

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Тепловые электрические станции»

Н.Б. Карницкий
Е.В. Пронкевич
Е.Н. Васильченкова

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭС

Методическое пособие по выполнению
курсовой работы для студентов специальности
1-43 01 04 «Тепловые электрические станции»

Минск
БНТУ
2010

УДК 621.311.22:621.184.64(075.8)

ББК 33.37я7

К 24

Рецензенты:

В.А. Седнин, А.М. Таращук

Карницкий, Н.Б.

К 24 Вспомогательное оборудование ТЭС: методическое пособие по выполнению курсовой работы для студентов специальности 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции» / Н.Б. Карницкий, Е.В. Пронкевич, Е.Н. Васильченкова. – Минск: БНТУ, 2010. – 69 с.

ISBN 978-985-525-292-5.

Данное методическое пособие написано с целью оказания методической помощи студентам специальности 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции» дневной и заочной форм обучения при выполнении курсовой работы на тему «Тепловой расчет и выбор подогревателя высокого давления для паротурбинной установки». Приводится тепловой расчет подогревателя высокого давления, рассматриваются схемы движения сред и температурный график теплоносителей (охладителя конденсата, собственно подогревателя, охладителя перегрева), схемы конструкций регенеративных подогревателей.

УДК 621.311.22:621.184.64(075.8)

ББК 33.37я7

ISBN 978-985-525-292-5

© Карницкий Н.Б., Пронкевич Е.В.,
Васильченкова Е.Н., 2010

© БНТУ, 2010

СОДЕРЖАНИЕ

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	4
2. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ.....	6
2.1. Типы регенеративных подогревателей.....	6
2.2. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления поверхностного типа.....	7
3. ХАРАКТЕРИСТИКА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ (ПВД).....	13
4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ.....	17
5. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ.....	28
5.1. Описание турбины.....	28
5.2. Схема движения теплообменивающихся сред в ПВД...	30
5.3. Определение тепловых нагрузок в ОП, СП, ОК.....	32
5.4. Тепловой расчет собственно подогревателя (СП).....	34
5.5. Тепловой расчет охладителя пара (ОП).....	38
5.6. Тепловой расчет охладителя конденсата (ОК).....	40
ЛИТЕРАТУРА.....	44
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	45

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Целью курсовой работы является закрепление теоретических и практических навыков по дисциплине «Вспомогательное оборудование ТЭС».

В процессе выполнения курсовой работы студент должен иметь представление об основных объектах ТЭС, вспомогательных механизмах и устройствах, знать основы технической термодинамики, теплообмена и гидрогазодинамики, уметь выбирать подогреватели высокого давления, выполнять тепловой расчет подогревателя высокого давления с использованием современной вычислительной техники и прикладных программ (MathCAD, Excel) и выполнять чертеж подогревателя высокого давления в AutoCAD.

В качестве исходных данных руководителем проекта задаются:

- марка турбины;
- № ПВД;
- параметры греющего пара на входе в охладитель пара ПВД:
 - а) давление p_n , МПа;
 - б) температура t_n , °С;
 - в) энтальпия i_n , кДж/кг;
- количество отбираемого пара D_n , кг/с (т/ч);
- давление питательной воды p_b , МПа.

Дополнительно исходные данные, необходимые для выполнения курсовой работы, выбираются студентами самостоятельно или с помощью преподавателя.

В объем курсового проекта входит расчетно-пояснительная записка и графический материал на 1 листе формата А1 или А2. Графическая часть проекта представляет конструкцию ПВД и схемы движения воды в трубной системе.

В пояснительной записке к курсовой работе должны быть отражены следующие разделы:

- введение (краткая характеристика подогревателя);
- схема движения теплообменивающихся сред в ПВД;
- определение тепловых нагрузок в ОП, СП, ОК;
- тепловой расчет собственно подогревателя (СП);
- тепловой расчет охладителя пара (ОП);
- тепловой расчет охладителя конденсата (ОК);

- чертеж ПВД и схемы движения воды в трубной системе;
- выводы и заключение;
- литература.

При выполнении курсовой работы студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ. Записка и чертежи должны выполняться с учетом требований единой системы конструкторской и технологической документации.

2. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

2.1. Типы регенеративных подогревателей

Подогрев питательной воды и конденсата паром из отборов турбины осуществляется в регенеративных подогревателях. Эффективность регенеративного подогрева зависит от правильного выбора параметров пара регенеративных отборов, числа регенеративных подогревателей, их схемы включения и типа. По месту в тепловой схеме турбоустановки различают регенеративные подогреватели высокого и низкого давления.

Подогреватели высокого давления (ПВД) располагаются между котельным агрегатом и питательным насосом, используют теплоту пара, отбираемого из части высокого и среднего давления турбины. Давление питательной воды в них определяется напором, развиваемым питательным насосом. Высокое давление воды в ПВД предъявляет серьезные требования к их конструкции и прочностным свойствам применяемых материалов.

Для более полного использования теплоты подводимого пара предусматриваются специальные поверхности нагрева для охлаждения пара до параметров, близких к состоянию насыщения (охладители перегрева), и для охлаждения конденсата пара (охладители конденсата).

Подогреватели низкого давления (ПНД) располагаются между конденсатором турбины и питательным насосом. Движение воды в них происходит под давлением конденсатного насоса.

К регенеративным подогревателям электростанций предъявляются высокие требования по надежности и обеспечению заданных параметров подогрева воды – они должны быть герметичны и должна быть обеспечена возможность доступа к отдельным их узлам и очистка поверхностей нагрева от отложений. Для предотвращения вскипания нагреваемой среды и гидравлических ударов в поверхностях нагрева давление греющего пара должно быть ниже давления воды.

Конструкция подогревателей должна обеспечивать компенсацию температурных изменений всех элементов и максимальную скорость их прогрева. Необходимо также создать возможность дренирования всех полостей подогревателя и условия максимального использования теплоты греющего пара.

По принципу организации использования теплоты регенеративные подогреватели делятся на поверхностные и смешивающие (контактные). Последние используются на электростанциях только в качестве подогревателей низкого давления.

Подогреватели смешивающего типа позволяют более полно использовать теплоту греющего пара, что повышает тепловую экономичность турбоустановки. Однако применение такого типа подогревателей вносит ряд существенных усложнений в систему регенеративного подогрева питательной воды (увеличивается количество насосов для перекачки конденсата, повышаются требования к защите от заброса воды в проточную часть турбины, усложняется компоновка подогревателей). Эти обстоятельства сдерживают широкое распространение регенеративных подогревателей смешивающего типа. В настоящее время они применяются в турбоустановках большой мощности, где повышение эффективности использования теплоты отборного пара особенно существенно. Эти подогреватели устанавливаются для использования теплоты последних отборов. В этом случае за счет применения вертикальной компоновки удастся избежать установки дополнительных насосов, при всех режимах работы турбоустановки слив конденсата из одного подогревателя в другой происходит самотеком.

Заводы-изготовители в соответствии с требованиями ОСТ 108.271.17–76 используют для маркировки регенеративных подогревателей буквенные и цифровые обозначения: ПН-400-26-7-1; ПН-800-29-7-1А; ПНС-800-1,0-2 или ПВ-1600-380, где **первые буквы** обозначают место подогревателя и его тип (низкого давления – ПН, низкого давления смешивающего типа – ПНС или высокого давления – ПВ), **первое число** – поверхность теплообмена, м², **второе и третье число** – давление нагреваемой среды и греющего пара соответственно, **последняя римская цифра** указывает модификацию, а **буква А** – применимость для атомных электростанций.

2.2. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления поверхностного типа

Конструктивная схема подогревателя должна обеспечить наиболее полное использование теплоты греющего пара, который может быть перегретым или насыщенным. В зависимости от этого можно

выделить две или более зоны передачи теплоты. При охлаждении перегретого пара в подогревателе можно выделить участок поверхности, где температура стеки выше температуры насыщения греющего пара, – охладитель перегрева. Конструктивно охладитель перегрева может располагаться внутри подогревателя, а также выделяться в отдельный теплообменник. Основное количество теплоты греющего пара передается в зоне конденсации (СП – собственно подогреватель). В ряде случаев для более полного использования теплоты выделяется зона охлаждения конденсата греющего пара – охладитель конденсата (ОК), который может находиться в одном корпусе с поверхностью зоны конденсации или выделяться в отдельный теплообменник. Во всех регенеративных подогревателях поверхностного типа применяются гладкие трубы из латуни или нержавеющей стали. Движение нагреваемой воды происходит внутри труб, а греющего пара – в межтрубном пространстве.

Подогреватели низкого давления могут быть двух типов: поверхностные и смешивающие. В системах регенерации отечественных турбоустановок, как правило, применяются ПНД поверхностного типа.

Подогрев воды в таких подогревателях может осуществляться как за счет конденсации пара из отбора турбины, так и за счет охлаждения перегретого пара и конденсата пара в зависимости от конструктивной схемы подогревателя.

Саратовский завод энергетического машиностроения выпускает для паротурбинных установок мощностью 50–300 МВт ПНД вертикального типа.

На рис. 2.1 показана конструкция подогревателя ПН-400-26-2-III, работающего в системе регенерации блока К-300-240.

пуса. Там же устанавливаются перегородки для разделения потока воды на несколько ходов (рассматриваемый подогреватель имеет четыре хода воды).

Подвод греющего пара осуществляется через паровой патрубок, против которого установлен отбойный щит, связанный с каркасом трубного пучка. Для улучшения условий передачи теплоты в корпусе установлены перегородки, обеспечивающие трехходовое поперечное движение пара. Отвод конденсата греющего пара производится из нижней части корпуса. Из зоны над уровнем конденсата греющего пара через перфорированную полукольцевую трубу осуществляется отвод неконденсирующихся газов и воздуха. Для контроля за уровнем конденсата и его регулирования в корпусе в нижней части имеются штуцера присоединения водомерного стекла и импульсных трубок регулятора. Обычно уровень конденсата в корпусе ПНД не превышает 1000 мм.

Производственным объединением «Красный котельщик» (ТКЗ) выпускаются ПНД для систем регенерации паротурбинных установок мощностью 500 МВт и выше для станций, работающих как на органическом, так и на ядерном топливе. В основном здесь применяются трубки диаметром 16X1 мм из стали марки 08X18H10T. Остальные элементы изготавливаются из углеродистой стали. Трубки в трубных досках крепятся вальцовкой. Число ходов воды – 4; для ПН-1800, ПН-2200, ПН-2400 – 6 (пучок параллельно включенных U-образных труб соответствует двум ходам воды).

Тенденция к применению в ПНД аустенитной коррозионно-стойкой стали вызвана требованиями водного режима для блоков сверхкритического давления и АЭС.

Подогреватели низкого давления энергоблоков АЭС (рис. 2.2) имеют следующие основные особенности:

- 1) трубные пучки набираются из прямых труб 16X1 мм;
- 2) после развальцовки концы труб привариваются к трубным доскам;
- 3) подогреватели ПН-950, ПН-1800, ПН-1300 с целью повышения надежности имеют приемные паровые камеры, из которых греющий пар через специальные окна в цилиндрической части корпуса поступает к теплообменной поверхности;

4) в зависимости от компоновки ПНД применяется либо верхнее, либо нижнее расположение основных водяных камер (с входными и выходными патрубками).

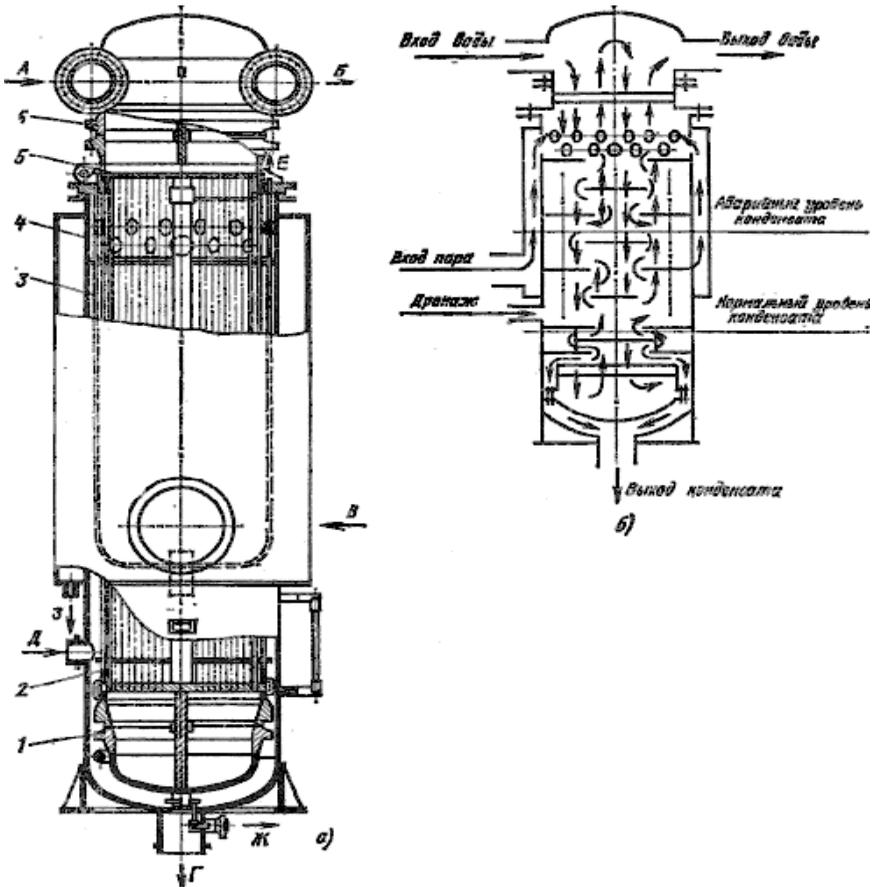


Рис. 2.2. Подогреватель ПН-1800:

а – общий вид; *б* – схема движения пара и воды; *А* – вход нагреваемого конденсата; *Б* – выход нагреваемого конденсата; *В* – вход греющего пара; *Г* – выход конденсата пара; *Д* – ввод дренажа; *Е* – отсос газозвушной смеси; *Ж* – опорожнение трубной системы; *1* – нижняя водяная камера; *2* – перегородки трубной системы; *3* – трубки; *4* – корпус; *5* – трубная доска; *6* – верхняя водяная камера

В подогревателях смешивающего типа (рис.2.3) (в отличие от поверхностных подогревателей) отсутствует теплообменная поверхность, улучшается использование теплоты отборного пара вследствие отсутствия разности температур (недогрева) греющей и нагреваемой сред на выходе из подогревателя.

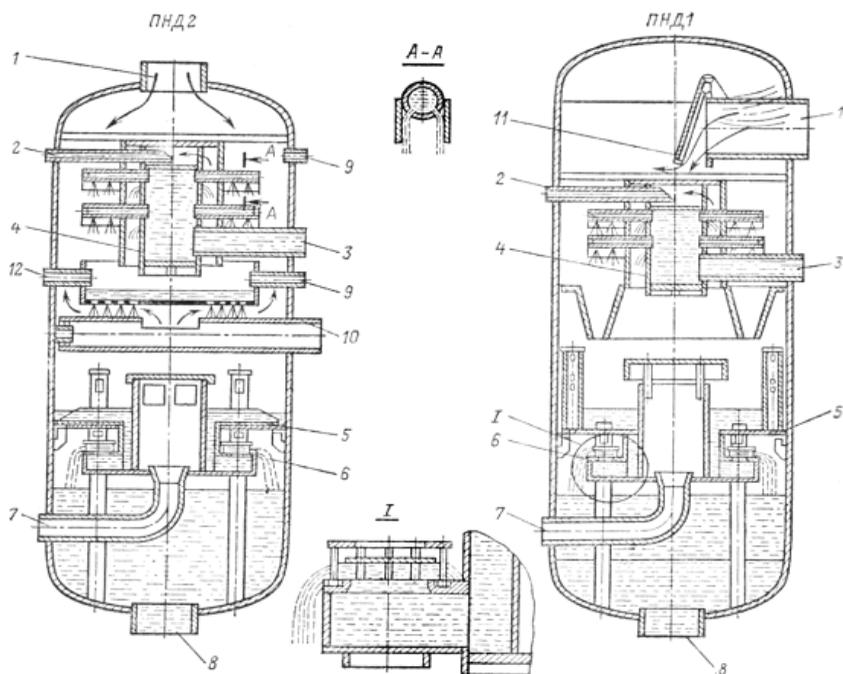


Рис. 2.3. Вертикальные смешивающие подогреватели с напорным водораспределителем:

1 – подвод пара из отбора турбины; 2 – отсос выпара; 3 – подвод основного конденсата; 4 – напорный коллектор; 5 – перегородка конденсата; 6 – водяной обратный клапан; 7 – аварийный перелив в конденсатор; 8 – отвод конденсата; 9 – слив воды из обратного клапана КОС; 10 – пар из уплотнений турбины; 11 – встроенный паровой обратный клапан; 12 – слив из уплотнений питательных насосов

3. ХАРАКТЕРИСТИКА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ (ПВД)

Одними из элементов, комплектующих любую турбоустановку, являются подогреватели высокого давления (ПВД). Подогреватели высокого давления предназначены для регенеративного подогрева питательной воды за счет охлаждения и конденсации пара.

По принципу действия различают подогреватели смешивающего и поверхностного типов. В первых подогрев воды осуществляется при непосредственном соприкосновении с паром, во вторых теплота передается через стенки трубок (вода – внутри, пар – между трубками). В смешивающих подогревателях вода нагревается до температуры насыщения. Благодаря этому потенциал греющего пара используется наиболее полно, достигается наибольшая экономия теплоты за счет регенерации, что и является основным преимуществом смешивающих подогревателей. К их преимуществам относится также возможность удаления из воды растворенных газов при подогреве ее до температуры насыщения греющего пара. Недостатком схемы является необходимость иметь большое количество последовательно включенных питательных насосов, чем снижается надежность питания котлов.

На электростанциях в основном применяются поверхностные подогреватели. В таком подогревателе из-за сопротивления переходу теплоты через стенку имеет место недогрев воды до температуры насыщения пара. Недогрев уменьшается с увеличением удельной поверхности подогревателя на тонну подогреваемой воды, но при этом возрастает его стоимость. Оптимальный недогрев определяется технико-экономическими расчетами. Вследствие недогрева тепловая экономичность схем с поверхностными подогревателями ниже, а затраты металла и стоимость выше, чем в схемах со смешивающими подогревателями. Схемы с поверхностными подогревателями усложняются дренажными линиями для отвода конденсата греющего пара и различаются способом отвода дренажа.

Конструктивно все подогреватели высокого давления выполняются вертикальными коллекторного типа. Поверхность теплообмена набирается из свитых в плоские спирали гладких труб наружным диаметром 32 мм, присоединенных к вертикальным раздающим и собирающим коллекторным трубам (рис. 3.1).



Рис. 3.1

Основными узлами подогревателя являются корпус и трубная система. Все элементы корпуса выполняются из качественной углеродистой стали 20К. Верхняя объемная часть корпуса крепится фланцевым соединением к нижней части. Гидравлическая плотность соединения обеспечивается предварительной приваркой к фланцам корпуса и днища мембран, которые свариваются между собой по наружной кромке и другими методами. Само фланцевое соединение крепится шпильками. Конструкция трубной системы включает в себя четыре или шесть коллекторных труб для распределения и сбора воды. В нижней части корпуса устанавливаются специальные развилки и тройники для соединения коллекторных труб с патрубками подвода и отвода питательной воды.

Трубная система ПВД выполнена в виде спиральных змеевиков, размещаемых в разъемном сварном корпусе, и состоит из трех элементов – зоны охлаждения перегретого пара, зоны конденсации пара и зоны охлаждения конденсата (рис. 3.2).



Рис. 3.2.

Питательная вода подводится к ПВД снизу и распределяется на два стояка, из которых поступает в первую группу секций горизонтальных трубных спиралей. Пройдя эту часть змеевиков, вода собирается в распределительном коллекторе и переходит в следующую группу горизонтальных змеевиков (рис. 3.3).

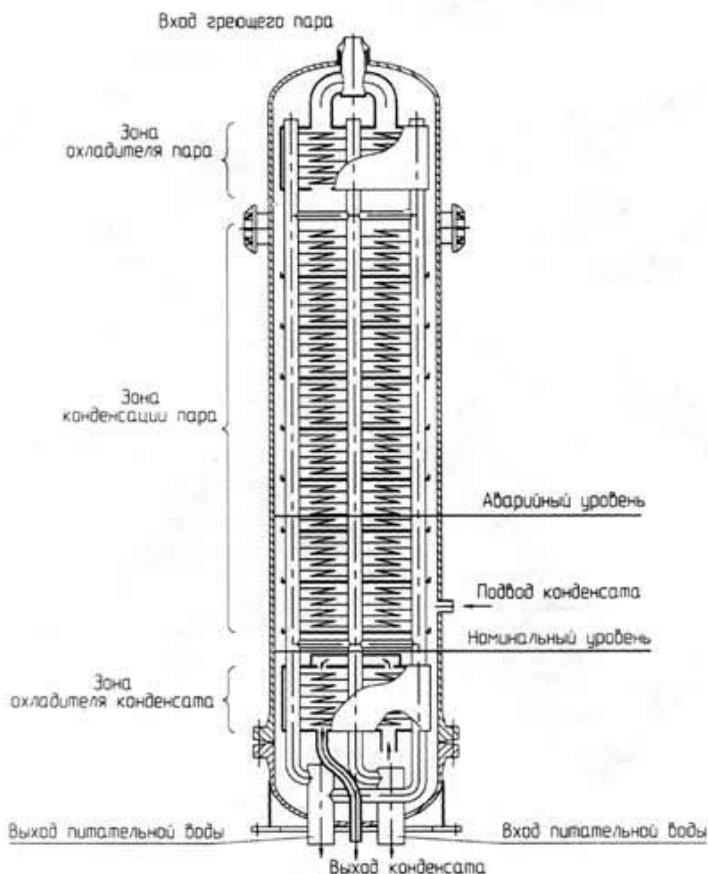


Рис. 3.3.

Из этой группы змеевиков большая часть воды отводится в сборный (выходной) коллектор, а меньшая часть перед входом в сборный коллектор проходит верхнюю группу горизонтальных зме-

евиков, расположенную в зоне охлаждения перегретого пара. Выход воды из подогревателя высокого давления (также, как и вход) – снизу, отвод конденсата также снизу – каскадный, в направлении, обратном потоку питательной воды. По питательной воде ПВД включаются последовательно.

У ПВД горизонтального типа поверхность теплообмена представляет собой два разделенных, направленных в противоположные стороны U-образных трубных пучка. В центре корпуса расположена общая цилиндрическая водяная камера с двумя трубными досками. В подогревателе отсутствует охладитель перегрева, а поверхность охладителя конденсата выделена в нижней части трубных пучков. Греющий пар поперечным потоком омывает горизонтально расположенные трубки и конденсируется на их поверхности. Конденсат пара отводится в кожух охладителя конденсата, где передает тепло питательной воде при продольно-встречном омывании трубок.

Все подогреватели высокого давления помимо автоматического устройства регулирования уровня конденсата в корпусе, которым оснащены и ПНД, имеют также автоматическое защитное устройство. Назначение этого устройства – защита турбины от попадания воды в случае превышения уровня ее в корпусе в результате разрыва труб, появления свищей в местах сварки и др.

Поддержание нормального уровня конденсата в корпусе каждого из подогревателей в заданном диапазоне осуществляется регулирующим клапаном путем изменения количества конденсата, каскадно сбрасываемого в подогреватель более низкого давления. При превышении нормального допустимого уровня открывается клапан аварийного сброса конденсата. При дальнейшем повышении уровня сверх так называемого первого аварийного предела приборы защиты дают команду на включение клапана с электромагнитным приводом, закрывающего доступ питательной воды к ПВД и направляющего ее по байпасному трубопроводу в котельный агрегат. При достижении уровнем конденсата второго аварийного предела приборы защиты дают команду на отключение питательных насосов и останова энергоблока.

Защитное устройство предусматривает одно на группу ПВД. Однако подача импульсов по уровню конденсата на него предусмотрена от каждого корпуса подогревателя. При срабатывании защиты все ПВД отключаются по питательной воде.

4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Тепловые расчеты регенеративных подогревателей могут выполняться как поверочные или как конструкторские. В результате конструкторского расчета определяются поверхность нагрева и конструктивные размеры подогревателя. Целью поверочного расчета является определение температуры одного из теплоносителей или величины подогрева.

Исходные данные принимаются из расчета тепловой схемы или данных испытаний. К ним относятся расход и параметры греющего пара, расход нагреваемой воды, ее давление и температура на входе в подогреватель.

В основе теплового расчета лежат уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи.

Для условий, когда одним из теплоносителей является пар, а другим – вода, уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q = G(i_{\text{в}}^1 - i_{\text{в}}) = D_{\text{п}} (i_{\text{п}} - i_{\text{др}})\eta,$$

где Q – поток теплоты, передаваемой нагреваемой среде в подогревателе, кВт;

$G, D_{\text{п}}$ – расходы пара и воды, кг/с;

$i_{\text{в}}^1, i_{\text{в}}$ – удельные энтальпии нагреваемой воды на выходе и на входе в подогреватель, кДж/кг;

$i_{\text{п}}, i_{\text{др}}$ – удельные энтальпии греющего пара на входе в подогреватель и конденсата греющего пара (дренажа) на выходе из подогревателя соответственно, кДж/кг;

η – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду (равен 0,98–0,99).

Поверхность нагрева определяется из уравнения теплопередачи

$$Q = kF \Delta t_{\text{ср}},$$

где k – коэффициент теплопередачи, кВт/м²К;

$\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор для поверхности нагрева.

Для регенеративного подогревателя, в котором предусмотрены охладитель пара и охладитель конденсата (дренажа) греющего пара, поток теплоты

$$Q = Q_{п.о} + Q_{с.п} + Q_{о.д.},$$

где количество теплоты, передаваемой в охладителе пара:

$$Q_{п.о} = G_{п.о} (i_{п.о}^1 - i_{п.о}^2) = D_{п} (i_{п} - i_{п.о}^2) \eta_{п} = k_{п.о} F_{п.о} \Delta t_{ср}; \quad (4.1)$$

количество теплоты, передаваемой в собственно подогревателе:

$$Q_{с.п} = G_{с.п} (i_{с.п}^1 - i_{с.п}^2) = D_{п} (i_{п.о} - i_{н}^2) \eta_{п} = k_{с.п} F_{с.п} \Delta t_{ср}; \quad (4.2)$$

количество теплоты, передаваемой в охладителе дренажа:

$$Q_{о.д} = G_{о.д} (i_{о.д}^1 - i_{о.д}^2) = D_{п} (i_{н}^2 - i_{др}^2) \eta_{п} = k_{о.д} F_{о.д} \Delta t_{ср}. \quad (4.3)$$

В уравнениях (4.1–4.3) i слева – удельные энтальпии нагреваемой среды (воды) на входе и выходе в подогреватели; i справа – удельные энтальпии пара на входе и выходе из каждого отсека ($i_{п}$ – пар на входе в подогрев; $i_{п.о}^2$ – пар на выходе из пароохладителя; $i_{н}^2$ – пар в состоянии насыщения, $i_{др}^2$ – конденсат пара).

При проведении тепловых расчетов количество теплоты, передаваемой в отдельных элементах подогревателей, оценивается по температуре греющей и нагреваемой сред (рис. 4.1).

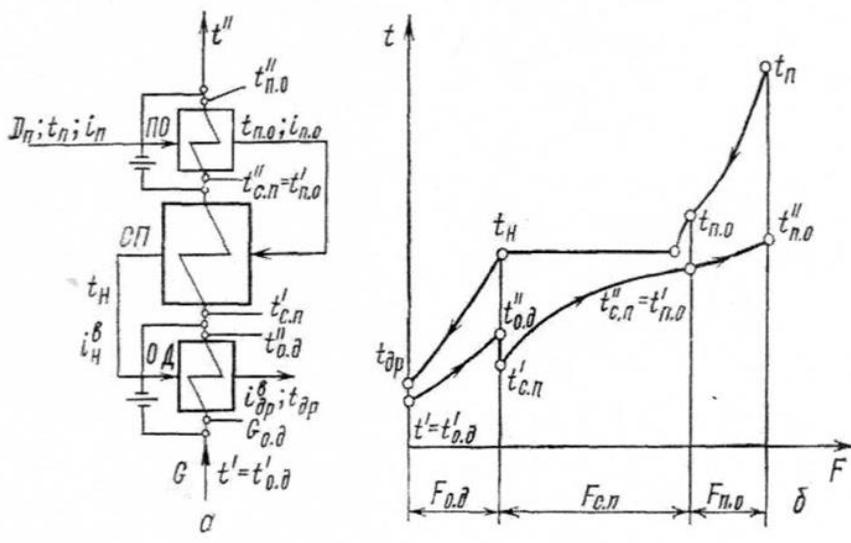


Рис. 4.1. Схема движения сред (а) и температурный график теплоносителей (б)

Так, температура воды на выходе из охладителя пара $t_{n.o}$ может приниматься по температуре насыщения t_n :

$$t_{n.o} = t_n + (10-25) \text{ } ^\circ\text{C},$$

а температура среды на выходе из охладителя конденсата

$$t_{dp} = t_v + (5-10) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для собственно подогревателя температуру греющей среды можно принять постоянной и равной температуре насыщения при давлении греющего пара. Для уменьшения габаритов охладителя конденсата и охладителя пара через них пропускается только часть поступающей в подогреватель воды (10–20 %). После смешения потоков воды за охладителем конденсата температура воды на входе в собственно подогреватель $t'_{c.n}$ становится ниже $t'_{o.d}$. Аналогично при принятой схеме включения охладителя пара температура воды на выходе из подогревателя $t'_{c.n}$ будет ниже $t'_{o.d}$.

Недогрев воды до температуры насыщения в собственно подогревателе и минимальные температурные напоры в охладителях пара и конденсата выбираются на основании технико-экономических расчетов.

Уменьшение температурных напоров приводит к повышению тепловой экономичности блока (за счет более полного использования теплоты отборного пара), но сопровождается ростом металлозатрат и капиталовложений в подогреватели. Можно рекомендовать следующие температурные напоры.

Минимальный температурный напор	ПВД	ПНД
$\Delta t_{o,п}$	10–15	7–12
$\Delta t_{c,п}$	3–5	2–4
$\Delta t_{o,к}$	6–10	3–6

Средний температурный напор для поверхностей нагрева отдельных элементов и подогревателя в целом определяется как среднелогарифмический, т. е.

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_M) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_M).$$

Здесь большие и меньшие температурные разности определяются в соответствии с графиком (см. рис. 4.1) для собственно подогревателя $\Delta t_6 = t_H - t_{c,п}^I$, $\Delta t_M = t_H - t_{c,п}^{II}$, для охладителя пара (при противотоке) $\Delta t_6 = t_H - t_B^I$ и $\Delta t_M = t_{o,п}^I - t_{c,п}^I$, для охладителя конденсата $\Delta t_6 = t_H - t_{c,п}^I$ и $\Delta t_M = t_{o,к}^I - t_B^I$.

Для тонкостенных труб, применяемых в регенеративных подогревателях, с достаточной степенью точности можно определить коэффициент теплопередачи по формуле для плоской стенки

$$k = (1/\alpha_1 + \delta_{ст} / \lambda_{ст} + \delta_H / \lambda_H + 1/\alpha_2)^{-1},$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке труб и от стенки к нагреваемой среде соответственно, Вт/(м² К);

$\delta_{ст}$, $\lambda_{ст}$, δ_H , λ_H – соответственно толщины стенки труб и слоя накипи, м, и коэффициенты теплопроводности металла и накипи, Вт/м²С.

При расчете регенеративных подогревателей термическим сопротивлением стенки можно пренебречь, а накипь на стенках труб практически всегда отсутствует.

Поверхность теплообмена подогревателя F определяется из уравнения теплопередачи. Для подогревателей принято определять ее значения по наружному диаметру труб F_n :

$$F_n = (Q / k \Delta t_{cp})(d_n / d_p),$$

где значение $d_p = d_{вн}$ при $\alpha_1 \gg \alpha_2$; $d_p = 0,5 (d_{вн} + d_n)$ при $\alpha_1 \approx \alpha_2$ и $d_p = d_n$ при $\alpha_1 \ll \alpha_2$.

Для определения k и последующего определения F_n необходимо вычислить α_1 и α_2 . При определении коэффициентов теплоотдачи важным является значение условий теплообмена и состояния теплопередающих сред. Так, например, в охладителе пара и конденсата теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния вещества. В собственно подогревателе агрегатное состояние пара изменяется. Для всех элементов регенеративных подогревателей характерно вынужденное движение нагреваемой среды, при этом режим движения, как правило, турбулентный.

Теплообмен с однофазной средой при течении внутри труб и в каналах произвольной формы поперечного сечения (продольное омывание) при $l/d_s > 40$ и турбулентном режиме ($Re > 10^4$) характеризуется уравнением

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (4.4)$$

где $Nu = \alpha d_s / \lambda$ – число Нуссельта, в состав которого входит искомый коэффициент теплоотдачи;

d_s – определяющий размер: при течении среды в трубах используется внутренний диаметр $d_{вн}$, а при продольном обтекании труб и каналов – эквивалентный диаметр $d_s = 4f/P$, где P – смоченный периметр; f – площадь поперечного сечения канала, m^2 .

Число Рейнольдса $Re = wd_s/\nu$ определяет режим движения среды, где w – скорость, m/c , ν – коэффициент кинематической вязкости, m^2/c .

Число Прандтля $Pr = \nu/a$ характеризует физические свойства среды, где a – коэффициент ее теплопроводности, m^2/c . Индексы «ж» и «ст» при числе Pr указывают на значения температуры, при которой определяется это число. При нагревании воды или пара температура стенки труб близка к температуре среды и значение $Pr_{ст}$ оказывается близким значению $Pr_{ж}$. Отношение $Pr_{ж}/Pr_{ст}$ в этом случае принимают равным 1.

При развитом турбулентном движении жидкости ($Re > 10^4$) в трубах и прямолинейных каналах некруглого сечения с достаточной степенью точности можно использовать вместо (4.4) уравнение вида

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \varepsilon_l \quad (4.5)$$

Коэффициент ε_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Если $l/d_s \geq 50$, то $\varepsilon_l = 1$, при $l/d_s < 50$ значения ε_l даны в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Значения коэффициента ε_l в формуле (4.11)

Re	l/d_s							
	1	2	5	10	15	20	30	40
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01

Для определения коэффициента теплоотдачи при движении жидкости в спиральных трубах, применяющихся в ПВД, в уравнение (4.5) вводится поправка на турбулизацию потока за счет его поворота. Уравнение (4.5) в этом случае

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} (1 + 11,11 D_{вн} n_b n_{л} / l_{сп}), \quad (4.6)$$

где $D_{вн}$ – внутренний диаметр наименьшего витка спирали, м;

n_b – число витков в одной плоскости спирали;

n_n – число полостей у спиральной трубы (одинарная или двойная спираль);

$l_{сп}$ – длина спирали, м.

Входящие в числа подобия теплофизические параметры сред определяются при средней расчетной температуре теплоносителя

$$t_{cp} = t_{вых} + (t_{вых} - t_{вх})(\Delta t_{cp} - \Delta t_M) / (\Delta t_b - \Delta t_M).$$

В условиях движения жидкости, когда значения числа Re оказываются меньшими 2200 (ламинарное течение), коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_i,$$

где $Gr = \beta g d^3 \Delta t / \nu^2$ – число Грасгофа;

Δt – разность между температурами стенки и теплоносителя, °C;

$\beta = 1/t$ – коэффициент объемного расширения, 1/°C.

При значениях числа $Re = 2200 - 10^4$ (переходный режим движения жидкости) коэффициент теплоотдачи определяется из выражений (4.5) или (4.6) с учетом поправки φ , значение которой определяется из табл. 4.2.

Таблица 4.2

Значения поправочного коэффициента φ к уравнениям (4.5) и (4.6)

Re	2200	2300	2500	3000	3500	5000	6000	7000	10000
φ	0,22	0,35	0,45	0,59	0,7	0,86	0,91	0,96	0,99

В охладителях пара и конденсата передача теплоты к поверхности нагрева происходит без изменения агрегатного состояния пара при внешнем поперечном омывании пучков прямых или спиральных труб. При турбулентном течении пара ($Re > 6 \cdot 10^3$) уравнение для определения коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$Nu = C \cdot \varepsilon_z \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{S_1 - d_H}{S_2 - d_H} \right)^p, \quad (4.7)$$

где S_1, S_2, a_n – шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока и наружный диаметр труб соответственно, м;

ϵ_z – коэффициент, учитывающий влияние количества рядов труб Z вдоль потока (для подогревателей ТЭС $Z > 20$; $\epsilon_z = 1$).

Значения коэффициента C и показателей степени m, n и p принимаются из табл. 4.3.

Таблица 4.3

Характеристика пучка труб	C	m	n	p
Коридорный из гладких прямых труб	0,2	0,64	0,35	0
Шахматный или спиральный	0,305	0,6	0,35	0,25
Спиральный при $Re > 10^5$	0,027	0,84	0,4	0

Для гладкотрубного пучка труб, наклоненного к потолку под углом φ , выражение 4.7 дополняется поправкой $\epsilon_\varphi = 0,25\sin(2\varphi - 70) + 0,75$. При смешанном омывании (продольном и поперечном) пучков труб коэффициент теплоотдачи определяется раздельно для каждой части пучка и усредняется:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_{\text{поп}} \cdot F_{\text{поп}} + \alpha_{\text{прод}} \cdot F_{\text{прод}}}{F_{\text{поп}} + F_{\text{прод}}}$$

Для расчета теплообмена в элементах подогревателей, где изменение агрегатного состояния теплоносителей не происходит, необходимо выбрать скорость движения среды (после определения конструктивных размеров подогревателя скорость уточняется). Скорость движения теплоносителей выбирается на основании технико-экономических расчетов. Увеличение скорости улучшает условия теплообмена, что приводит к снижению требуемой поверхности нагрева, т.е. снижению стоимости регенеративных подогревателей. В то же время с увеличением скорости возрастает гидравлическое сопротивление движению жидкости, что приводит к возрастанию мощности, затрачиваемой на перекачивание. Оптимальные значения скорости в значительной степени зависят от стоимости топлива и давления в трубной системе. Для ПНД значения скорости принимаются 1,7–2,2 м/с при дешевом топливе и 1,5–1,8 м/с при дорогом; для ПВД соответственно 1,6–1,9 и 1,5–1,7 м/с.

В регенеративных подогревателях можно считать, что теплообмен происходит почти в неподвижном паре. Главными условиями теплообмена в этом случае являются скорость стекания и толщина пленки конденсата, образующегося на трубах.

Режим течения пленки конденсата определяется числом Рейнольдса

$$Re_k = 10^{-3} q / g \mu_k r,$$

где $q = Q/F$ – средняя плотность теплового потока через поверхность нагрева, Вт/м²;

l – высота участка труб между соседними перегородками, м;

μ_k – коэффициент динамической вязкости пленки конденсата, н·с/м²;

r – удельная теплота конденсации пара, кДж/кг.

При пленочной конденсации чистого медленно движущегося пара при $Re_k < 100$ определение коэффициента теплоотдачи можно производить из выражения

$$\alpha_1 = C \cdot A \cdot \left(\frac{r}{l \cdot \Delta t_1} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_r = b \cdot \left(\frac{l}{\Delta t_1} \right)^{0,25}, \quad (4.8)$$

$$\text{где } A = \left(\frac{(\lambda_k)^3 \cdot \rho_k \cdot (\rho_k - \rho_n) \cdot g}{\mu_k} \right)^{0,25};$$

λ_k и ρ_k – коэффициент теплопроводности и плотность конденсата;

ρ_n – плотность пара;

коэффициент C для вертикальных труб равен 1,13;

ε_r – поправка на шероховатость и загрязнение внешней поверхности труб (для латунных и нержавеющей труб $\varepsilon_r = 1$, для стальных цельнотянутых труб $\varepsilon_r = 0,8$);

$\Delta t_1 = t_n - t_{\text{сп}}^{\text{ср}}$ – средний перепад температур в пограничном слое со стороны греющего пара;

b – комплекс физических величин.

$$b = C \cdot \varepsilon_r \cdot \left(\frac{\lambda_k^3 \cdot \rho_k \cdot (\rho_k - \rho_n) \cdot g \cdot r}{\mu_k \cdot l} \right)^{0,25}.$$

При $Re_k > 100$ значение коэффициента теплоотдачи определяется из выражения

$$\alpha_1 = \lambda_k \cdot \left(\frac{g}{(v_k)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0,16 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re_k}{Re_k - 100 + 0,63 \cdot Pr_k} \cdot \varepsilon.$$

Здесь $\varepsilon = \frac{1 + 0,013 \left(\rho_n \cdot \omega_n^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{\rho_k^{\frac{1}{2}} \cdot (g \cdot v_k)^{\frac{1}{3}}}$ учитывает влияние массовой скорости пара на условия теплообмена.

Для многорядных коридорных и шахматных пучков горизонтальных труб (с числом рядов n) средний коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \alpha_1 n^{-0,25}.$$

При определении α_1 важным является знание температуры стенки поверхности нагрева. Ее определение проводится методами последовательных приближений или графоаналитическим. Сущность последнего сводится к графическому решению уравнения для плотности потока через стенку трубы.

Выражение для плотности теплового потока можно записать в виде

$$q = b \Delta t_1^{0,75}. \quad (4.9)$$

Из (4.9) следует:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = \left(\frac{q}{b}\right)^{\frac{4}{3}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} q + \frac{q}{\alpha_2} \quad (4.10)$$

Вид графического решения уравнения (4.10) показан на рис. 4.2. Используя эту зависимость для найденного из выражения (4.8) $\Delta t_{\text{ср}}$, определяют величину q . По найденному значению q легко определить значения Δt_1 , Δt_2 и Δt_3 , коэффициент теплоотдачи α_1 , а затем коэффициент теплопередачи $k = q/\Delta t$ и необходимую поверхность нагрева F .

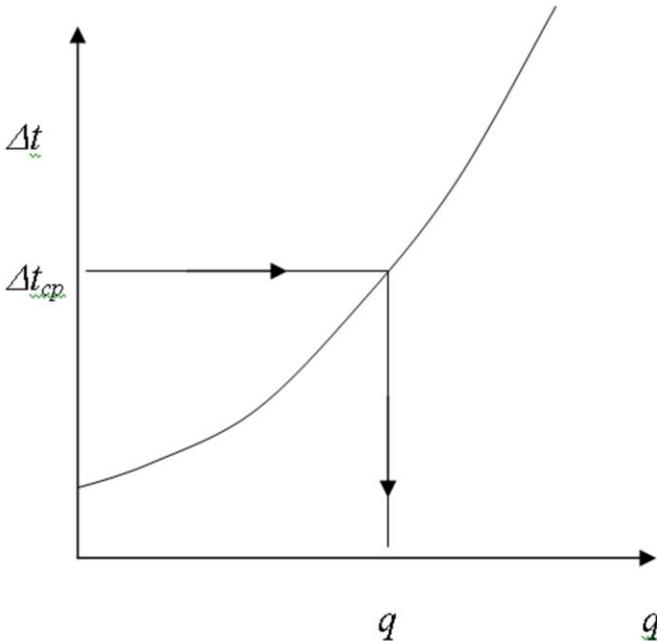


Рис. 4.2. Графоаналитическое определение плотности теплового потока в зависимости от температурного напора

5. ПРИМЕР ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

5.1. Описание турбины

В качестве примера рассмотрим расчет регенеративного подогревателя № 7 блока К-210-130-3.

Паровая турбина К-210-130-3 – конденсационная без регулируемых отборов пара мощностью 210 МВт, сконструированная на начальные параметры 12,8 МПа и 565 °С, с промежуточным перегревом пара до 565 °С и двумя выхлопами пара в конденсатор с давлением в нем 3,46 кПа при частоте вращения 50 Гц, изготовлена в 1958 г. В настоящее время после ряда модернизаций является одной из основных турбин на блочных электростанциях стран СНГ.

Паровая турбина типа К-210-130-3 – конденсационная без регулируемых отборов пара, с одним промежуточным перегревом пара и двумя выхлопами пара в конденсатор.

Турбина одновальная, трехцилиндровая на 3000 об/мин. Имеет 7 нерегулируемых отборов пара для целей регенерации. Тепловая схема турбинной установки приведена на рис. 5.1.

Регенеративная установка рассчитана на подогрев питательной воды до 2400 °С в четырех подогревателях низкого давления (ПНД), деаэраторе на 0,7 МПа и трех подогревателях высокого давления. Кроме того, используется теплота выпускного пара трехступенчатого пароструйного основного эжектора, отсосов пара из промежуточных и концевых отсеков уплотнений и от штоков клапанов.

Турбина имеет сопловое парораспределение: каждый из регулирующих клапанов подает пар к одной из сопловых коробок, вваренных в корпус.

Пройдя регулируемую ступень и 11 промежуточных ступеней ЦВД, пар с параметрами 2,52 МПа и 347 °С по двум паропроводам направляется в промежуточный пароперегреватель котла, откуда с параметрами 2,61 МПа и 565 °С поступает в ЦСД, где проходит 11 ступеней. Далее с параметрами 0,16 МПа, 235 °С пар из ЦСД по двум реверсивным трубам направляется в двухпоточный ЦНД, каждый из которых состоит из 4 ступеней. Характерной особенностью проточной части ЦНД является использование ступени Баумана.

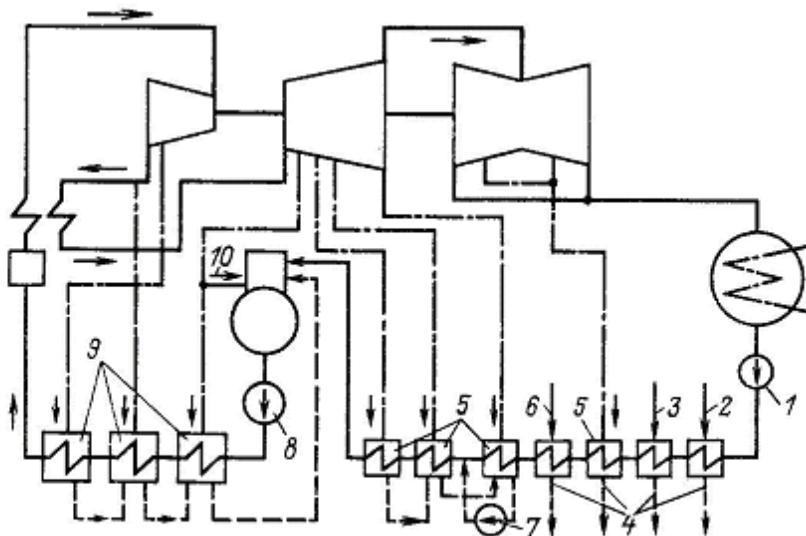


Рис. 5.1. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-210-130 ЛМЗ:
 1 – конденсатный насос; 2, 3 – выхлопной пар основного эжектора и эжектора уплотнений; 4 – конденсат греющего пара в конденсатор; 5 – ПНД; 6 – пар из уплотнений; 7 – сливной насос; 8 – питательный электронасос; 9 – ПВД; 10 – пар на деаэрактор.

Роторы ЦСД и ЦВД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с роторами. Остальные роторы соединены полужесткими муфтами. Между ЦВД и ЦСД установлен комбинированный опорно-упорный подшипник. Турбина снабжена валопоротным устройством, установленным на крышке корпуса подшипника ЦНД. Ротор ЦВД – цельнокованный из стали Р2М. Лопатки закреплены на дисках Т-образными хвостовиками и связаны в пакеты ленточными бандажами. Ротор ЦСД – комбинированный: передняя часть ротора цельнокованая из стали Р2М, последние 4 диска – насадные из стали 34ХН3М. В зоне паровпуска выполнен разгрузочный диск. Лопатки первых семи ступеней крепятся к дискам Т-образными хвостовиками, остальных четырех – вильчатыми. Лопатки первых семи ступеней ЦСД имеют ленточные бандажи, остальные – проволочные связи.

Ротор ЦНД – сборный: на вал из стали Р2 насажены диски из стали 34ХНЗМ. Облопачивание не имеет ленточных периферийных бандажей, используются проволоочные связи. Лопатки закреплены на дисках вильчатыми хвостовиками. Турбина снабжена системой измерения абсолютных расширений корпуса ЦНД и всей турбины в целом, а также относительных расширений всех роторов.

Конденсационное устройство турбины состоит из двух поверхностных двухходовых конденсаторов общей поверхностью охлаждения 9000 м^3 , тип конденсатора 200-КСЦ-2. Воздухоудаляющее устройство конденсаторов состоит из двух основных трехступенчатых паровых эжекторов типа ЭП-3-750 и одного пускового эжектора типа ЭП-1-1100-1.

С турбиной предусмотрены испарительная установка с двумя испарителями типа И-350-2, рассчитанная на производительность до 25 т/ч, и бойлерная установка производительностью до 20 Гкал/ч для нужд теплофикации ГРЭС.

5.2. Схема движения теплообменивающихся сред в ПВД

Принципиальная схема движения теплообменивающихся сред в зонах ПВД представлена на рис. 5.2. Через охладитель конденсата проходит весь поток питательной воды или ее часть, ограничиваемая установкой шайбы.

Включение зоны охлаждения пара может быть различным. Например, возможно включение охладителя пара всех или какого-либо отдельного подогревателя параллельно по ходу воды всем или некоторым подогревателям.

Смещение потока воды, проходящего через каждый охладитель пара, с потоком питательной воды происходит на входе в паровой котел. Такая схема включения носит название схемы Рикара–Никольного. Может быть использована другая схема, когда охлаждение пара происходит потоком воды, направляемым в паровой котел после всех подогревателей (схема Виолен). Может быть применена последовательная схема включения всех зон и комбинированная схема.

Во всех случаях через охладитель пара пропускается только часть питательной воды, а другая ее часть байпасируется помимо охладителя с помощью ограничивающей шайбы.

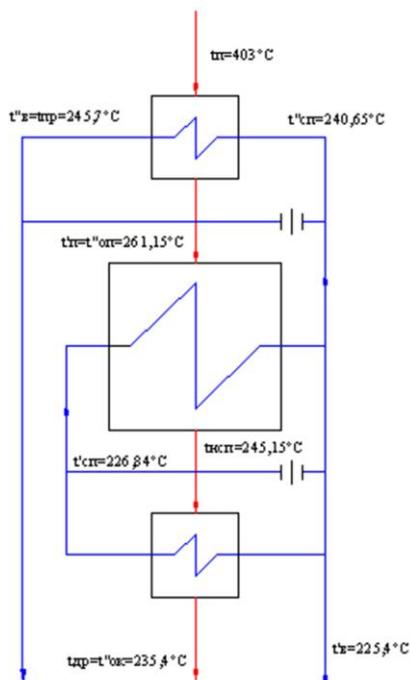
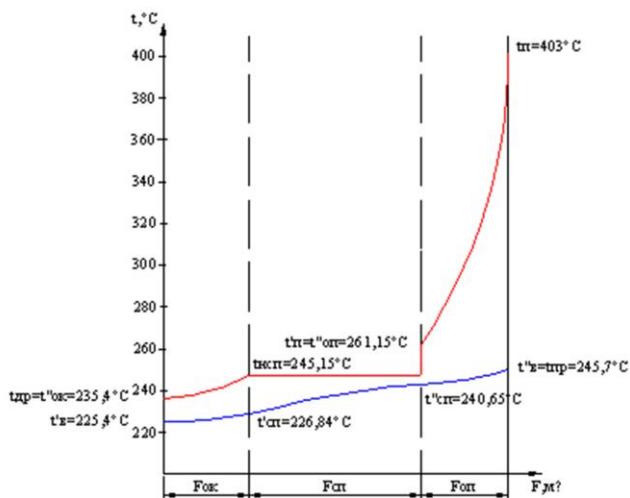


Рис.5.2. Схема движения сред и температурный график теплоносителей

5.3. Определение тепловых нагрузок в ОП, СП, ОК

Исходные данные приняты в соответствии с [6].

Параметры греющего пара

Параметры пара на входе в ОП:

- давление $p_{\text{п}} = 3,855$ МПа;
- температура $t_{\text{п}} = 403$ °С;
- энтальпия $i_{\text{п}} = 3224$ кДж/кг.

Параметры пара в СП:

- давление пара в собственно подогревателе $p'_{\text{п}} = 3,662$ МПа;
- температура насыщения $t'_{\text{сп}} = 245,15$ °С;
- энтальпия конденсата пара за СП $i'_{\text{сп}} = 1062,4$ кДж/кг;
- энтальпия пара, поступающего в СП $i_{\text{сп}} = 2800,8$ кДж/кг;
- температура пара на входе в СП $t'_{\text{п}} = 261,15$ °С.

Параметры конденсата на выходе из ОК:

- температура конденсата $t_{\text{др}} = t'_{\text{ок}} = t_{\text{од}} = 235,4$ °С;
- энтальпия конденсата $i_{\text{др}} = 1015,8$ кДж/кг.

Параметры питательной воды

Параметры на входе в ОК:

- давление $p_{\text{в}} = 169$ ата;
- температура $t_{\text{в}} = 225,4$ °С;
- энтальпия воды $i_{\text{в}} = 968,78$ кДж/кг.

В охладитель конденсата поступает часть питательной воды с расходом $G_{\text{ок}} = G_{\text{од}} = 27,8$ кг/с (14,3 % от $G_{\text{пв}} = 194,4$ кг/с). Через собственно подогреватель проходит $G_{\text{сп}} = 194,4$ кг/с воды. Расход воды через пароохладитель принимаем равным 70 % от расхода питательной воды, поступающей в подогреватель $G_{\text{оп}} = 136,11$ кг/с.

Расход пара в подогреватель определяется из уравнения теплового баланса при заданных параметрах:

$$D_{\text{п}}(i'_{\text{п}} - i_{\text{др}})\eta_{\text{п}} = G_{\text{пв}}(i_{\text{сп}} - i_{\text{в}}).$$

Энтальпия воды на выходе из собственно подогревателя определяется при $p_{\text{в}} = 169$ ата и температуре $t'_{\text{сп}} = t_{\text{сп}} - v$, при значении $v = 4,5$ °С имеем $t'_{\text{сп}} = 245,15 - 4,5 = 240,65$ °С и $i_{\text{сп}} = 1040,72$ кДж/кг.

Расход пара, поступающего в подогреватель:

$$D_{\text{п}} = \frac{G_{\text{пв}}(i_{\text{сп}} - i_{\text{в}})}{(i_{\text{п}} - i_{\text{др}})\eta_{\text{п}}} = \frac{194,44 \cdot (1040,72 - 968,78)}{(2800,8 - 1015,8) \cdot 0,99} = 7,92 \text{ кг/с.}$$

Используя полученный расход пара, определяют температуру на выходе из охладителя конденсата, на входе в собственно подогреватель и на выходе из охладителя пара.

Энтальпия воды на входе в собственно подогреватель

$$\begin{aligned} i'_{\text{од}} = i'_{\text{сп}} = i_{\text{в}} + \frac{G_{\text{од}}(i_{\text{од}} - i_{\text{в}})}{G_{\text{пв}}} = \\ = 968,78 + \frac{27,8 \cdot (1015,78 - 968,78)}{194,44} = 975,54 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Тогда температура воды на входе в собственно подогреватель $t'_{\text{од}} = t'_{\text{сп}} = 226,84 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Энтальпия воды на выходе из пароохладителя из уравнения теплового баланса

$$\begin{aligned} i_{\text{по}} = i_{\text{сп}} + \frac{D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i_{\text{п}})}{G_{\text{по}}} = \\ = 1040,72 + \frac{7,92 \cdot (3224 - 2800,8)}{136,11} = 1065,09 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

тогда температура воды $t_{\text{по}} = t''_{\text{в}} = t_{\text{пр}} = 245,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

По балансу теплоты определяем тепловые нагрузки:

– на охладитель конденсата:

$$Q_{\text{ок}} = D_{\text{п}}(i_{\text{сп}}^{\text{н}} - i_{\text{др}})\eta_{\text{п}} = 7,92 \cdot (1062,4 - 1015,8) \cdot 0,99 = 365,3 \text{ кВт;}$$

– собственно подогревателя:

$$Q_{\text{СП}} = D_{\text{П}}(i'_{\text{П}} - i''_{\text{СП}})\eta_{\text{П}} = 7,92 \cdot (2800,8 - 1062,4) \cdot 0,99 = 13622,7 \text{ кВт};$$

– охладителя пара:

$$Q_{\text{ОП}} = D_{\text{П}}(i_{\text{П}} - i'_{\text{П}})\eta_{\text{П}} = 7,92 \cdot (3224 - 2800,8) \cdot 0,99 = 3316,3 \text{ кВт},$$

где $i_{\text{П}}$ – удельная энтальпия пара на входе в охладитель пара;

$i'_{\text{П}}$ – удельная энтальпия пара, поступающего в собственно подогреватель;

$i''_{\text{СП}}$ – удельная энтальпия конденсата пара за собственно подогревателем;

$i_{\text{др}}$ – удельная энтальпия дренажа;

$D_{\text{П}}$ – расход пара в подогреватель.

5.4. Тепловой расчет собственно подогревателя (СП)

Средний температурный напор для поверхностей нагрева отдельных элементов и подогревателя в целом определяется как среднелогарифмическая разность температур:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{ср}} &= \frac{(t_{\text{Н}} - t'_{\text{СП}}) - (t_{\text{Н}} - t''_{\text{СП}})}{\ln \frac{(t_{\text{Н}} - t'_{\text{СП}})}{(t_{\text{Н}} - t''_{\text{СП}})}} = \\ &= \frac{(245,15 - 226,84) - (245,15 - 240,65)}{\ln \frac{(245,15 - 226,84)}{(245,15 - 240,65)}} = 9,84 \text{ }^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от стенок труб к воде необходимо установить режим ее движения. Скорость воды в трубах подогревателя принимается в пределах 1,3–1,8 м/с. Для скорости 1,5 м/с, соответствующей средней температуры воды:

$$\Delta t_{\text{T}} = \frac{t'_{\text{СП}} + t''_{\text{СП}}}{2} = \frac{240,65 + 226,84}{2} = 233,75 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

и ее параметрах ($\nu = 0,145 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 63,3 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\text{Pr} = 0,88$) число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d_{\text{внеш}}}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,032}{0,145 \cdot 10^{-6}} = 3,3 \cdot 10^5.$$

Коэффициент теплоотдачи для этих условий определяется:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,023 \frac{\lambda}{d_{\text{внеш}}} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{63,3 \cdot 10^{-2}}{0,032} \cdot (3,3 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot (0,88)^{0,4} = 11235 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Термическое сопротивление стенки труб

$$R_{\text{ст}} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{0,004}{52} = 7,69 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Значение коэффициента b в формуле $q = b \Delta t^{0,75}$ при $\Delta t_{\text{ст}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{сп}}^{\text{н}} + \Delta t_{\text{T}}}{2} = \frac{245,15 + 233,75}{2} = 239,45 (\text{°C})$ и параметрах сред при $\Delta t_{\text{ст}}^{\text{ср}}$ ($\nu_k = 0,141 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\mu_k = 11,5 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\lambda_k = 62,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\text{Pr} = 0,87$; $\rho_{\text{п}} = 16,6 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\rho_k = 814,4 \text{ кг}/\text{м}^3$; $r = 1760 \text{ кДж}/\text{кг}$).

Вычислим по формуле

$$b = C \cdot E_r \cdot \left(\frac{\lambda_k^3 \cdot \rho_k \cdot (\rho_k - \rho_{\text{п}}) \cdot g \cdot r}{\mu_k \cdot l} \right)^{0,25},$$

где $C = 1,13$ и $E_r = 0,8$ – коэффициенты для вертикальных стальных труб, $l = 4 \text{ м}$, $g = 9,8 \text{ м}/\text{с}^2$.

Тогда коэффициент b принимает следующее значение:

$$b = 1,13 \cdot 0,8 \left(\frac{(62,8 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 814,4 \cdot (814,4 - 16,6) \cdot 9,8 \cdot 1760,6}{11,5 \cdot 10^{-5} \cdot 4} \right)^{0,25} = 7808.$$

В соответствии с полученными значениями имеем:

$$\begin{aligned} \Delta t &= \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = \left(\frac{q}{b}\right)^{\frac{4}{3}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} q + \frac{q}{\alpha_2} = \\ &= 1,28 \cdot 10^{-4} \cdot q^{\frac{4}{3}} + 7,69 \cdot 10^{-5} \cdot q + 9,1 \cdot 10^{-5} \cdot q. \end{aligned}$$

Принимая различные значения q , находим Δt и строим зависимость $\Delta t = f(q)$:

$$q = 10 \text{ кВт/м}^2 \Rightarrow \Delta t = 3,1^\circ\text{C};$$

$$q = 20 \text{ кВт/м}^2 \Rightarrow \Delta t = 6,9^\circ\text{C};$$

$$q = 30 \text{ кВт/м}^2 \Rightarrow \Delta t = 11,1^\circ\text{C};$$

$$q = 40 \text{ кВт/м}^2 \Rightarrow \Delta t = 15,7^\circ\text{C}.$$

Графоаналитическое определение плотности теплового потока в зависимости от температурного напора представлено на рис. 5.3.

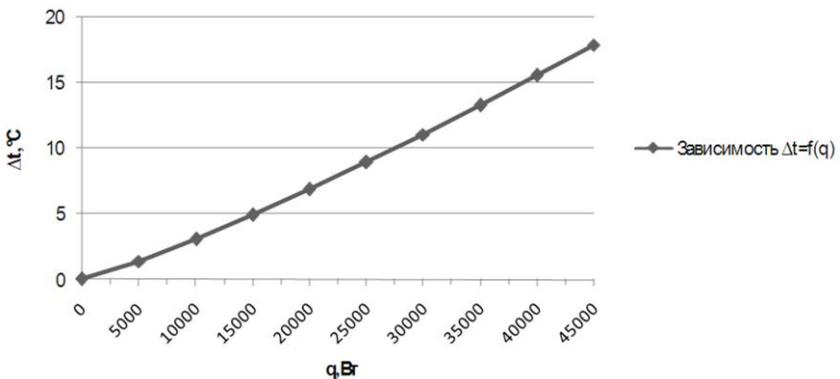


Рис. 5.3. Графоаналитическое определение плотности теплового потока в зависимости от температурного напора

Из нее следует, что при $\Delta t = 9,8^\circ\text{C}$ тепловой поток $q = 25500 \text{ Вт/м}^2$.

Коэффициент теплопередачи в собственно подогревателе в этих условиях $k = \frac{q}{\Delta t} = \frac{25500}{9,84} = 2591 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Поверхность нагрева собственно подогревателя

$$F_{\text{сп}} = \frac{Q_{\text{сп}}}{k\Delta t_{\text{сп}}} = \frac{13623 \cdot 10^3}{2591 \cdot 9,84} = 535 \text{ м}^2.$$

Практически поверхность нагрева должна быть несколько выше за счет возможности загрязнения поверхности, коррозии и т.д. Принимаем $F_{\text{сп}} = 535 \text{ м}^2$.

При принятой скорости воды в трубах число спиралей собственно подогревателя

$$N = \frac{G_{\text{пв}} \cdot v}{0,785 \cdot \omega \cdot d_{\text{внутр}}^2} = \frac{194,44 \cdot 0,0011}{0,785 \cdot 1,5 \cdot 0,024^2} = 315 \text{ шт.},$$

где $v = 0,06673 \text{ м}^3/\text{кг}$ – средний удельный объем воды при ее средней температуре.

Практически число спиралей принимается кратным произведению числа секций и числа рядов в каждой секции, т.е. $6 \cdot 12 = 72$. Тогда $N = 288 \text{ шт}$.

В этом случае длина каждой спирали

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{внешн}} \cdot N} = \frac{565}{3,14 \cdot 0,024 \cdot 288} = 20 \text{ м}.$$

В заключение теплового расчета собственно подогревателя рекомендуется уточнить температуру, при которой были определены физические параметры:

$$\Delta t_{\text{ст}} = t_{\text{н}} - \Delta t_1 = 245,15 - 4,85 = 240,3^\circ\text{C}.$$

Отклонение от принятого значения $t_{\text{ст}}^{\text{сп}} = 239,45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\Delta t = 0,86 \text{ }^{\circ}\text{C}$, что вполне допустимо.

5.5. Тепловой расчет охладителя пара (ОП)

Тепловая нагрузка охладителя пара $Q_{\text{оп}} = 3316,3 \text{ кВт}$. Расход пара $D_{\text{п}} = 7,92 \text{ кг/с}$, расход питательной воды $G_{\text{пв}} = 194,44 \text{ кг/с}$.

Если размеры спиралей охладителей пара такие же, как и в собственном подогревателе, то площадь сечения для прохода пара

$$F = 1 \cdot 0,004 \cdot \beta = 20 \cdot 0,004 \cdot 0,98 = 0,077 \text{ м}^2,$$

где $\beta = 0,98$ учитывает часть длины труб, участвующей в теплообмене;

0,004 – расстояние между трубами.

При двух потоках скорость пара в охладителе

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}} \cdot v}{2 \cdot F} = \frac{7,92 \cdot 0,06673}{2 \cdot 0,077} = 3,45 \text{ м/с},$$

где $v = 0,06673 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем пара при его средней температуре в ОП

$$t_{\text{сп}} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{п}}^{\text{п}}}{2} = \frac{403 + 261,15}{2} = 332,1^{\circ}\text{C}.$$

Эквивалентный диаметр

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \cdot F}{2 \cdot l} = \frac{4 \cdot 0,077}{2 \cdot 20} = 0,008 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{п}} \cdot d_{\text{э}}}{\nu_{\text{п}}} = \frac{3,45 \cdot 0,008}{3,1 \cdot 10^{-7}} = 8,73 \cdot 10^4.$$

Значение коэффициента теплоотдачи от пара к стенке труб следует определять из выражения, учитывая параметры пара при средней его температуре $t_{\text{ср}} (v_{\text{п}} = 0,31 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_{\text{п}} = 8,48 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr} = 2,8)$.

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,021 \frac{\lambda_{\text{п}}}{d_3} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} = \\ &= 0,021 \cdot \frac{0,0848}{0,008} \cdot (8,73 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (2,8)^{0,43} = 3172,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Определим коэффициент теплоотдачи от стенки труб к воде. Физические параметры воды определяются при средней ее температуре

$$t_{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{в}} + t'_{\text{сп}}}{2} = \frac{245,7 + 240,65}{2} = 243,2^\circ \text{C} \text{ и } \rho_{\text{пв}} = 169 \text{ ата} :$$

$\nu = 0,139 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 62,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr} = 0,865; \lambda_{\text{ст}} = 52 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$

Скорость воды в трубах при 2-поточной схеме принимаем равной 1,5 м/с, а диаметр трубок – 32 × 4 мм. Тогда число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{1,5 \cdot 0,024}{0,15 \cdot 10^{-6}} = 2,59 \cdot 10^5.$$

Определим коэффициент теплоотдачи от стенки труб к воде:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,023 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,625}{0,024} (2,59 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot (0,865)^{0,4} = 12101 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Определим коэффициент теплопередачи:

$$\begin{aligned} k_{\text{оп}} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{3172,4} + \frac{0,024}{2 \cdot 52} \ln\left(\frac{0,032}{0,024}\right) + \frac{0,024}{12101 \cdot 0,032}} = 2254 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \end{aligned}$$

где $\frac{d_{\text{внеш}}}{d_{\text{внутр}}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{0,032}{0,024}$ учитывает вид теплопередающей стенки – стенка цилиндрическая.

Средний температурный напор в охладителе пара

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_{\text{п}} - t'_{\text{в}}) - (t'_{\text{п}} - t''_{\text{сп}})}{\ln \frac{(t_{\text{п}} - t'_{\text{в}})}{(t'_{\text{п}} - t''_{\text{сп}})}} =$$

$$= \frac{(403 - 245,7) - (261,15 - 240,65)}{\ln \frac{(403 - 245,7)}{(261,15 - 240,65)}} = 22,4^{\circ}\text{C}.$$

Поверхность нагрева охладителя пара

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q_{\text{оп}}}{k_{\text{оп}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{3316,3 \cdot 10^3}{2254,8 \cdot 22,4} = 65,7 \text{ м}^2.$$

Практически поверхность нагрева должна быть несколько выше за счет возможности загрязнения, коррозии и т.д. Принимаем $F_{\text{оп}} = 82 \text{ м}^2$.

Число змеевиков охладителя пара с учетом $\beta = 0,98$

$$N = \frac{F}{\beta \cdot l \cdot \pi \cdot d_{\text{внешн}}} = \frac{82}{0,98 \cdot 20 \cdot 3,14 \cdot 0,032} = 52 \text{ шт.}$$

5.6. Тепловой расчет охладителя конденсата (ОК)

Тепловая нагрузка охладителя конденсата $Q_{\text{ок}} = 365,3 \text{ кВт}$. Средняя температура конденсата в межтрубном пространстве

$$t_{\text{ср}}^{\text{к}} = \frac{t_{\text{сп}}^{\text{н}} + t_{\text{др}}}{2} = \frac{245,15 + 235,4}{2} = 240,3^{\circ}\text{C}.$$

Площадь сечения для прохода конденсата в охладителе принимаем такой же, как и в охладителе пара, т.е. $F = 0,077 \text{ м}^2$. Тогда скорость конденсата в межтрубном пространстве

$$\omega_{\text{к}} = \frac{D_{\text{к}} \cdot v_{\text{к}}}{F} = \frac{7,92 \cdot 0,0012}{0,077} = 0,12 \text{ м/с},$$

где $v_{\text{к}} = 0,0012 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем конденсата при его средней температуре в ОК.

Физические свойства конденсата при его средней температуре:

$$\nu = 0,141 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 62,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr} = 0,87.$$

Значение числа Рейнольдса при найденной скорости

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{к}} \cdot d_{\text{э}}}{\nu} = \frac{0,12 \cdot 0,008}{0,141 \cdot 10^{-6}} = 7,04 \cdot 10^3, \text{ а коэффициент теплоотдачи}$$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,023 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,628}{0,008} \cdot (7,04 \cdot 10^3)^{0,8} \cdot 0,87^{0,4} = 2043,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Средняя температура воды в трубах охладителя конденсата:

$$t_{\text{ок}}^{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{сп}} + t''_{\text{в}}}{2} = \frac{226,84 + 225,4}{2} = 226,1^{\circ}\text{C}.$$

Значение коэффициента теплопередачи от стенки к воде определяем при скорости $\omega_{\text{в}} = 1,5 \text{ м/с}$ и физических параметрах, соответствующих $t_{\text{ок}}^{\text{ср}} = 226,1^{\circ}\text{C}$. Физические свойства воды при ее средней температуре:

$$\nu = 0,146 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 64 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr} = 0,88.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{к}} \cdot d_{\text{внутр}}}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,024}{0,146 \cdot 10^{-6}} = 2,47 \cdot 10^5.$$

Значение коэффициента теплопередачи от стенки к воде

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,64}{0,024} \cdot (2,47 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,88^{0,4} = 12012 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом $\varepsilon_l = 1,132$ расчетное значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_{2p} = 1,132 \cdot 12012 = 13598,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи в охладителе конденсата

$$\begin{aligned} k_{\text{ок}} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{d_1}{\alpha_{2p} d_2}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{2043,9} + \frac{0,024}{2 \cdot 52} \ln\left(\frac{0,032}{0,024}\right) + \frac{0,024}{13598,6 \cdot 0,032}} = 1637 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Средний температурный напор в охладителе конденсата

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{ср}} &= \frac{(t_{\text{сп}}^{\text{н}} - t_{\text{сп}}^{\text{к}}) - (t_{\text{др}} - t_{\text{в}})}{\ln \frac{(t_{\text{сп}}^{\text{н}} - t_{\text{сп}}^{\text{к}})}{(t_{\text{др}} - t_{\text{в}})}} = \\ &= \frac{(245,15 - 226,84) - (235,4 - 225,4)}{\ln \frac{(245,15 - 226,84)}{(235,4 - 225,4)}} = 5,5 \text{ }^\circ\text{С}. \end{aligned}$$

Площадь поверхности теплообмена охладителя конденсата

$$F_{\text{ок}} = \frac{Q_{\text{ок}}}{k_{\text{ок}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{365,3 \cdot 10^3}{1637 \cdot 5,5} = 40,6 \text{ м}^2.$$

Практически поверхность нагрева должна быть несколько выше за счет возможности загрязнения, коррозии и т.д. Принимаем $F_{ок} = 53 \text{ м}^2$.

Таким образом, в результате расчета получено:

$$F_{сп} = 565 \text{ м}^2;$$

$$F_{оп} = 82 \text{ м}^2;$$

$$F_{ок} = 53 \text{ м}^2;$$

В результате расчета были определены следующие площади составляющих частей подогревателя:

– площадь СП $F_{сп} = 565 \text{ м}^2$;

– площадь ОП $F_{оп} = 82 \text{ м}^2$;

– площадь ОК $F_{ок} = 53 \text{ м}^2$

Полученные в результате расчета значения площадей отличаются от реальных табличных значений данного подогревателя ПВ-775-265-45 на допустимую величину.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рихтер, Л.А. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / Л.А. Рихтер, Д.П. Елизаров, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
2. Тепловые и атомные электрические станции / под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 620 с.
3. Ривкин, С.Л. Тепловизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
4. Назмеев, Ю.Г. Теплообменные аппараты ТЭС: учебное пособие для вузов / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. – М.: МЭИ, 2005. – 260 с.
5. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / В.Д. Буров [и др.]; под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: МЭИ, 2007. – 466 с.
6. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. – М.: МЭИ, 2001. – 472 с.
7. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электрических станций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – М.: МЭИ, 2002. – 584 с.
8. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов / А.Г. Костюк [и др.]; под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: МЭИ, 2001. – 488 с.
9. Теплообменники энергетических установок: учебник для вузов / К.Э. Аронсон [и др.]; под общ. ред. Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. – 816 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Основные характеристики подогревателей высокого давления

Типоразмер турбины и ее завод-изготовитель	Типоразмер	Площадь поверхности теплообмена, м ²			Номинальный расход воды, кг, с	Расчетный тепловой поток, МВт	Максимальная температура, °С	Габаритные размеры, мм		Масса, т	
		полная	Зоны ОП	Зоны ОК				Высота	Диаметр корпуса	сухого	полностью заполненного водой
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
К-100-90-7 ПОТ ЛМЗ	ПВ-250-180-21-1	250	21,0	21,0	101,4	11,3	350	6772	1528	16,8	24,5
	ПВ-250-180-33-1	250	21,0	21,0	101,4	10,8	410	6772	1540	18,8	26,3
ПТ-60/75-90/13; ПТ-60/75-90/13 ПОТ ЛМЗ	ПВ-350-230-21-1	350	31,6	63,2	104,2	20,1	355	7000	1532	20,5	30,8
	ПВ-350-230-36-1	350	31,6	42,1	104,2	15,2	430	7000	1548	23,0	33,3
	ПВ-350-230-50-1	350	31,6	42,1	104,2	16,86	475	7000	1564	25,7	36,6

Продолжение табл. П1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Т-110/120-130-4 ПО ТМЗ	ПВ-425-230-13-1	425	42,0	63,0	152,8	14,07	450	7390	1732	26,5	40,2
Т-110/120-130-4 ПО ТМЗ ПГ-80/110-130/13 ПОТ ЛМЗ Р-50-130/13 ПОТ ЛМЗ	ПВ-425-230-25-1	425	42,0	63,0	152,8	17,56	530	7390	1740	28,3	42,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Т-110/120-130-4 ПО ТМЗ ПТ-80/110-130/13 ПОТ ЛМЗ Р-40-130/31 ПО ЛМЗ Р-50-130/13 ПОТ ЛМЗ	ПВ-425-230-37-1	425	42,0	63,0	152,8	13,26	500	7390	1760	32,1	46,0
Т-110/120-130-4 ПО ТМЗ Р-50-130/13 ПОТ ЛМЗ	ПВ-475-230-50	477	83,0	41,5	166,7	19,65	416	8000	1772	38,1	53,5

Продолжение табл. П1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
К-210-130-3 ПОТ ЛМЗ К-210-130-6 ПОТ ЛМЗ Т-180/210-130-1 ПОТ ЛМЗ Т-180/215-130-2 ПОТ ЛМЗ	ПВ-775-265-13	775	82,5	92,8	194,4	19,5	449	9625	2244	56,7	85,6
	ПВ-775-265-31	775	72,5	92,8	194,4	32,2	341	9625	2260	60,5	89,3
	ПВ-775-265-45	775	82,5	41,4	194,4	20,7	392	9625	2290	63,5	93,6
Т-175/210-130 ПО ЛМЗ ПТ-135/165-130/15 ПО ЛМЗ Р-100-130/15 ПО ЛМЗ	ПВ-760-230-14	760	84,5	95,0	236,1	28,5	500	9050	2280	61,2	86,9
	ПВ-800-230-21	800	84,5	63,4	236,1	27,9	500	9050	2280	63,0	90,3
	ПВ-800-230-32	800	84,5	31,7	236,1	22,2	475	9050	2280	62,9	90,1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Т-250/300-240-3 ПО ЛМЗ	ПВ-900-380-18-1	992	101,0	152,0	263,9	27,2	475	8860	2464	76,5	106,5
	ПВ-900-380-66-1	980	101,0	75,0	263,9	25,9	390	8860	2520	91,4	121,4
Т-250/300-240-3 ПО ЛМЗ	ПВ-1200-380-43-1	1203	125,0	188,0	263,9	46,9	335	8860	2680	92,1	127,1

Продолжение табл. П1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
К-300-240-3 ПОТ ЛМЗ	ПВ-1250-380-21	1300	1240	187,0	286,1	42,0	424	10330	2664	1003	140,0
К-300-240-3 ПОТ ЛМЗ	ПВ-1550-380-70	1558	1520	152,0	286,1	41,7	363	10445	2960	1593	222,3
К-800-240-5 ПОТ ЛМЗ	ПВ-1600-380-17	1560	92,5	222,0	386,1	24,4	441	10950	2860	1252	173,0
	ПВ-1600-380-66	1650	111,0	92,5	386,1	48,8	350	10950	2940	1532	201,3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
К-300-240-3 ПОТ ЛМЗ	ПВ-1700-380-51	1678	1340	201,0	286,1	71,0	308	9885	3112	1404	188,9
К-500-240-4 ПОТ ЛМЗ	ПВ-2100-380-40	2135	870	185,0	386,1	48,8	290	10950	3110	141,7	199,0
	ПВ-2100-380-17	2135	3140	261,0	473,6	52,3	432	11350	3272	1630	230,0
	ПВ-1900-380-44	2100	2020	261,0	451,4	86,0	304	11350	3312	1830	249,0
	ПВ-2100-380-61	2100	3140	139,2	417,8	51,2	347	11350	3360	2110	260,0

Окончание табл. П1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
К-220-44 ПО «Гурбогатом»	ПВ-1600-92-15-1А	1600	–	332	405,6	44,0	193	10600	2672	93	138,0
	ПВ-1600-92-20-1А	1600	–	332	405,6	35,7	212	10600	2672	92,8	137,9
	ПВ-1600-92-30-1А	1600	–	332	405,6	36,3	230	10600	2672	92,7	137,7
К-1000-60/1500 ПО «Гурбогатом»	ПВ-2500-97-10А	2500	–	364	907	161	184,7	14090	3272	159,7	254,7
	ПВ-2500-97-18А	2500	–	364	907	182	216,0	14090	3272	159,6	254,6
К-1000-60/3000 ПО «Гурбогатом»	ПВ-2500-97-28А	2500	–	364	907	204	230,9	14090	3300	175,6	270,6

Примечание. Цифры в типоразмере обозначают: первая – суммарная площадь поверхности, м²; вторая и третья – рабочее давление, кгс/см², соответственно воды в трубной системе и пара в корпусе; четвертая – номер модификации. Буква А означает, что данный ПВД применяется на АЭС.

Таблица П2

**Параметры пара в камерах нерегулируемых отборов
на номинальном режиме**

Тип турбины	Номер отбора	Подогреватель	Давление, МПа (кг·с/см ²)	Температура, °С	Количество отбираемого пара, кг/с (т/ч)
1	2	3	4	5	6
К-100-90-7	I	ПВД8	3,168 (32,3)	405	5,27 (19)
	II	ПВД7	2,04 (20,8)	345	5,27 (19)
	III	ПВД6	1,147 (11,7)	283	4,16 (15)
		Деаэратор	1,147 (11,7)	283	2,77 (10)
	IV	ПВД5	0,402 (4,1)	175	3,88 (14)
	V	ПВД4	0,215 (2,2)	125	4,72 (17)
	VI	ПВД3	0,079 (0,81)	93	2,22 (8)
	VII	ПВД2	0,041 (0,42)	76	2,22 (8)
	VIII	ПВД1	0,017 (0,18)	56	3,05 (11)
К-210-130-3 (6)	I	ПВД7	3,855 (39,3)	403	8,33 (30)
	II	ПВД6	2,52 (25,7)	347	10,0 (36)
	III	ПВД5	1,187 (12,1)	477	5,0 (18)
		Деаэратор	1,187 (12,1)	477	5,0 (18)
	IV	ПНД4	0,627 (6,4)	393	5,83 (21)
	V	ПНД3	0,27 (2,76)	289	4,72 (17)
	VI	ПНД2	0,125 (1,28)	207	6,66 (24)
	VII	ПНД1	0,026 (0,27)	78	6,11 (22)
К-300-240-3	I	ПВД8	6,12 (62,4)	375	15,97 (57,5)
	II	ПВД7	3,92 (40,0)	315	23,5 (84,6)
	III	ПВД6	1,559 (15,9)	450	7,16 (25,8)
		Турбопривод	1,559 (15,9)	450	24,7 (89,0)
	IV	Деаэратор	1,039 (10,6)	395	5,0(18,0*)
	V	ПНД4	0,505 (5, 15)	300	9,72(35)
	VI	ПНД3	0,235 (2,4)	240	8,33 (30**)
	VII	ПНД2	0,087 (0,895)	140	8,77 (31,6)
	VIII	ПНД1	0,017 (0,172)	56	6,3 (22,7)
К-800-240-4	I	ПВД8	6,06 (61,8)	349	48,61 (175)
	II	ПВД7	3,77 (38,5)	289	60,55 (218)
	III	Турбопривод ПН	1,63 (16,6)	440	34,16 (123)
		ПВД6	1,63 (16,6)	440	30,27 (109)
	IV	Деаэратор	1,069(10,9)	386	0,55 (2,0)
	V	ПНД4	0,578 (5,9)	310	24,72 (89)
	VI	ПНД3	0,28 (2,9)	231	26,11 (94)
	VII	ПНД2	0,113 (1,16)	148	30,55 (110)
	VIII	ПНД1	0,021 (0,218)	60	24,16 (87)

1	2	3	4	5	6
К-1200-240-3	I	ПВД9	6,288 (64,1)	354	79,44 (286)
	II	ПВД8	3,9 (39,8)	295	85,83 (309)
	III	ПВД7	1,82 (18,6)	450	35,27 (127)
		Турбопривод ПН	1,82 (18,6)	450	48,88 (176)
	IV	Деаэратор	0,9 (9,2)	355	24,16 (87)
	V	ПНД5	0,49(5,0)	280	32,77(118)
	VI	ПНД4	0,259 (2,64)	218	29,44(106)
	VII	ПНД3	0,126(1,29)	150	25,55 (92)
	VIII	ПНД2	0,057 (0,58)	80	26,66 (96)
IX	ПНД1	0,02 (0,205)	60	31,11(112)	
ПТ-60/75-90/13	I	ПВД7	3,727 (38,0)	425	6,11(22)
	II	ПВД6	2,158 (22,0)	357	5,0(18)
	III	ПВД5	1,275 (13,0)	294	4,44(16)
		Деаэратор	1,275 (13,0)	294	3,05(11)
	IV	ПНД4	0,63 (6,5)	234	–
	V	ПНД3	0,36 (3,7)	185	5,83(21)
	VI	ПНД2	0,117 (1,2)	104	–
VII	ПНД1	0,0068 (0,07)	–	0,55(2)	
ПТ-60/75-130/13	I	ПВД7	4,31 (44)	430	5,83 (21)
	II	ПВД6	2,55 (26)	355	6,11 (22)
	III	ПВД5	1,27 (13)	280	3,88 (14)
		Деаэратор	1,27 (13)	280	0,55 (2)
	IV	ПНД4	0,559 (5,7)	200	3,33 (12)
	V	ПНД3	0,33 (3,4)	150	4,16 (15)
	VI	ПНД2	0,118 (1,2)	104	0,55 (2)
VII	ПНД1	0,0058 (0,06)	–	–	
ПТ-80/100-130/13	I	ПВД7	4,41 (45,0)	420	7,22 (26,0)
	II	ПВД6	2,55 (26,0)	348	8,88 (32,0)
	III	ПВД5	1,27 (13,0)	265	2,91 (10,5)
		Деаэратор	1,27 (13,0)	265	3,61 (13,0)
	IV	ПНД4	0,39 (4,0)	160	7,77(28,0)
	V	ПНД3	0,0981 (1,0)	–	–
	VI	ПНД2	0,033 (0,34)	–	–
VII	ПНД1	0,003 (0,033)	–	–	
Т-50/60-130	I	ПВД7	3,41 (34,8)	396	3,02 + 0,41* (10,9+1,5*)
	II	ПВД6	2,177 (22,2)	347	4,11 (14,8)
	III	ПВД5	1,128 (11,5)	274	1,69 (6,1)
		Деаэратор	1,128 (11,5)	274	1,16 (4,2)
	IV	ПНД4	0,529 (5,4)	197	0,77 + 1,61* (2,8 + 5,8*)
	V	ПНД3	0,272 (2,78)	138	2,97(10,7)
	VI	ПНД2	0,0981 (1,0)	–	0,97 (3:5)
VII	ПНД1	0,04 (0,41)	–	0,055(0,2)	

Продолжение табл. П2

1	2	3	4	5	6
Т-110/120-130-4	I	ПВД7	3,32 (33,8)	379	4,86+0,55* (17,5+2*)
	II	ПВД6	2,28 (23,2)	337	7,72 (27,8)
	III	ПВД5	1,22 (12,4)	266	4,69 (16,9)
	IV	Деаэратор	1,22 (12,4)	266	1,83 (6,6)
		ПНД4	0,57 (5,8)	190	3,16+1,72* (11,4+6,2*)
	V	ПНД3	0,294 (3,0)	130	6,16 (22,2)
	VI	ПНД2	0,098(1,0)	–	1,94 (7,0)
VII	ПНД1	0,037 (3,8)	–	9,16 (0,6)	
Т-180/210-130-2	I	ПВД7	4,12 (42,4)	386	8,83 (31,8)
	II	ПВД6	2,72(27,7)	333	13,97 (50,3)
	III	ПВД5	1,26 (12,9)	447	5,02 + 0,83***
		Деаэратор	1,26 (12,9)	447	(18,1 + 3,0***)
	IV	ПНД4	0,658 (6,12)	360	7,97(28,7)
	V	ПНД3	0,259 (2,64)	249	6,11 (22,0)
	VI	ПНД2	0,098 (1,0)	152	2,222 (8,0)
VII	ПНД1	0,049 (0,5)	99	0,527 (1,9)	
Т-250/300-240-2	I	ПВД8	5,76 (58,8)	345	14,25 (51,3)
	II	ПВД7	4,07 (41,5)	300	26,08 (93,9)
		Турбопривод ПН	2,48 (25,3)	485	41,94 (151)
	III	ПВД6	1,69 (17,3)	435	9,8 (35,3)
	IV	Деаэратор	1,00 (10,2)	365	4,27 (15,4)
		ПНД5	0,559 (5,7)	340	5,27** + 3,47* (19** + 12,5*)
	VI	ПНД4	0,28 (2,85)	230	10,83 (39,0)
	VII	ПНД3	0,093 (0,95)	135	4,805 (17,3)
	VIII	ПНД2	0,027 (0,28)	–	–
IX	ПНД1	–	–	–	
Р-50-130/13	I	ПВД3	3,63 (37)	401	5,0 (18)
	II	ПВД2	2,158 (22)	336	5,55 (20)
	III	ПВД1	Зависит от включения деаэратора и ПНД		
Р-100-130/15	I	ПВД3	3,4 (34,5)	385	9,44 (34,0)
	II	ПВД2	2,28 (23,1)	335	8,61(31,0)
	III	ПВД1	1,47 (15,0)	284	10,61 (38,2)

Продолжение табл. П2

1	2	3	4	5	6
ПТ-50/60-130/7	I	ПВД7	3,41 (34,8)	396	3,02 + 0,41* (10,9 + 1,5*)
	II	ПВД6	2,17 (22,2)	347	4,11 (14,8)
	III	ПВД5	1,128(11,5)	274	1,69 (6,1)
	IV	Деаэратор	1,128 (11,5)	274	1,16 (4,2)
		ПНД4	0,43 (5,4)	197	0,77 + 1,61* (2,8 + 5,8*)
	V	ПНД3	0,272(2,78)	138	2,97 (10,7)
	VI	ПНД2	0,0981 (1,0)	–	0,97 (3,5)
VII	ПНД1	0,04 (0,41)	–	0,05 (0,2)	
ПТ-135/165-130/15	I	ПВД7	3,335 (34,0)	375	9,41 (33,9)
	II	ПВД6	2,236 (22,8)	325	8,27 (29,8)
	III	ПВД5	0,49 (15,0)	275	9,16 + 1,33* (33,0 + 4,8*)
	IV	Деаэратор	0,49 (15,0)	275	4,05 (14,6)
		ПНД4	0,5 (5,1)	178	8,33 (30,0)
	V	ПНД3	0,24 (2,5)	127	7,77 (28,0.)
	VI	ПНД2	0,078 (0,8)	–	2,13 (7,7)
VII	ПНД1	0,019 (0,2)	–	–	
К-500-240-2	I	ПВД9	5,74 (58,5)	336	27,77 (100)
	II	ПВД8	4,07 (41,5)	294	39,72 + 1,12** (143 + 4,05***)
	III	ПВД7	1,7 (17,35)	432	21,38 (77)
	IV	Деаэратор	1,098 (11,2)	374	9,55 (34,4)
		ТурбоприводПН	1,098 (11,2)	374	27,47 (98,9)
	V	ПНД5	0,52 (5,3)	286	12,88 (46,4)
	VI	ПНД4	0,29(3,0)	223	12,33 (44,4)
	VII	ПНД3	0,115(1,58)	169	9,44(34)
	VIII	ПНД2	0,082(0,84)	113	19,72 + 1,62* (7,71 + 5,58*)
IX	ПНД1	0,016(0,165)	56	8,0 (28,8)	
К-220-44	I	ПВД8	2,786 (28,4)	229,8	18,37 (66,132)
	II	ПВД7	1,93 (19,7)	210,7	18,22 (65,61)
	III	ПВД6	1,288 (13,13)	196,2	16,41 (59,08)
	IV	Деаэратор	1,288 (13,13)	191,2	12,31 (44,33)
		ПНД5	0,508 (5,18)	152,4	11,88 + 0,6* (42,8 + 2,18*)
	V	ПНД4	0,3 (3,138)	134,4	16,16 (58,19)
	VI	ПНД3	0,127 (1,298)	168	6,66 (23,996)
	VII	ПНД2	0,058 (0,601)	101	6,51 + 0,17* (23,45 + 0,639*)
VIII	ПНД1	0,029 (0,296)	68,4	9,86 (35,517)	

Продолжение табл. П2

1	2	3	4	5	6
К-1000-60/1500	I	ПВД7	2,87 (29,3)	231,5	92,72 (333,8)
	II	ПВД6	1,822 (18,58)	207,7	76,47 (275,3)
		Турбопривод ПН	1,065(10,86)	250	34,69 (124,9)
	III	ПВД5	1,122 (11,44)	185,0	50,55 (182,0)
		Деаэратор	1,122 (11,44)	185,0	48,94 (176,2)
	IV	ПНД4	0,582 (5,94)	189,0	44,91 + 1,44* (161,7 + 5,2*)
	V	ПНД3	0,312 (3,18)	135,2	76,41 (275,1)
VI	ПНД2	0,08 (0,83)	94,3	56,44 + 1,8* (203,2 + 6,5*)	
VII	ПНД1		0,21(0,22)	62,4	49,75(179,13)

Примечание: * – пар из уплотнений; ** – пар из турбопривода; *** – пар из деаэратора.

Таблица ПЗ

Физические параметры водяного пара на линии насыщения

t , °C	ρ , кг/см ²	γ' , кг/м ³	i' , ккал/кг	r , ккал/кг	C_p , ккал/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, ккал/ (м·ч·°C)	$a \cdot 10^3$, м ² /ч	$\mu \cdot 10^6$, (кг·с)/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
100	1,03	0,598	638,9	538,9	0,48	2,08	71,0	1,23	20,15	1,02
110	1,46	0,827	642,5	532,4	0,49	2,23	54,4	1,28	15,20	1,00
120	2,03	1,112	646,0	525,7	0,50	2,37	42,1	1,34	11,70	0,99
130	2,75	1,496	649,3	518,9	0,52	2,53	32,5	1,39	9,11	1,01
140	3,69	1,967	652,6	511,9	0,53	2,65	25,4	1,44	7,18	1,02
150	4,85	2,548	655,5	504,9	0,55	2,85	20,3	1,50	5,76	1,021
166	6,30	3,260	658,3	497,0	0,57	3,00	16,15	1,55	4,67	1,04
170	8,08	4,122	660,9	489,2	0,59	3,18	13,05	1,61	3,83	1,06
180	10,23	5,157	663,2	481,0	0,61	3,30	10,50	1,67	3,18	1,09
190	12,80	6,392	665,3	472,5	0,65	3,53	8,56	1,72	2,64	1,11
200	15,86	7,857	667,0	463,5	0,68	3,71	6,94	1,77	2,21	1,15
210	19,46	9,585	668,3	454,0	0,72	3,88	5,63	1,82	1,86	1,19
220	23,66	11,61	669,2	443,9	0,76	4,04	4,57	1,87	1,58	1,24
230	28,53	13,98	669,7	433,3	0,81	4,26	3,76	1,92	1,35	1,29
240	34,14	16,75	669,6	421,9	0,87	4,47	3,08	1,98	1,16	1,35
250	40,56	19,98	669,0	409,8	0,92	4,68	2,55	2,03	0,997	1,41
260	47,87	23,74	667,8	396,8	1,00	4,88	2,08	2,09	0,864	1,52
270	56,14	28,11	665,9	382,9	1,09	5,15	1,69	2,15	0,750	1,60
280	65,46	33,22	663,5	368,2	1,19	5,43	1,37	2,22	0,654	1,72
290	75,92	39,18	660,2	352,2	1,33	5,74	1,11	2,28	0,574	1,86
300	87,61	46,24	656,1	335,1	1,48	6,03	0,88	2,35	0,499	2,03
310	100,64	54,64	650,8	316,2	1,69	6,54	0,71	2,42	0,435	2,21
320	115,13	64,79	644,2	295,2	1,94	7,00	0,56	2,50	0,379	2,45
330	131,18	77,20	636,0	271,8	2,34	7,57	0,42	2,59	0,329	2,83
340	149,00	92,90	625,6	244,9	2,80	8,20	0,316	2,70	0,284	3,24
350	168,63	113,6	611,9	213,0	4,00	9,20	0,203	2,84	0,245	4,35
360	190,42	143,6	592,8	171,9	5,00	10,60	0,148	3,03	0,207	5,05
370	214,68	200,0	559,3	107,0	7,00	13,20	0,095	3,36	0,163	6,20

Таблица П4

Физические параметры воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/см ²	$\gamma',$ кг/м ³	$\rho',$ ккал/кг	$r,$ ккал/кг	$C_{p1},$ ккал/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2,$ ккал/ (м·ч·°C)	$a \cdot 10^3,$ м ² /ч	$\mu \cdot 10^6,$ (кг·с)/м ²	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
0	1	999,8	0	1,012	0,474	4,7	182,5	1,790	0,63	13,7
10	1	999,6	10,04	1,006	0,494	4,9	133,0	1,300	0,88	9,56
20	1	998,2	20,03	1,004	0,515	5,1	102,0	1,000	2,07	7,06
30	1	995,6	30,00	1,003	0,531	5,3	81,7	0,805	3,04	5,5
40	1	992,2	39,98	1,003	0,545	5,5	66,6	0,659	3,90	4,3
50	1	988,0	49,95	1,003	0,557	5,6	56,0	0,556	4,6	3,56
60	1	983,2	59,94	1,004	0,567	5,8	48,0	0,479	5,3	3,00
70	1	977,7	69,93	1,006	0,574	5,8	41,4	0,415	5,8	2,56
80	1	971,8	79,95	1,007	0,580	5,9	36,3	0,366	6,3	2,23
90	1	965,3	89,98	1,009	0,585	6,0	32,1	0,326	7,0	1,95
100	1,03	958,3	100,04	1,010	0,587	6,1	28,8	0,295	7,5	1,75
110	1,46	951,0	110,12	1,012	0,589	6,1	26,0	0,268	8,0	1,58
120	2,02	943,1	120,3	1,015	0,590	6,2	23,5	0,244	8,6	1,43
130	2,75	934,8	130,4	1,020	0,590	6,2	21,6	0,226	9,2	1,32
140	3,68	925,1	140,4	1,025	0,589	6,2	20,0	0,212	9,7	1,23
150	4,85	916,9	150,9	1,032	0,588	6,2	18,9	0,202	10,3	1,17
160	6,30	907,4	161,3	1,040	0,587	6,2	17,7	0,191	10,8	1,10
170	8,08	897,3	171,7	1,048	0,584	6,2	16,6	0,181	11,5	1,05
180	10,23	886,9	182,2	1,057	0,580	6,2	15,6	0,173	12,2	1,01
190	12,80	876,0	192,8	1,066	0,576	6,2	14,8	0,166	12,9	0,97
200	15,86	864,7	203,5	1,078	0,570	6,1	14,1	0,160	13,6	0,94
210	19,46	852,8	214,3	1,10	0,563	6,0	13,4	0,154	14,6	0,92
220	23,66	840,3	225,3	1,11	0,555	6,0	12,8	0,149	15,6	0,90
230	28,53	827,3	236,4	1,12	0,548	6,0	12,2	0,145	16,7	0,88
240	34,14	813,6	247,7	1,13	0,540	5,9	11,7	0,141	17,9	0,86
250	40,56	799,2	259,2	1,16	0,531	5,7	11,2	0,137	19,4	0,86
260	47,87	784,0	271,0	1,18	0,520	5,6	10,8	0,135	21,2	0,86
270	56,14	767,9	283,0	1,20	0,507	5,5	10,4	0,133	22,3	0,87
280	65,46	750,7	295,3	1,25	0,494	5,3	10,0	0,131	24,0	0,89
290	75,92	732,3	308,0	1,30	0,480	5,0	9,6	0,129	25,7	0,92
300	87,61	712,5	321,0	1,38	0,464	4,7	9,3	0,128	31,4	0,98
310	100,64	690,6	334,6	1,47	0,446	4,4	9,0	0,128	36	1,05
320	115,12	667,1	349,0	1,57	0,425	4,1	8,7	0,128	40	1,13
330	31,18	640,2	364,2	1,72	0,402	3,7	8,3	0,127	45	1,25
340	548,96	609,4	380,7	1,95	0,376	3,2	7,9	0,127	61	1,45
350	168,63	572,0	398,9	2,2	0,344	2,7	7,4	0,127	69	1,67
360	190,42	524,0	420,9	2,43	0,306	2,4	6,8	0,127	112	1,91
370	214,68	448,0	452,3	2,68	0,252	2,1	5,8	0,127	314	2,18

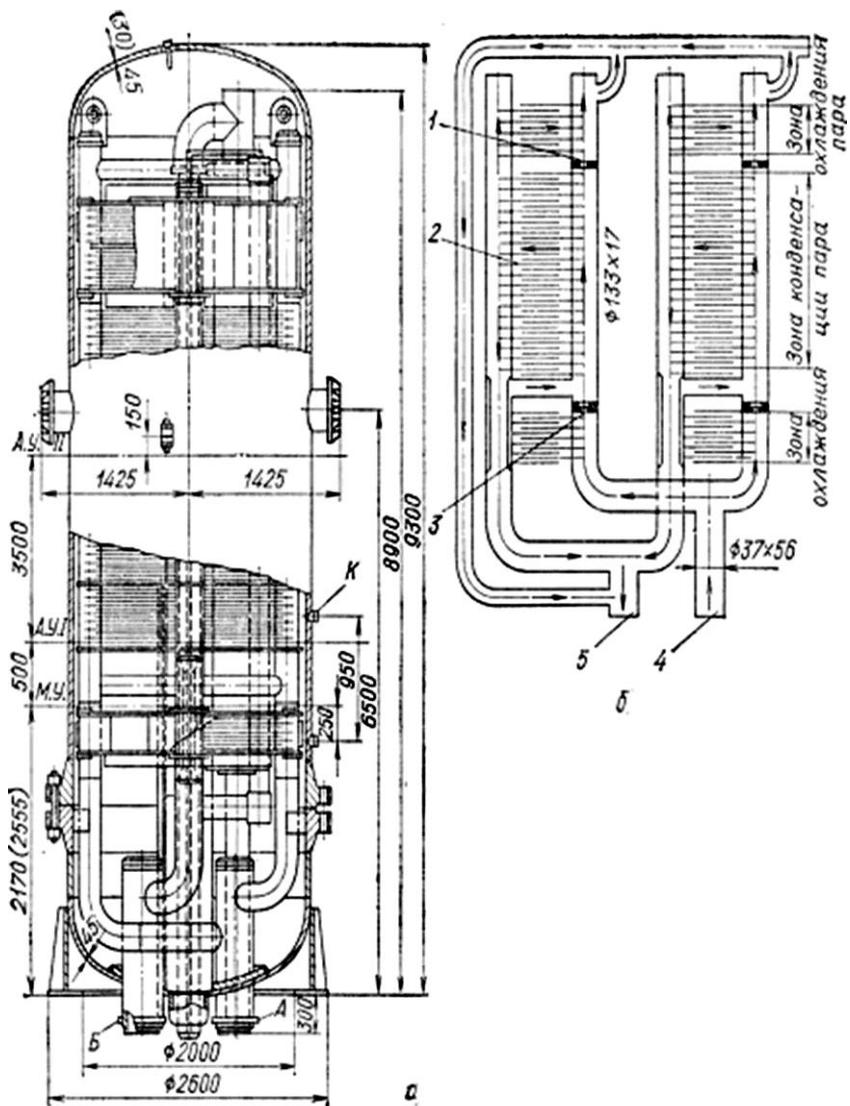


Рис. П1. Подогреватель высокого давления ПВ-700-265-45:

- a* – общий вид; *б* – схема движения воды в трубной системе; 1 – диафрагма;
 2 – спиральный змеевик; 3 – дроссельная шайба; 4 – вход питательной воды (А);
 5 – выход питательной воды (Б); К – к водоуказательному прибору

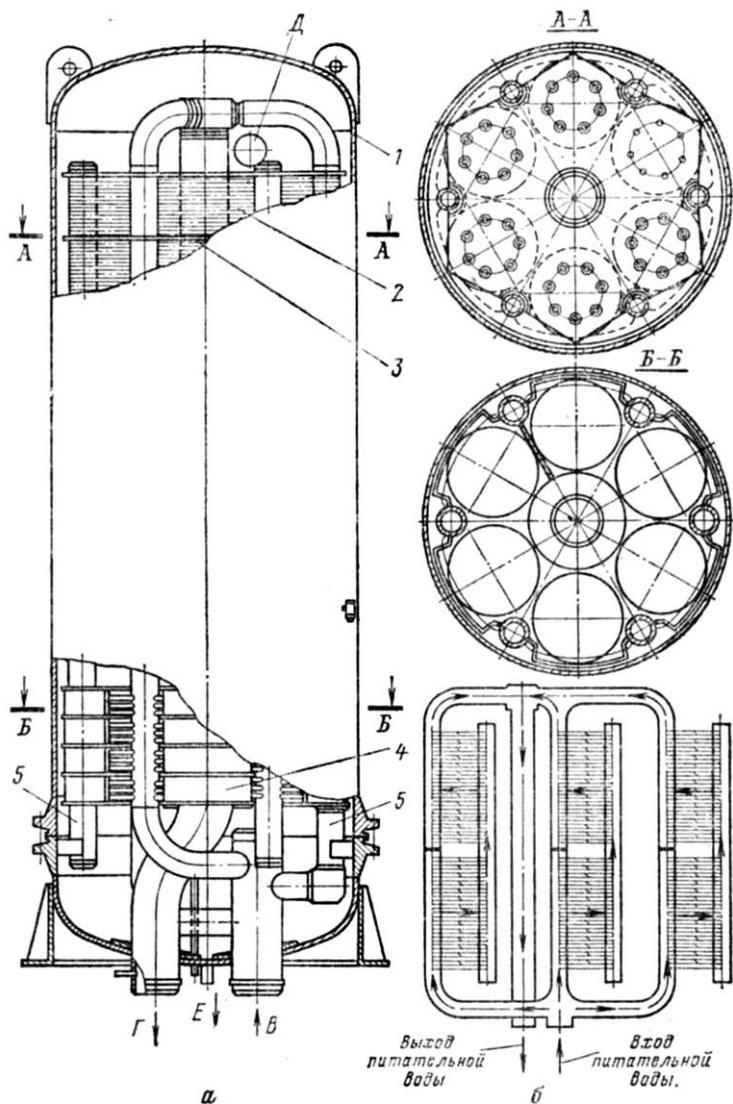


Рис. П2. Подогреватель высокого давления ПВ-1600:
 а – общий вид; б – схема движения воды в трубной системе; 1 – корпус;
 2 – спиральный змеевик; 3 – перегородки трубной системы; 4 – охладитель дрена-
 жа; 5 – каркас-коллектор трубной системы; В – вход питательной воды;
 Г – выход питательной воды; Д – вход греющего пара; Е – отвод конденсата

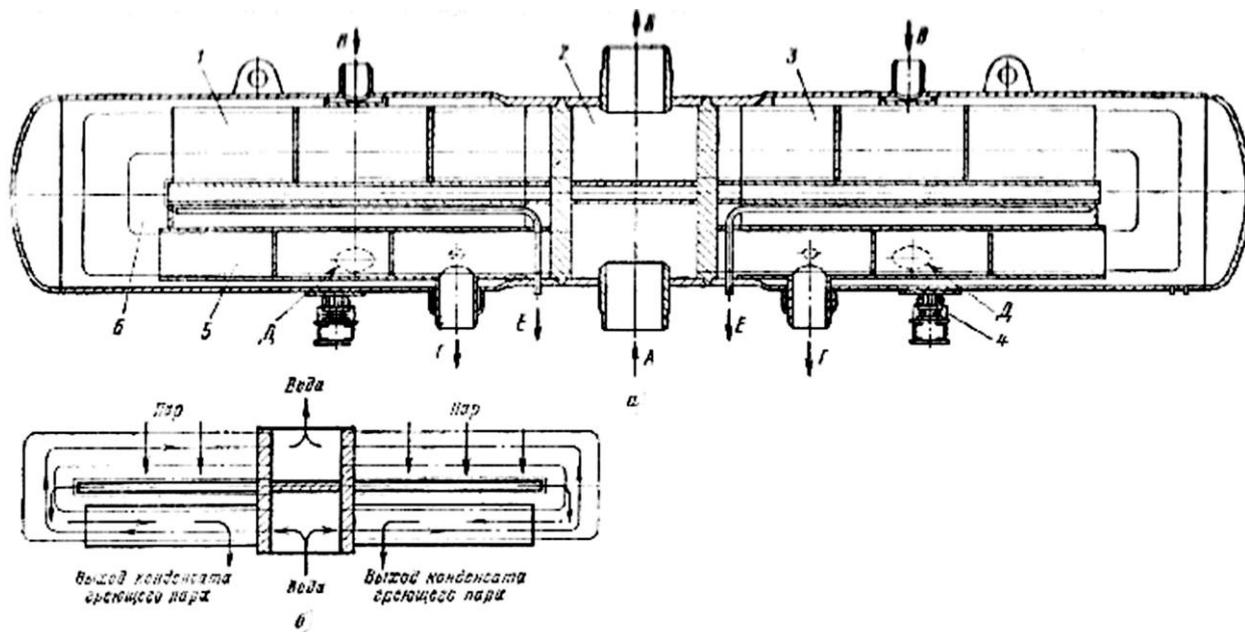


Рис. ПЗ. Подогреватель высокого давления ПВ-2000-120:

a – общий вид; *б* – схема движения теплоносителей; 1 – корпус с трубной системой (левая часть); 2 – промежуточная водяная камера; 3 – корпус с трубной системой (правая часть); 4 – опора подвижная; 5 – поверхность охладителя конденсата (встроенного); 6 – поверхность конденсации пара; А – вход питательной воды; Б – выход питательной воды; Б' – вход греющего пара; Г – выход конденсата греющего пара; Д – ввод дренажа; Е – отсос воздуха

ПАРТУРБИННАЯ УСТАНОВКА Т-250/300-240-3 ПО ТМЗ

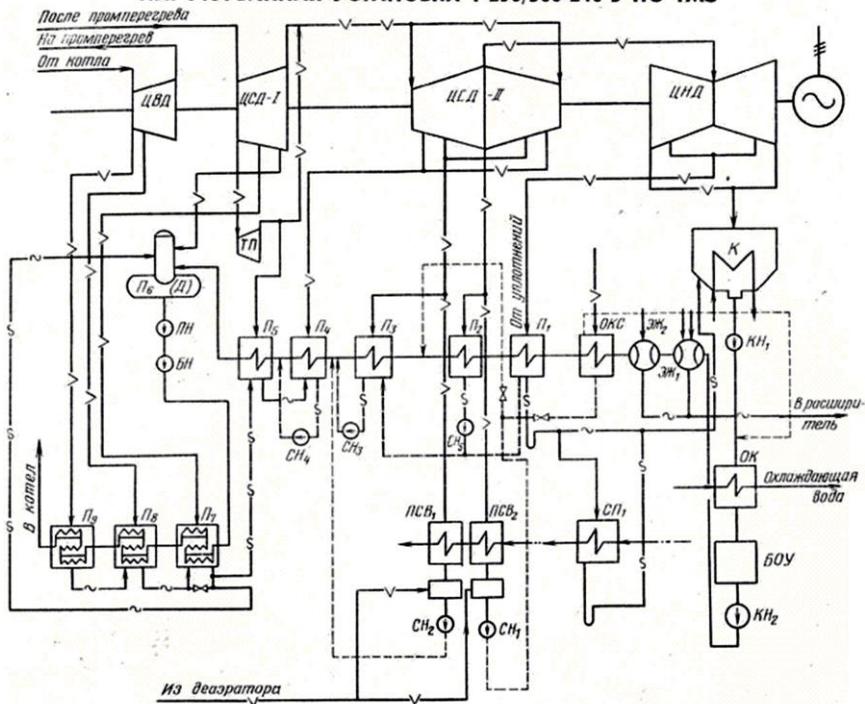


Рис. П4. Принципиальная тепловая схема турбины Т-250/300-240-3 ПО ТМЗ

КОМПЛЕКТУЮЩЕЕ ТЕПЛОБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Наименование	Обозначение		Количество, шт.	Завод-изготовитель
	в тепловой схеме	типоразмера		
Конденсатор Подогреватели низкого давления	К	К-14000-1	1	ПО ТМЗ
	П ₁	ПН-400-26-2-IV	1	СЭМ
	П ₂	ПН-400-26-7-11	1	»
	П ₃	ПН-400-26-7-11	1	»
	П ₄	ПН-400-26-7-11	1	»
Деаэратор Подогреватели высокого давления	П ₅	ПН-400-26-7-1	1	»
	П ₆ (Д)	ДП-1000	1	БКЗ
	П ₇	ПВ-990-380-18	1	ПО ТКЗ
Подогреватели сетевой воды	П ₈	ПВ-1200-380-43	1	»
	П ₉	ПВ-900-380-66	1	»
	ПСВ ₁	ПСГ-5000-2,5-8-1 (в комплекте с конденсатороборником и охладителем пара)	1	ПО ТМЗ
Вспомогательные пароводяные теплообменники и воздухоотсасывающие устройства	ПСВ ₂	ПСГ-5000-3,5-8-1 (в комплекте с конденсатороборником)	1	»
	ОКС	Выбирается проектантом станции	1	—
Маслоохладители	СП ₁	ПС-250-8-0,5	1	ПО ТМЗ
	ЭЖ ₁	ЭП-3-135	2	»
	ЭЖ ₂	ЭВ-120	1	»
		ЭП-1-1100-1 М-240М	2 3	» »

ПАРТУРЕИННАЯ УСТАНОВКА К-300-240-3 ПОТ ЛМЗ

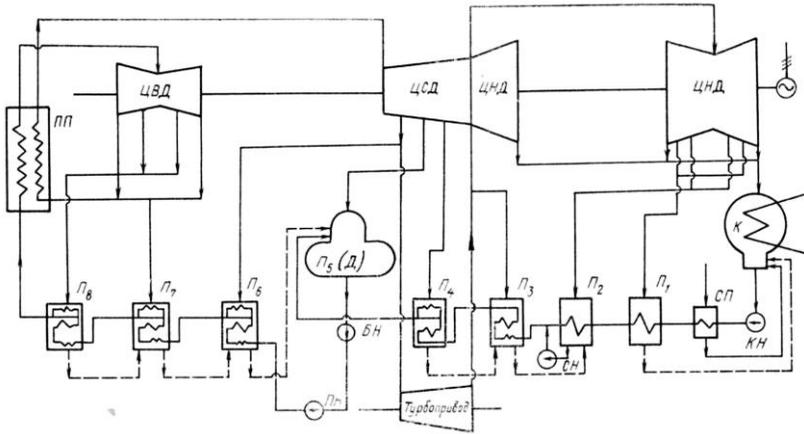


Рис. П5. Принципиальная тепловая схема турбины К-300-240-3 ПОТ ЛМЗ

КОМПЛЕКТУЮЩЕЕ ТЕПЛОБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Наименование	Обозначение		Количество, шт.	Завод-изготовитель
	в тепловой схеме	типоразмера		
Конденсатор	К	300 ЦС-3	1	ПОТ ЛМЗ
Подогреватели низкого давления	П ₁	ПН-550-26-2-IVнж	1	ПО ТКЗ
	П ₂	ПН-550-26-7-IIIнж	1	»
	П ₃	ПН-550-26-7-IIIнж	1	»
	П ₄	ПН-550-26-7-IIIнж	1	»
Деаэрактор	П ₅ (Д)	ДП-1000	1	БКЗ
Подогреватели высокого давления	П ₆	ПВ-1250-380-17-1	1	ПО ТКЗ
	П ₇	ПВ-1700-380-45	1	»
	П ₈	ПВ-1550-380-70	1	»
Испаритель*		И-250-1-0	1	»
Подогреватели сетевой воды		ПСВ (основной) выбирается проектантом электростанции	1	
		ПСВ (пиковый) выбирается проектантом электростанции	1	
Охлаждитель газоохлаждителей конденсатом		ОЕ-140М	1	СЗЭМ
Охлаждитель газоохлаждителей циркуляционной воды		ОВ-140М	1	»
Вспомогательные пароводяные теплообменники и воздухоотсасывающие устройства		ЭВ-7-1000	2	ПОТ ЛМЗ
		ЭВ-1-230	2	»
		ЭВ-1-230	1	»
		ПС-115	1	»
Маслоохладители		ОВ-140М	1	СЗЭМ
		М-240М	3	ПОТ ЛМЗ

* Необходимость поставки испарителей определяется организацией, проектирующей станцию.

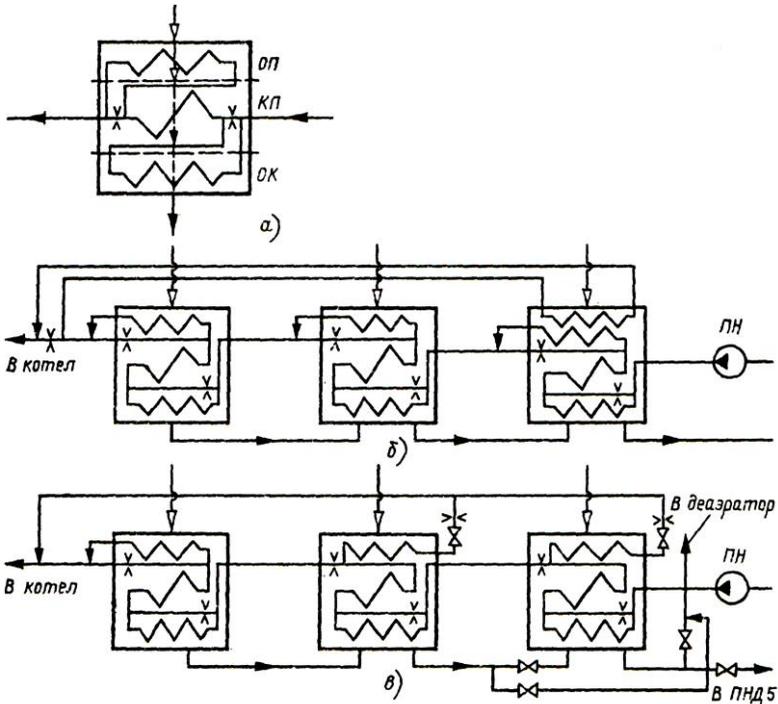


Рис.П5. Схемы включения ПВД:

а – схема подогревателя с неполным расходом питательной воды через зоны ОП и ОК; *б* – одна из двух одинаковых групп ПВД турбоустановки К-800-240-4 (у первого по ходу питательной воды ПВД имеется дополнительный пароохладитель);
в – ПВД турбоустановки К-500-240-2

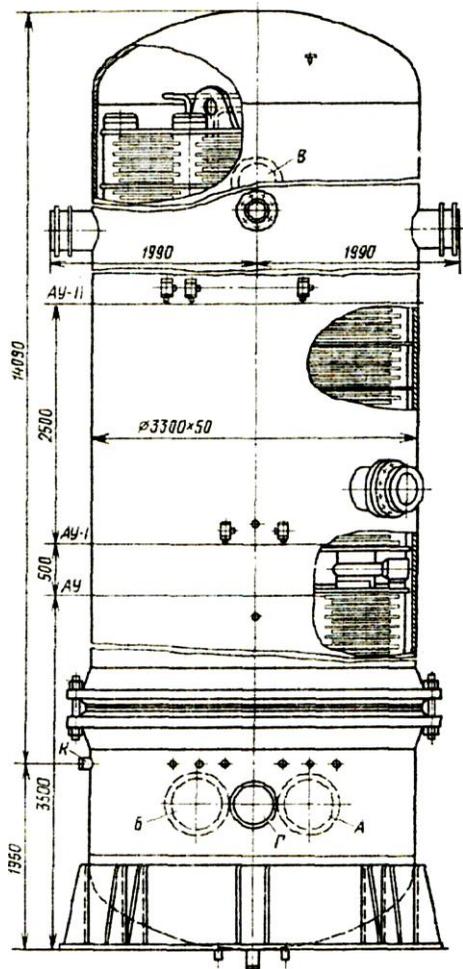


Схема обихения питательной воды в трубной системе

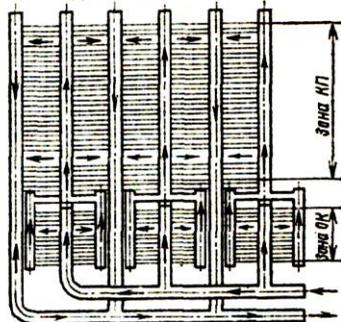


Схема обихения пара и конденсата

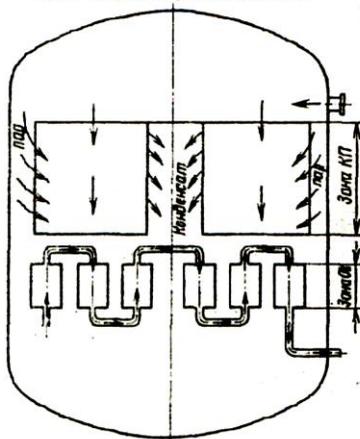


Рис. Пб. Подогреватель высокого давления ПВ-2500-97-28А:

А, Б – вход и выход питательной воды;
 В – греющего конденсата; Г – отвод конденсата.

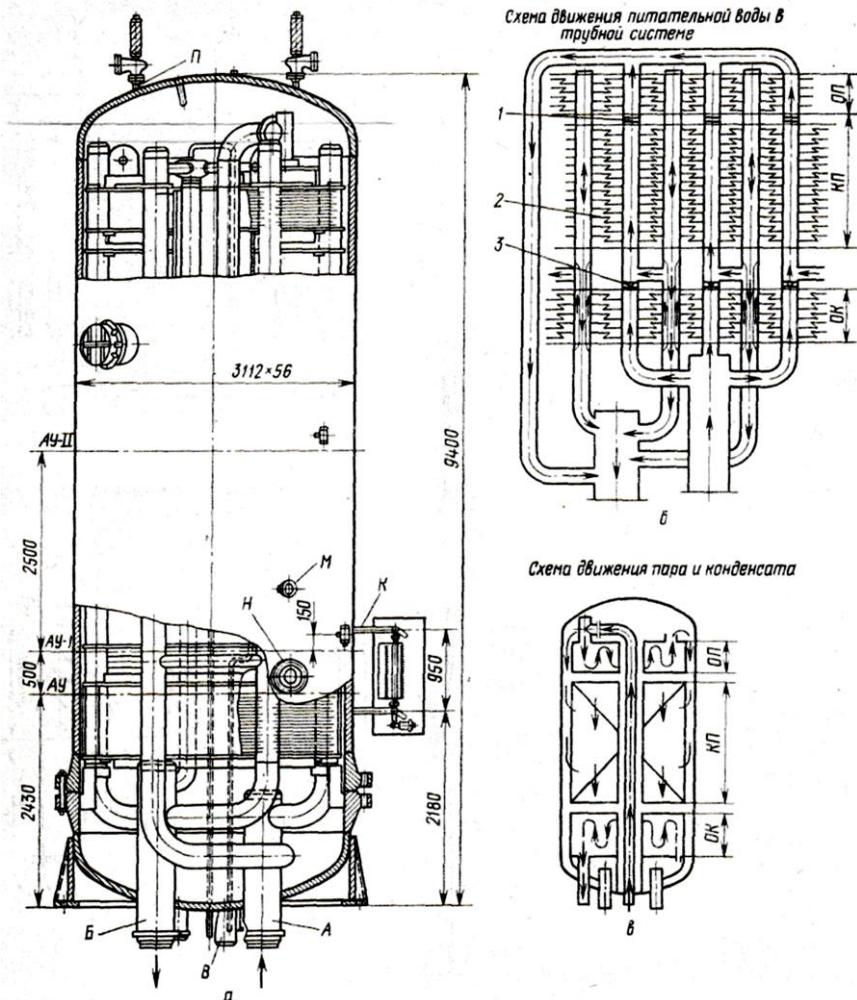


Рис. П7. Подогреватель высокого давления ПВ-1700-380-51:

а – общий вид; *б* – схема движения воды в трубной системе; *в* – схема движения пара и конденсата; 1 – диафрагма; 2 – спиральный змеевик; 3 – дроссельная шайба; А – вход питательной воды; Б – выход питательной воды; В – вход греющего пара; К – к водоуказательному прибору; М – вход конденсата из ПВД высшей ступени; Н – вход воздуха из ПВД высшей ступени; П – к предохранительным клапанам.

Учебное издание

КАРНИЦКИЙ Николай Борисович
ПРОНКЕВИЧ Елена Васильевна
ВАСИЛЬЧЕНКОВА Екатерина Николаевна

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭС

Методическое пособие по выполнению
курсовой работы для студентов специальности
1-43 01 04 «Тепловые электрические станции»

Редактор И.Ю. Никитенко
Компьютерная верстка Д.А. Исаева

Подписано в печать 25.08.2010.

Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 4,01. Уч.-изд. л. 3,14. Тираж 100. Заказ 1201.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.
ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.
Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.