,0	-	150,5	120,5	105,4	99,9	99,9	44,2	31,5
8	Энтальпия, кДж/кг	-	1224	973	971	739	789	749	-	415	628	628	-	634	506	442	419	419	185	132
<b>Обогреваемая среда на выходе</b>																				
9	Давление, МПа	-	0,46	0,47	-	0,64	-	8,5	0,69	-	-	1,0	-	0,48	-	1,15	-	1,3	1,45	-
10	Минимальное значение температурного напора, °С	-	40	40	-	-	25,9	10	-	-	7	7	-	-	5,5	7	4,8	5	5	-
11	Температура, °С	-	237,5	186,4	-	-	160,0	176,3	164,2	-	142,0	142,0	-	-	115,0	113,5	95,1	94,9	54,9	-
12	Энтальпия, кДж/кг	-	2936	2828	-	2759	676	751	694	-	598	598	-	2726	483	477	400	398	231	-
<b>Расход греющего пара</b>																				
13	Принятые, кг/с	1,2	-	-	14,6	-	-	-	-	12,5	-	-	0,8	-	-	-	-	-	-	-
14	Рассчитанные, кг/с	-	53,2	45,9	-	4,5	11,6	31,3	42	-	15,5	53,6	-	879,3	7,9	25,7	5,9	49,4	24,2	642,5

Суммарный расход теплоты на бойлерную установку:

$$\text{а) } Q_{\text{Б}} = \sum_{=1} G_{\text{Бл}}^4 (h_{\text{Бл}}^{\text{отб}} - h_{\text{Бл}}^{\text{др}}) = 5,9(2696 - 419) + 7,9(2808 - 419) + 11,6(2535 - 419) = 87\,945 \text{ кВт}; \quad (\text{П.3.4})$$

б) для снабжения внешнего потребителя насыщенным паром на АЭС предусмотрена установка парогенератора, выдающего нерадиоактивный пар за счет обогрева водой своего промежуточного контура. Вода в промежуточном контуре нагревается паром первого (I) отбора в специальном бойлере парогенератора (БПГ) (столбец 4).

При принятом по проекту расходе пара 14,6 кг/с (строка 13) расход теплоты на этот элемент:

$$Q_{\text{БПГ}} = G_{\text{БПГ}} (h_{\text{БПГ}}^{\text{отб}} - h_{\text{БПГ}}^{\text{др}}) = 14,6 (2648 - 971) = 24455 \text{ кВт}; \quad (\text{П.3.5})$$

в) расход теплоты на собственные нужды (СН) станции (в том числе на спецводоочистку) рассчитан для расхода отборного пара по проекту 12,5 кг/с (см. строку 13 столбца 9) по уравнению:

$$Q_{\text{СН}} = G_{\text{СН}} (h_{\text{СН}}^{\text{отб}} - h_{\text{СН}}^{\text{др}}) = 12,5 (2535 - 415) = 26500 \text{ кВт}; \quad (\text{П.3.6})$$

г) количеству теплоты, отдаваемому внешним потребителям, следует также прибавить (поскольку это не связано с производством электроэнергии) расход теплоты на барботер:

$$Q_{\text{барб}} = G_{\text{барб}} (h_0 - h_{\text{барб}}) = 10 (2772 - 2682) = 900 \text{ кВт}, \quad (\text{П.3.7})$$

и расход теплоты на подогрев добавочной воды (начальная температура воды около 28°C):

$$Q_{\text{ДВ}} = G_{\text{ДВ}} (h_{\text{ПЗВ}} - h_{\text{ДВ}}) = 20 (770 - 120) = 13000 \text{ кВт}. \quad (\text{П.3.8})$$

Суммарный расход теплоты на внешнее потребление:

$$Q_{\text{внеш}} = 152\,800 \text{ кВт}. \quad (\text{П.3.9})$$

7. *Расходы пара на уплотнения вала турбины, штоков регулирующего и стопорного клапанов (клапаны А и Б) и на эжекторы.* Расходы определяются расчетом соответствующих устройств. В нашем примере их численные значения взяты по проектным данным турбоустановки и приведены на расчетной схеме (рисунок П.3.1). В отсутствие проекта необходимые численные значения могут быть взяты из проектов однотипных турбоустановок, близких по мощности и параметрам к рассчитываемой.

Основной эжектор (ОЭ) питается паром из деаэратора с расходом 1,9 кг/с. Кроме того, для выработки относительно чистого пара для подачи на уплотнения и в качестве рабочего тела на эжектор уплотнений (ЭУ) в схеме предусмотрен испаритель (И) (столбец 5 в таблице П.3.1), питательной водой для которого служит конденсат после деаэратора с энтальпией 694 кДж/кг. Расход первичного пара из отбора II турбины на испаритель (И) определяют из уравнения теплового баланса этого элемента:

$$G_{\text{И}}^{\text{к}}(h_{\text{И}} - h_{\text{Д}}^{\text{к}}) + pG_{\text{И}}^{\text{к}}(h_{\text{И}}' - h_{\text{Д}}^{\text{к}}) = G_{\text{И}}(h_{\text{И}} - h_{\text{И}}^{\text{др}})\eta_{\text{И}}, \quad (\text{П.3.10})$$

где  $G_{\text{И}}^{\text{к}}$  – паропроизводительность испарителя;  $h_{\text{И}} = 2759$  кДж/кг,  $h_{\text{И}}' = 681$  кДж/кг – энтальпии вторичного пара и продувочной воды, определяемые по давлению в испарителе;  $p = 0,01$  – относительная величина продувки;  $h_{\text{И}}^{\text{др}}$  – энтальпия дренажа испарителя, определяемая по давлению греющего пара с учетом потерь в трубопроводах и клапанах. Из расчета получаем  $G_{\text{И}} = 4,5$  кг/с и вносим в столбец 5 таблицы П.3.1.

Из рисунка П.3.1 видно, что на уплотнения ЦВД из коллектора (давление 0,115 МПа) подается 0,2 кг/с пара; из них 0,1 кг/с вместе с подсосываемым воздухом отводится эжектором уплотнений, а оставшиеся 0,1 кг/с соединяются с протечками пара из ЦВД (0,8 кг/с, см. столбец 12). Следовательно,  $G_{\text{ЦВД}}^{\text{упл}} = 0,9$  кг/с.

Из баланса смешения определяют энтальпию суммарного потока:  $h_{\text{ЦВД}}^{\text{упл}} = \frac{(0,8 \cdot 2425 + 0,1 \cdot 2759)}{0,9} = 2462$  кДж/кг, где энтальпии пара уплотнений берут из таблицы П.3.1 (столбец 5 для пара испарителя). Баланс расходов пара для уплотнений ЦВД и штоков клапанов аналогичен (рисунок П.3.1).

Определить величины подогрева основного конденсата в конденсаторах пара эжекторов можно на основе соответствующих балансовых уравнений, если известен теплоперепад, срабатываемый в эжектирующих устройствах. Обычно эти величины не рассчитываются. В данном примере принято:  $\Delta h_{\text{ОЭ+ЭУ}} = 9$  кДж/кг.

8. *Параметры сред в системе регенерации.* Напоры насосов тракта питательной воды и конденсата определяют в соответствии со справочными данными, причем насосов принимают по проекту турбоустановки или оценивают. Повышение энтальпии воды в насосах:

$$\Delta h_{\text{нас}} = \Delta p_{\text{нас}} v_{\text{к}} \cdot 10^3 / \eta_{\text{нас}}, \quad (\text{П.3.11})$$

где  $v_{\text{к}}$  – удельный объем перекачиваемой воды, м<sup>3</sup>/кг.

Из расчета получаем:

- для питательного насоса (ПН):  $\Delta p_{\text{ПН}} = 8$  МПа;  $\eta_{\text{ПН}} = 0,82$ ;  $\Delta h_{\text{ПН}} = 10,8$  кДж/кг;

- для конденсатного насоса 1-го подъема (КН1):  $\Delta p_{\text{КН1}} = 1,3$  МПа;  $\eta_{\text{КН1}} = 0,76$ ;  $\Delta h_{\text{КН1}} = 1,7$  кДж/кг;

- для конденсатного насоса 2-го подъема (КН2):  $\Delta p_{\text{КН2}} = 2,5 \text{ МПа}; \eta_{\text{КН2}} = 0,78; \Delta h_{\text{КН2}} = 3,2 \text{ кДж/кг};$

- для дренажного насоса (ДН2):  $\Delta p_{\text{ДН2}} = 1,2 \text{ МПа}; \eta_{\text{ДН2}} = 0,76; \Delta h_{\text{ДН2}} = 1,7 \text{ кДж/кг};$

- для дренажного насоса (ДН1):  $\Delta p_{\text{ДН1}} = 1,5 \text{ МПа}; \eta_{\text{ДН1}} = 0,76; \Delta h_{\text{ДН1}} = 2 \text{ кДж/кг}.$

Давление воды в подогревателях (строка 9 таблицы П.3.1) определяют по напору питательного и конденсатных насосов с учетом гидравлических потерь по водяной стороне подогревателей.

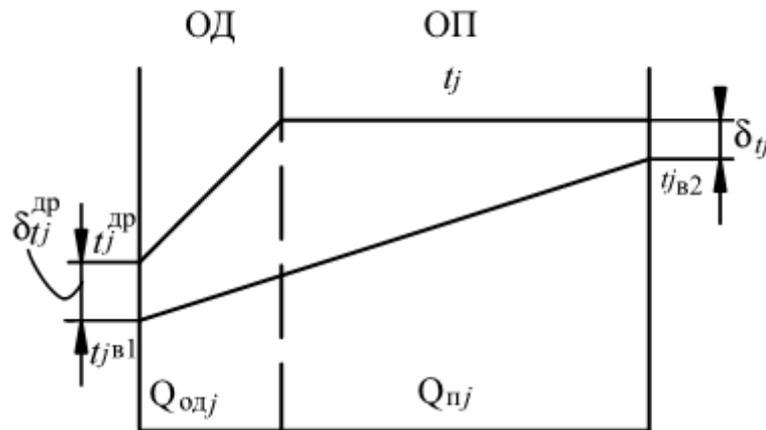


Рисунок П.3.3 –  $t, Q$ -диаграмма  $j$ -го регенеративного подогревателя с охладителем дренажа ( $j$ -номер подогревателя)

Температуры нагреваемого конденсата или питательной воды на выходе из подогревателя определяют по температурам насыщения в подогревателе и принятым минимальным значениям температурных напоров:  $t_j^к = t_j - \delta t_j$  (рисунок П.3.3) и вносят в строку 11 таблицы П.3.1. рекомендуемые значения при современных ценах на конструкционные материалы приведены в строках 6 и 10 таблицы П.3.1. температуры дренажей после охладителей определяются как  $t_j^{\text{др}} = t_{\text{вх}j}^к + \delta t_j^{\text{др}}$  и записываются в строку 7. Энтальпия конденсата на входе в 1-й ПНД (П1) составляет:

$$h_{\text{вхП1}}^к = h_k + \Delta h_{\text{КН1}} + \Delta h_{\text{ОЭ+ЭУ}} + \Delta h_{\text{КН2}}. \quad (\text{П.3.12})$$

Расчет дает 146 кДж/кг. Энтальпия питательной воды на входе в ПВД (П6) составляет:

$$h_{\text{вхП6}}^к = h_{\text{д}}^к + \Delta h_{\text{ПН}} = 704,8 \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.13})$$

Однако подаваемая на уплотнение питательного насоса холодная вода (рисунок П.3.1) несколько снижает энтальпию питательной воды, которая в дальнейшем расчете принята равной  $h_{\text{вхП6}}^к = 701 \text{ кДж/кг}.$

9. *Определение расходов рабочего тела по элементам схемы.*

Определение производят на основе уравнений тепловых и материальных балансов. Необходимо выбрать порядок решения этих уравнений. Начинают с последнего по ходу питательной воды регенеративного подогревателя, поскольку расход питательной воды известен. Однако в данном примере определить расходы греющего пара на П6, Д5 и П4 сразу не удастся, так как эти потоки связаны с величинами дренажей из СППЗ. Поэтому поступим следующим образом: обозначим расход пара после ЦВД турбины через  $X$  (см. рисунок П.3.1) и решим балансовые уравнения для элементов схемы в следующем порядке:

а) сепаратор (С):

$$G_C h_C^{др} + (X - G_C) h_C^0 = X \cdot h_{III} \eta_C, \quad (\text{П.3.14})$$

отсюда  $G_C = 0,1414 \cdot X$ ;

б) 1-ая ступень пароперегревателя (ПП1):

$$(X - G_C)(h_{ПП1}^0 - h_C^0) = G_{ПП1}(h_I - h_{ПП1}^{др})\eta_{ПП1}, \quad (\text{П.3.15})$$

отсюда  $G_{ПП1} = 0,0522 \cdot X$ ;

в) 2-ая ступень пароперегревателя (ПП2):

$$(X - G_C)(h_{ПП2}^0 - h_{ПП1}^0) = G_{ПП2}(h_0 - h_{ПП2}^{др})\eta_{ПП2}, \quad (\text{П.3.16})$$

отсюда  $G_{ПП2} = 0,0605 \cdot X$ ;

г) подогреватель высокого давления (П6):

$$G_{ПЗ.В}(h_{П6}^к - h_{ВХП6}^к) = G_{П6}(h_{II} - h_{П6}^{др})\eta_{П6} + G_{ПП2}(h_{ПП2}^{др} - h_{П6}^{др})\eta_{П6}, \quad (\text{П.3.17})$$

отсюда  $G_{ПП6} = 32,9 - 0,0018 \cdot X$ ;

д) деаэратор (Д5):

$$G_D = G_{ПЗ.В} - (19 - 13) + G_{II}^к = 1181,9. \quad (\text{П.3.18})$$

Таким образом, различие в расходах питательной воды и воды после деаэратора  $G_D$  связано с подсосом уплотняющей воды в питательном насосе и расходом воды на питание испарителя (рисунок П.3.1).

Из уравнения материального баланса:

$$G_D = G_{СМ2}^к + G_{ОВД}^к + G_{П6}^{др} - G_{ОЭ} + G_{ПП1} + G_{БПГ} + G_{Д5}, \quad (\text{П.3.19})$$

Чтобы избежать достаточно сложных преобразований при совместном решении уравнений, удобно задаться приращением энтальпии основного

конденсата в смесителе 2 (СМ2):  $\Delta h_{\text{СМ2}} = 6 \text{ кДж/кг}$ . После определения необходимых расходов эта величина подлежит проверке (см.пп «з»). Таким образом,  $h_{\text{СМ2}}^{\text{к}} = h_{\text{П4}}^{\text{к}} + \Delta h_{\text{СМ2}} = 604 \text{ кДж/кг}$ . Расход конденсата через охладитель выпара деаэрата (  $G_{\text{ОВД}}^{\text{к}}$  ) и энтальпия этого потока (  $h_{\text{ОВД}}^{\text{к}} = 607 \text{ кДж/кг}$  ) взяты из проекта турбоустановки.

Энтальпия потока после деаэрата (  $h_{\text{д}}^{\text{к}}$  ) и энтальпия пара, отводимого на основной эжектор (  $h_{\text{д}}^{\text{н}}$  ), определяются давлением в деаэрате.

Уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{д}} h_{\text{д}}^{\text{к}} + G_{\text{ОЭ}} h_{\text{д}}^{\text{н}} = \left( G_{\text{СМ2}}^{\text{к}} h_{\text{СМ2}}^{\text{к}} + G_{\text{ОВД}}^{\text{к}} h_{\text{ОВД}}^{\text{к}} + G_{\text{П6}}^{\text{ДР}} h_{\text{П6}}^{\text{ДР}} \right. \\ \left. + G_{\text{ПП1}} h_{\text{ПП1}}^{\text{ДР}} + G_{\text{БПГ}} h_{\text{БПГ}}^{\text{ДР}} + G_{\text{Д5}} h_{\text{П1}} \right) \eta_{\text{Д5}}, \quad (\text{П.3.20})$$

отсюда  $G_{\text{Д5}} = 54,7 - 0,0145 \cdot X$ ;

е) *подогреватель низкого давления 4 (П4):*

$$G_{\text{П4}}^{\text{к}} (h_{\text{П4}}^{\text{к}} - h_{\text{П3}}^{\text{к}}) = G_{\text{П4}} (h_{\text{П1}} - h_{\text{П4}}^{\text{ДР}}) \eta_{\text{П4}} + G_{\text{С}} (h_{\text{С}}^{\text{ДР}} - h_{\text{П4}}^{\text{ДР}}) \eta_{\text{П4}} \\ + G_{\text{И}} (h_{\text{И}}^{\text{ДР}} - h_{\text{П4}}^{\text{ДР}}) \eta_{\text{П4}}, \quad (\text{П.3.21})$$

где  $G_{\text{П4}}^{\text{к}} = G_{\text{СМ2}}^{\text{к}} - G_{\text{П4}}^{\text{ДР}}$  и  $G_{\text{П4}}^{\text{ДР}} = G_{\text{П4}} + G_{\text{С}} + G_{\text{И}}$ ,

отсюда  $G_{\text{П4}} = 67,5 - 0,0158 \cdot X$ ;

ж) *расход пара после ЦВД турбины* определим из уравнения материального баланса ЦВД. Он равен расходу пара на сепаратор:

$$X = G_0 - G_{\text{кл}}^{\text{пр}} - G_{\text{ПП2}} - G_{\text{I}} - G_{\text{II}} - G_{\text{III}} - G_{\text{ЦВД}}^{\text{пр}}. \quad (\text{П.3.22})$$

Величины отборов ЦВД:

$$G_{\text{I}} = G_{\text{ПП1}} + G_{\text{БПГ}}; G_{\text{II}} = G_{\text{И}} + G_{\text{Б4}} + G_{\text{П6}} + G_{\text{Д5}} + G_{\text{СН}}; G_{\text{III}} = G_{\text{Б3}} + G_{\text{П4}}$$

В результате расчета  $X = 879,3 \text{ кг/с}$ .

На основе соотношений, полученных выше, определяют по ранее рассмотренным элементам схемы абсолютные значения расходов:  $G_{\text{С}} = 127,7$ ;  $G_{\text{ПП1}} = 45,9$ ;  $G_{\text{ПП2}} = 53,2$ ;  $G_{\text{П6}} = 31,3$ ;  $G_{\text{Д5}} = 42,0$ ;  $G_{\text{П4}} = 53,6$ ; которые вносят в строку 14 соответствующих столбцов таблицы П.3.1.

Кроме того,  $G_{\text{П4}}^{\text{ДР}} = 184,8$ ;  $G_{\text{П4}}^{\text{к}} = 801,6$ .

Количество пара, поступающего в ЦНД,  $G_{\text{ЦНД}}^0 = X - G_{\text{С}} + G_{\text{кл}}^{\text{упл}} = 753,9$ ;

з) *смеситель 2 (СМ2):*

$$G_{\text{СМ2}}^{\text{к}} h_{\text{СМ2}}^{\text{к}} = G_{\text{П4}}^{\text{к}} h_{\text{П4}}^{\text{к}} + G_{\text{П4}}^{\text{ДР}} (h_{\text{П4}}^{\text{ДР}} - \Delta h_{\text{ДН2}}). \quad (\text{П.3.23})$$

Из расчета получаем:  $h_{\text{СМ2}}^{\text{к}} = 603,9 \text{ кДж/кг}$ , что хорошо отвечает ранее принятой величине. В случае значительного расхождения расчет пришлось бы повторить, начиная с пп. «д»;

и) из уравнения теплового баланса охладителя дренажа 2-й ступени промпароперегревателя (ОДПП2):

$$G_{ПЗВ}(h_{ПЗВ} - h_{П6}^k) = G_{ПП2}(h_{ПП2}^{др} - h_{ОДПП2}^{др})\eta_{ОДПП2}, \quad (\text{П.3.24})$$

находим энтальпию питательной воды  $h_{ПЗВ} = 769,8$  кДж/кг, приняв  $\delta t_{ОДПП2}^{др} = 12$  °С и  $h_{ОДПП2}^{др} = 802$  кДж/кг, что соответствует заданному значению температуры питательной воды:  $t_{ПЗ.В} = 180,5$  °С;

к) подогреватель низкого давления 3 с охладителем дренажа (ПЗ+ОД3):

$$G_{П4}^k(h_{П3}^k - h_{СМ1}^k) = G_{ПЗ}(h_{IV} - h_{ПЗ}^{др})\eta_{ПЗ}, \quad (\text{П.3.25})$$

л) подогреватель низкого давления 2 (П2):

$$G_{П2}^k(h_{П2}^k - h_{П1}^k) = G_{П2}(h_V - h_{П2}^{др})\eta_{П2} + G_{ПЗ}(h_{П3}^{др} - h_{П2}^{др})\eta_{П2} + G_{Б1}^{др}(h_{Б1}^{др} - h_{П2}^{др})\eta_{П2} + G_{СН}(h_{СН}^{др} - h_{П2}^{др})\eta_{П2}, \quad (\text{П.3.26})$$

где  $G_{П2}^k = G_{П4}^k - G_{П2}^{др}$ ;  $G_{П2}^{др} = G_{П2} + G_{ПЗ} + G_{Б1}^{др} + G_{СН} = G_{П2} + 79,1$ ;  $G_{Б1}^{др} = G_{Б1} + G_{Б2} + G_{Б3} + G_{Б4}$ .

После расчета получаем  $G_{П2} = 49,4$  кг/с (столбец 17);  $G_{П2}^k = 673,1$ ;

м) смеситель 1 (СМ1):

$$G_{СМ1}^k h_{СМ1}^k = G_{П2}^k h_{П2}^k + G_{П2}^{др}(h_{П2}^{др} - \Delta h_{ДН1}). \quad (\text{П.3.27})$$

Расчет приводит к  $h_{СМ1}^k = 401,7$  кДж/кг, что неплохо соответствует ранее принятому значению (см. пп. «к»);

н) подогреватель низкого давления 1 с охладителем дренажа (П1+ОД1):

$$G_{П2}^k(h_{П1}^k - h_{ВХ П1}^k) = G_{П1}(h_{VI} - h_{П1}^{др})\eta_{П1} + G_{ЦВД}^{упл}(h_{ЦВД}^{упл} - h_{П1}^{др})\eta_{П1}. \quad (\text{П.3.28})$$

После расчета  $G_{П1} = 24,2$  кг/с (столбец 18);

о) баланс всех полученных расходов проверяют на основе уравнения материального баланса конденсатора. Расход рабочего тела после конденсатора:

$$G_K = G_{ЦНД} + G_{барб} + G_{ПН}^{пр} + G_{ГЦН}^{пр} + G_{ХВО} + G_{ОЭ}^{др} + G_{ЭУ}^{др} + G_{П1}^{др}, \quad (\text{П.3.29})$$

где  $G_{ОЭ}^{др} = 1,9$  кг/с;  $G_{ЭУ}^{др} = 0,9 + 1,1 = 2,0$  кг/с, имея в виду, что  $G_{П1}^{др} = G_{П1} + G_{ЦВД}^{упл}$ , определяем расход пара после ЦНД:

$$G_{ЦНД} = G_{ЦНД}^0 - G_{IV} - G_V - G_{VI} - G_{ЦНД}^{пр} = 642,5, \quad (\text{П.3.30})$$

(столбец 19), где величины отборов ЦНД:  $G_{IV} = G_{Б2} + G_{ПЗ}$ ;  $G_V = G_{Б1} + G_{П2}$ ;  $G_{VI} = G_{П1}$ .

Из (П.3.29) получим  $G_K = 734,5$  кг/с.

Зная  $G_K$ , определяем расход основного конденсата через П1:

$$G_{П2}^K = G_K - G_{ГЦН} - G_{ОВД} = 673,1, \quad (\text{П.3.31})$$

Что совпадает с величиной  $G_{П2}^K$ , полученной в пп. «Л».

10. *Внутренняя мощность турбины.* Её определяют как сумму мощностей отсеков турбины (таблица П.3.2).

Расчетная мощность на клеммах генератора:

$$N_{э,расч} = (N_h - N_{мех})\eta_r = 750\,084 \text{ кВт.}$$

Расход мощности на вращение самого турбогенератора  $N_{мех} = 4000$  кВт и КПД генератора  $\eta_r = 0,988$  приняты.

Гарантированная электрическая мощность (по методике завода-изготовителя):

$$N_э = 0,98 \cdot N_{э,расч} = 735\,082 \text{ кВт.}$$

Таблица П.3.2 – Расходы пара через отсеки турбоустановки

Расход пара через отсек $G_h$ , кг/с	Темперопад $H_h$ , кДж/кг	Внутренняя мощность, $G_h H_h$ , кВт
$G_1 = G_0 - G_{КЛ}^{пп} - G_{ПП2}$ = 1111,6	$h_0 - h_I = 124$	137 838
$G_2 = G_1 - G_I = 1051,1$	$h_I - h_{II} = 113$	118 774
$G_3 = G_2 - G_{II} = 949,2$	$h_{II} - h_{III} = 110$	104 412
$G_4 = G_3 - G_{III} - G_{ЦВД}^{пп} - G_C$ + $G_{КЛ}^{уип} = 753,9$	$h_{III}^0 - h_{IV} = 128$	96 499
$G_5 = G_4 - G_{IV} = 720,3$	$h_{IV} - h_V = 112$	80 674
$G_6 = G_5 - G_V = 665,0$	$h_V - h_{VI} = 215$	142 975
$G_7 = G_6 - G_{VI} = 640,8$	$h_{VI} - h_K = 128$	82 022
		$N_{э,расч} = \sum_{h=1}^7 G_h H_h$ = 763 194 кВт

11. *Расход электроэнергии на привод насосов конденсатно-питательного тракта.* КПД электроприводов всех насосов принят следующим:  $\eta_{пр} = 0,86$ :

а) питательный насос:

$$N_{ПЗн} = \frac{\Delta h_{ПЗн} G_{ПЗв}}{\eta_{пр}} = 14,869 \text{ кВт;}$$

б) конденсатный насос 1-го подъема:

$$N_{\text{КН1}} = \frac{\Delta h_{\text{КН1}} G_{\text{к}}}{\eta_{\text{пр}}} = 1452 \text{ кВт};$$

в) конденсатный насос 2-го подъема:

$$N_{\text{КН2}} = \frac{\Delta h_{\text{КН2}} G_{\text{к}}}{\eta_{\text{пр}}} = 2733 \text{ кВт};$$

г) дренажный насос ДН2:

$$N_{\text{ДН2}} = \frac{\Delta h_{\text{ДН2}} G_{\text{П4}}^{\text{ДР}}}{\eta_{\text{пр}}} = 365 \text{ кВт};$$

д) дренажный насос ДН1:

$$N_{\text{ДН1}} = \frac{\Delta h_{\text{ДН1}} G_{\text{П2}}^{\text{ДР}}}{\eta_{\text{пр}}} = 299 \text{ кВт}.$$

Суммарный расход электроэнергии на собственные нужды турбоустановки

$$N_{\text{э.с.н}} = 19718 \text{ кВт}.$$

12. *Показатели тепловой экономичности.* Расход теплоты на производство электроэнергии турбоустановки:

$$Q_{\text{э}} = Q_0 - Q_{\text{внеш}} = G_0 (h_0 - h_{\text{ПЗВ}}) - Q_{\text{внеш}} = G_0 = 2\,181\,532 \text{ кВт}.$$

Удельный расход теплоты брутто по турбоустановке:

$$q_{\text{э}} = Q_{\text{э}} / N_{\text{э}} = 2,969 \text{ кВт/кВт}.$$

Электрический КПД брутто турбоустановки:

$$\eta_{\text{э}} = N_{\text{э}} / Q_{\text{э}} = 33,7 \text{ \%}.$$

$$\text{Электрический КПД нетто: } \eta_{\text{э}}^{\text{НТ}} = (N_{\text{э}} - N_{\text{э.с.н}}) / Q_{\text{э}} = 32,8 \text{ \%}.$$

Учебное издание

**Злобин Владимир Германович**

**Энергетические установки автономных  
источников энергии. Атомные электростанции  
и термоядерные установки  
Курсовой проект  
«Расчет тепловой схемы турбоустановки АЭС»**

*Учебно-методическое пособие*

Редактор и корректор Е. О. Тарновская  
Техн. редактор Д. А. Романова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:  
электронное устройство с программным обеспечением  
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: [http://publish.sutd.ru/tp\\_get\\_file.php?id=202016](http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016), по паролю.  
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 26.03.2025 г. Рег. № 5118/25

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД  
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.