Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

С. В. Кункевич

ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Утверждено редакционно-издательским советом ФГБОУ ВО «КГТУ»
в качестве учебно-методического пособия по курсовой работе
для студентов бакалавриата по направлению подготовки
13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Калининград
Издательство ФГБОУ ВО «КГТУ»
2022

УДК 621.1.016

Рецензенты:

– кандидат технических наук, доцент кафедры энергетики ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет» А. Г. Филонов;

– кандидат технических наук, доцент кафедры теории механизмов и машин и деталей машин ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет» Н. А. Середа.

Кункевич, С.В.

Тепломеханическое и вспомогательное оборудование электростанций. Регенеративные подогреватели низкого давления: учеб.-методич. пособие по курсовой работе для студ. бакалавриата по напр. подгот. 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника / С.В. Кункевич. – Калининград: Изд-во ФГБОУ ВО «КГТУ», 2022. – 76 с.

Учебно-методическое пособие является руководством по написанию курсовой работы студентами, обучающимся в бакалавриате по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника дневной и заочной формы обучения при выполнении курсовой работы на тему «Тепловой расчет подогревателя низкого давления для паротурбинной установки». В настоящем пособии приведены требования и методические указания по выполнению работы, а также пример теплового расчета регенеративного подогревателя низкого давления поверхностного и смешивающего типа, структура пояснительной записки и графической части. Рассмотрены схемы движения сред и температурный график теплоносителей, а также схемы конструкций регенеративных подогревателей.

Табл. 6, ил. 11, список лит. – 4 наименования

Учебно-методическое пособие рассмотрено и одобрено методической комиссией института морских технологий, энергетики и строительства «30» июня 2022 г., протокол № 06

УДК 621.1.016

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Калининградский государственный технический университет», 2022 г.

© Кункевич С. В., 2022 г.

Оглавление

Введение 5
1. Задание к курсовой работе, форма представления результатов 6
2. Организация защиты курсовой работы, критерии оценки 8
3. Регенеративные подогреватели 9
3.1. Типы регенеративных подогревателей и их назначение 9
3.2. Конструктивные схемы ПНД поверхностного типа 11
3.3. Конструктивные схемы ПНД смешивающего типа 19
3.4. Тепловой расчет регенеративных подогревателей низкого давления 25
3.4.1. Тепловой расчет поверхностного ПНД 26
3.4.2. Тепловой расчет смешивающего ПНД 33
4. Способы реализации алгоритма расчета ПНД 35
5. Пример расчета поверхностного ПНД 38
5.1. Исходные теплофизические параметры для расчета 38
5.2. Исходные конструктивные данные ПНД 38
5.3. Ввод прочих параметров: 39
5.4. Определение параметров воды и пара в подогревателе 40
5.5. Общий расчет подогревателя 42
5.6. Результаты расчета и температурный график 44
6. Пример теплового расчета ПНД смешивающего типа 46
6.1. Схема расчета 46
6.2. Исходные данные для расчета 47
6.3. Дополнительные данные 48
6.4. Конструктивные и теплофизические данные подогревателя 49
6.5. Общий расчет подогревателя и расчет первого отсека 52
6.6. Расчет второго отсека 55
6.7. Расчет третьего отсека 58
6.8. Температурный график и график расхода через отсеки ПНД смешивающего типа 61
6.9. Итоговые результаты расчета ПНД смешивающего типа 63
7. Список учебной литературы и интернет-ресурсов 64
8. П Р И Л О Ж Е Н И Я 65
8.1. Основные характеристики подогревателей низкого давления 66
8.2. Схемы паротурбинных установок и комплектующее оборудование 69

8.3. Параметры пара в камерах нерегулируемых отборов турбин на номинальном режиме 71

Введение

По дисциплине «Тепломеханическое и вспомогательное оборудование электростанций» уже имеются два учебно-методических пособия, посвященные тепловому поверочному расчету испарителей и регенеративных подогревателей высокого давления. Данное пособие нацелено на всестороннее изучение вопросов, связанных с регенеративными подогревателями низкого давления поверхностного и смешивающего типов.

Выполнение курсовой работы по дисциплине «Тепломеханическое и вспомогательное оборудование электростанций» для студентов бакалавриата по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника осуществляется в течение учебного семестра – до завершения курса лекций и лабораторного практикума.

После написания курсовой работы по указанной тематике студент должен овладеть следующими знаниями, умениями и навыками:

– закрепление и расширение знаний, полученных по дисциплине;

– приобретение навыков самостоятельной работы с использованием справочных, нормативных материалов, периодической и учебной литературы;

– закрепление знаний по численным методам решения нелинейных уравнений применительно к решаемой задаче;

– широкое использование различных программных средств и ресурсов интернета.

Главной задачей данной работы является углубленное изучение студентами процессов, происходящих в подогревателях низкого давления (ПНД), посредством производства различных расчетов, анализа результатов, построения графиков по результатам расчетов и подготовки заключений об эффективности работы ПНД, а также подготовки чертежей проектируемого оборудования

Методика расчета подогревателей низкого давления поверхностного и смешивающего типа может быть использована в качестве типовой при расчете ПНД, включенных в схему системы регенерации турбоустановок КЭС или ТЭЦ.

1. Задание к курсовой работе, форма представления результатов

Тип подогревателя, а также исходные данные к поверочному расчету ПНД задаются руководителем курсовой работы:

– геометрические параметры ПНД;

– параметры греющего пара и основного конденсата турбоустановки;

– марка турбины, для которой предназначен ПНД;

Конкретные исходные данные к расчету определяются преподавателем, а в качестве вариантов исходных данных предлагаются данные таблицы 1.

Таблица 1.1. Варианты к расчету ПНД смешивающего типа.

№	Давление пара в подогревателе, $p_п$, (МПа)	Температура конденсата на входе в подогреватель, $t_{ок}$, (°С)	Нагрев конденсата в I струйном отсеке подогревателя, Δt_1, (°С)	Нагрев конденсата во II струйном отсеке подогревателя, Δt_2, (°С)	Расход основного конденсата, $G_к$, (кг/с)
1	0,020	29,2	16,19	12,34	170
2	0,022	29,4	16,19	12,34	172
3	0,024	29,6	16,19	12,34	174
4	0,026	29,8	16,19	12,34	176
5	0,028	30,0	16,19	12,34	178
6	0,020	29,2	16,25	12,40	180
7	0,022	29,4	16,25	12,40	182
8	0,024	29,6	16,25	12,40	184
9	0,026	29,8	16,25	12,40	186
10	0,028	30,0	16,25	12,40	188
11	0,020	29,2	16,21	12,36	175
12	0,022	29,4	16,21	12,36	177
13	0,024	29,6	16,21	12,36	179
14	0,026	29,8	16,21	12,36	181
15	0,028	30,0	16,21	12,36	183
16	0,020	29,2	16,21	12,43	185
17	0,022	29,4	16,21	12,43	187
18	0,024	29,6	16,21	12,43	189
19	0,026	29,8	16,21	12,43	191
20	0,028	30,0	16,21	12,43	193

Результаты курсовой работы представляются в виде:

I. Пояснительной записки, включающей разделы:

1. Оглавление;

2. Краткое описание рассчитываемого ПНД с эскизом и схемой его включения;

3. Результаты расчета в табличном виде со всеми промежуточными результатами расчета итераций;

4. Итоговый лист с результатами расчета, содержащий ***(для поверхностного ПНД):***

4.1. Результаты теплового расчета по балансовым уравнениям:

– количество теплоты, передаваемое в охладителе конденсата (ОК, при наличии), кВт;

– количество теплоты, передаваемое в собственно подогревателе (СП), кВт;

– количество теплоты, передаваемое в охладителе пара (ОП, при наличии), кВт;

– суммарное количество теплоты, передаваемое в ПНД, кВт

4.2. Результаты теплового расчета по уравнениям теплопередачи:

Площади поверхностей нагрева:

– площадь ОК (при наличии), $м^2$;

– площадь ОП, $м^2$;

– площадь СП (при наличии), $м^2$;

– суммарная площадь нагрева ПНД, $м^2$.

Среднелогарифмические температурные напоры:

– в охладителе конденсата (при наличии), °С;

– в охладителе пара (при наличии), °С;

– в собственно подогревателе, °С.

Коэффициенты теплопередачи

– в охладителе конденсата (при наличии), $Вт/(м^2 \cdot К)$;

– в охладителе пара (при наличии), $Вт/(м^2 \cdot К)$;

– в собственно подогревателе, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

Прочие показатели:

– температура стенки трубок СП со стороны греющего пара, °С;

– плотность теплового потока в СП, $Вт/м^2$.

5. Итоговый лист с результатами расчета, содержащий ***(для смешивающего ПНД):***

Общие показатели:

Температура конденсата на входе в ПНД, °С

Температура конденсата на выходе из ПНД, °С

Расход основного конденсата на входе в ПНД, кг/с

Расход основного конденсата на выходе из ПНД, кг/с

Количество теплоты, воспринятое основным конденсатом, МВт

Результаты расчета I струйного отсека

Температура конденсата на выходе отсека, °С

Подогрев основного конденсата в отсеке, °С

Количество сконденсированного пара в отсеке, кг/с

Результаты расчета II струйного отсека

Температура конденсата на выходе отсека, °С

Подогрев основного конденсата в отсеке, °С

Количество сконденсированного пара в отсеке, кг/с

Результаты расчета III струйного отсека

Температура конденсата на выходе отсека, °С

Подогрев основного конденсата в отсеке, °С

Количество сконденсированного пара в отсеке, кг/с

6. Список использованной литературы, программных средств и различных интернет-ресурсов.

II. Графической части на листе формата А1 или А2, на котором необходимо изобразить конструкцию ПНД и схемы движения воды и пара в теплообменнике. На чертеж переносятся основные геометрические параметры ПНД и результаты расчета (с итогового листа пояснительной записки).

При выполнении курсовой работы студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ. Пояснительная записка и чертежи выполняются с учетом требований единой системы конструкторской и технологической документации (ЕСКД).

2. Организация защиты курсовой работы, критерии оценки

Курсовая работа должна быть выполнена студентом до завершения курса лекций и лабораторного практикума. Выполненная в соответствии с заданием курсовая работа защищается на собеседовании у преподавателя.

По результатам защиты курсовой работы выставляется экспертная оценка («отлично», «хорошо», «удовлетворительно» или «неудовлетворительно»), которая учитывается при промежуточной аттестации по дисциплине (на экзамене). Система оценивания и критерии выставления оценки за курсовую работу следующие:

– «отлично» – студент обладает полнотой знаний в области теплообмена, гидродинамики теплообменных аппаратов, знает назначение и принцип действия основных элементов теплообменников: корпус, трубчатые поверхности

нагрева, назначение зоны охладителя пара, собственно подогревателя и охладителя конденсата. Студент при выполнении работы, помимо рекомендованной литературы, использовал дополнительные источники информации. Студент не только владеет методикой расчета теплообменных аппаратов, но и в состоянии проанализировать полученные результаты и предложить пути повышения эффективности работы, как отдельных элементов подогревателя, так и всей теплообменного аппарата в целом.

– «хорошо» – студент обладает набором знаний в области теоретических основ теплообмена и гидродинамики, знает назначение и принцип действия основных элементов подогревателя. При выполнении работы студент пользовался всей рекомендованной литературой. Студент владеет методикой расчета теплообменных аппаратов и понимает её основы.

– «удовлетворительно» – студент обладает минимальным набором знаний в области теоретических основ теплообмена и гидродинамики, может объяснить назначение и принцип действия основных элементов теплообменного аппарата. При выполнении работы студент использовал часть рекомендованной литературы. Студент в состоянии выполнить расчет теплообменного аппарата в соответствии с предложенной методикой;

– «неудовлетворительно» – обладает частичными и разрозненными знаниями в области теоретических основ теплопередачи и гидродинамики, которые не может корректно связывать между собой. Студент не может находить необходимую информацию, либо в состоянии находить отдельные фрагменты информации в рамках поставленной задачи. Студент лишь частично освоил предложенную методику расчетов, допускает ошибки при ответах на вопросы.

Студенту, получившему неудовлетворительную оценку, предоставляется право доработки курсовой работы и определяется новый срок её защиты.

3. Регенеративные подогреватели

3.1. Типы регенеративных подогревателей и их назначение

Термический КПД цикла паротурбинной установки и ее экономичность в значительной мере определяются системой регенеративного подогрева питательной воды. Такой подогрев осуществляется в регенеративных подогревателях. Греющим теплоносителем в них служит пар, частично отработавший в турбине и отводимый от нее к подогревателям через специальные отборы. Таким образом, регенеративные подогреватели предназначены для подогрева питательной воды и конденсата паром из отборов турбины.

По принципу действия различают поверхностные и смешивающие регенеративные подогреватели, по месту включения в тепловую схему турбоуста-

новки – подогреватели низкого и высокого давлений, по типу конструкции – коллекторно-спиральные и камерные, по расположению корпуса – вертикальные и горизонтальные.

В *поверхностных* подогревателях передача теплоты от пара к воде происходит через поверхность теплообмена, а в *смешивающих* — при непосредственном контакте нагреваемой (воды) и греющей (пара) сред. Температура воды в поверхностном подогревателе всегда ниже температуры конденсации греющего пара. Для предотвращения вскипания нагреваемой среды и гидравлических ударов давление греющего пара в поверхностных подогревателях должно быть ниже давления воды.

Применение смешивающих подогревателей термодинамически более выгодно, так как в них нет перепада температур на поверхностях теплообмена и можно нагреть воду до температуры насыщения греющего пара. При одинаковом подогреве воды давление в отборе на смешивающий подогреватель будет ниже, чем давление в отборе на поверхностный подогреватель, благодаря чему уменьшается недовыработка электроэнергии из-за отбора пара и повышается тепловая экономичность.

В то же время в схемах со смешивающими подогревателями необходимо либо после каждой ступени подогрева устанавливать перекачивающий насос, либо располагать подогреватель предстоящей ступени на более высокой отметке (над подогревателем последующей ступени подогрева) для того, чтобы перетекание воды происходило за счет разности гидростатических уровней. Однако перетекание воды между подогревателями можно осуществить лишь в той части схемы, где для подогрева основного конденсата применяется пар низкого давления и разность давлений в отборах не превышает 0,2 МПа. Но даже в этом случае подогреватель нижней ступени должен быть расположен над последующим подогревателем на высоте более 20 м. Поэтому применение находят лишь схемы, в которых смешивающими являются только первые два подогревателя (по ходу основного конденсата). При этом первый подогреватель располагается на соответствующей высоте, и вода из него самотеком перетекает во второй подогреватель, за которым устанавливается последующая ступень конденсатных насосов.

В настоящее время смешивающие подогреватели применяются в турбоустановках большой мощности, где повышение эффективности использования теплоты отборного пара особенно важно. Эти подогреватели устанавливаются для использования теплоты последних отборов.

Эффективность регенеративного подогрева зависит от правильного выбора параметров пара регенеративных отборов, числа регенеративных подогревателей, их схемы включения и типа.

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.

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

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

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.

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.

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, м^2, второе и третье число – давление нагреваемой среды и греющего пара соответственно, последняя римская цифра указывает модификацию, а буква А – применимость для атомных электростанций.

3.2. Конструктивные схемы ПНД поверхностного типа

Конструктивная схема подогревателя должна обеспечить наиболее полное использование теплоты греющего пара, который может быть перегретым или насыщенным. В зависимости от этого, в ПНД поверхностного типа можно выделить две или более зоны передачи теплоты. При охлаждении перегретого пара в подогревателе можно выделить участок поверхности, где температура стенки 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.

В настоящее время применяют поверхностные регенеративные подогреватели различных типов (рис. 3.1). В одних подогрев питательной воды (или основного конденсата) происходит в зоне теплоотдачи от конденсирующегося пара (рис. 3.1, а), в других – наряду с поверхностями теплообмена, где осуществляется теплопередача от конденсирующегося пара, выделены поверхности теплообмена, на которых конденсат пара (дренаж) дополнительно охлаждается питательной водой (рис. 3.1, *б)*. Применяются также регенеративные подогреватели с выделенными охладителями дренажа и перегретого пара (рис. 3.1, *в)*. На атомных электростанциях (АЭС), где в регенеративные подогреватели поступает влажный пар, применяются только подогреватели, приведенные на рис. 3.1, *а, б*.

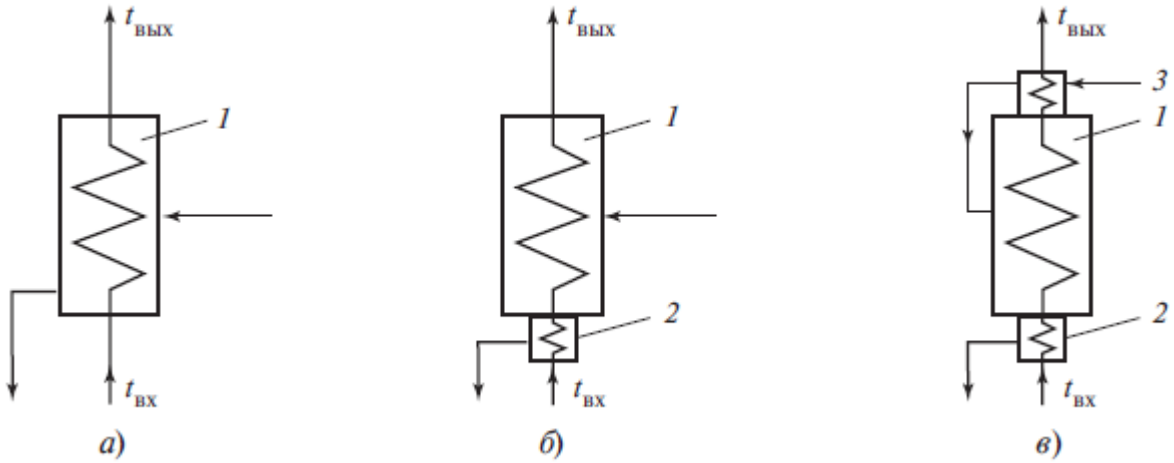


Рис. 3.1. Схемы поверхностных регенеративных подогревателей:
а – простейший подогреватель; *б* – подогреватель с охладителем дренажа; *в* – подогреватель с охладителем дренажа и охладителем пара; 1 – основной подогреватель; *2* – охладитель дренажа; *3* – охладитель перегретого пара

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. 3.2 показана конструкция подогревателя ПН-400-26-2-IV, работающего в системе регенерации блока К-300-240.

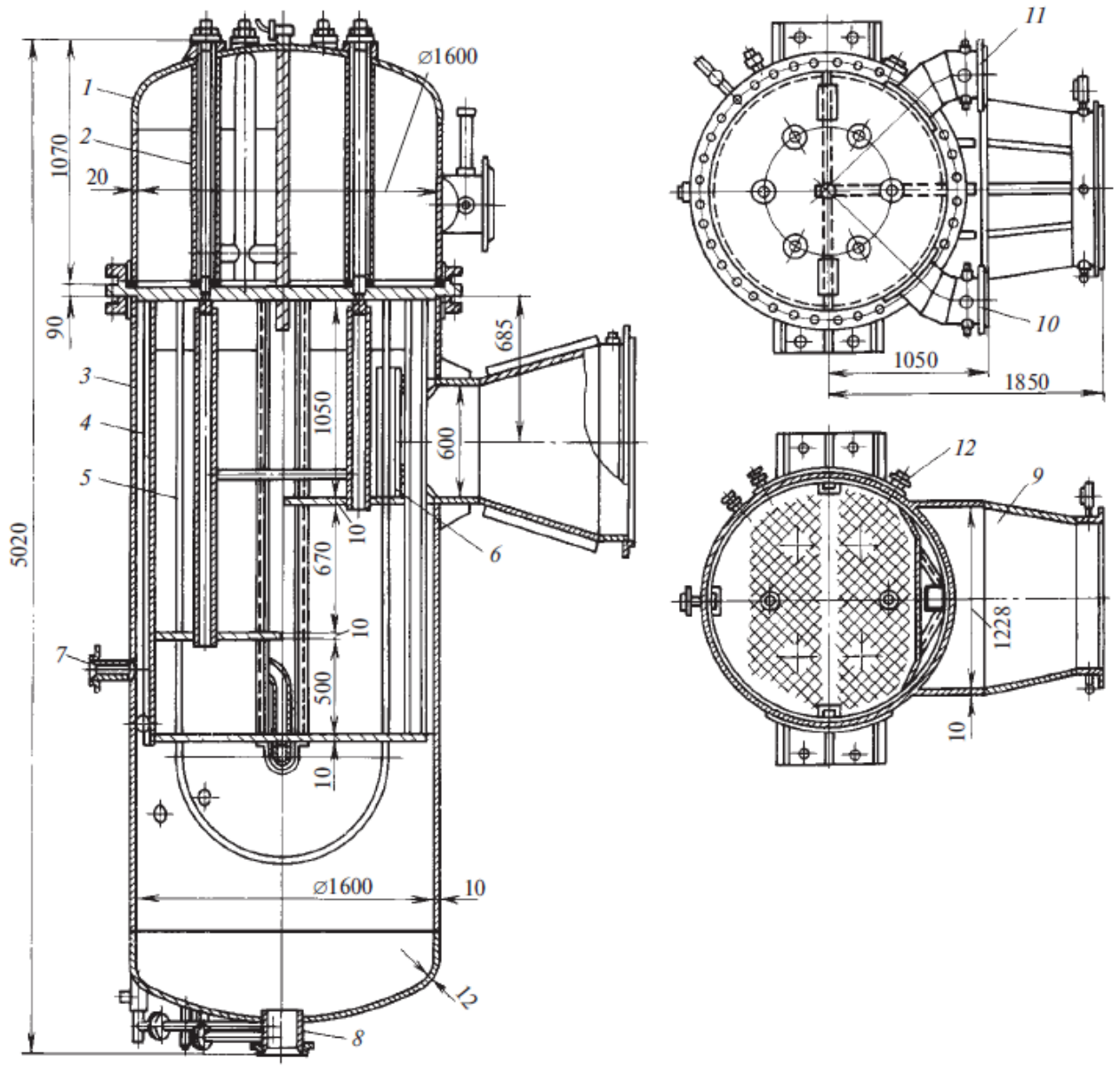


Рис. 3.2. Подогреватель низкого давления ПН-400-26-2-IV:
1 – водяная камера; 2 – анкерная связь; 3 – корпус, 4 – каркас трубной системы; 5 – трубки; 6 – отбойный щиток; 7 – патрубок отсоса паровоздушной смеси; 8 – патрубок отвода конденсата греющего пара; 9 – патрубок входа пара; 10, 11 – патрубки подвода и отвода питательной воды; 12 – патрубок подвода паровоздушной смеси из вышестоящего подогревателя

Поверхность нагрева этого подогревателя включает 1452 U-образные трубки, концы которых закреплены в трубной доске, установленной между

фланцами водяной камеры и корпуса. Внутри водяной камеры размещены анкерные болты для укрепления трубной доски и передачи части веса трубной системы на крышку корпуса. 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 уровня 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 16х1 мм из стали марки О8Х18Н10Т. 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 коррозионностойкой стали вызвана требованиями водного режима для блоков сверхкритического давления и АЭС.

На рис. 3.3 показан подогреватель ПН-1900-32-6, который устанавливается на паротурбинной установке К-800-23,5. Он использует перегретый пар и оснащается охладителем перегретого пара и охладителем конденсата. Охладитель пара выполняется в виде отдельного пучка трубок, смонтированного в специальном кожухе, и размещается в центральной или боковой части подогревателя. Греющий пар (рис. 3.3) подводится в нижнюю часть пароохладителя, омывает трубки и через окна в верхней части кожуха поступает в зону конденсации. Трубные пучки подогревателя собраны из трубок диаметром 16х1 мм. Материал трубок — нержавеющая сталь Х18Н10Т.

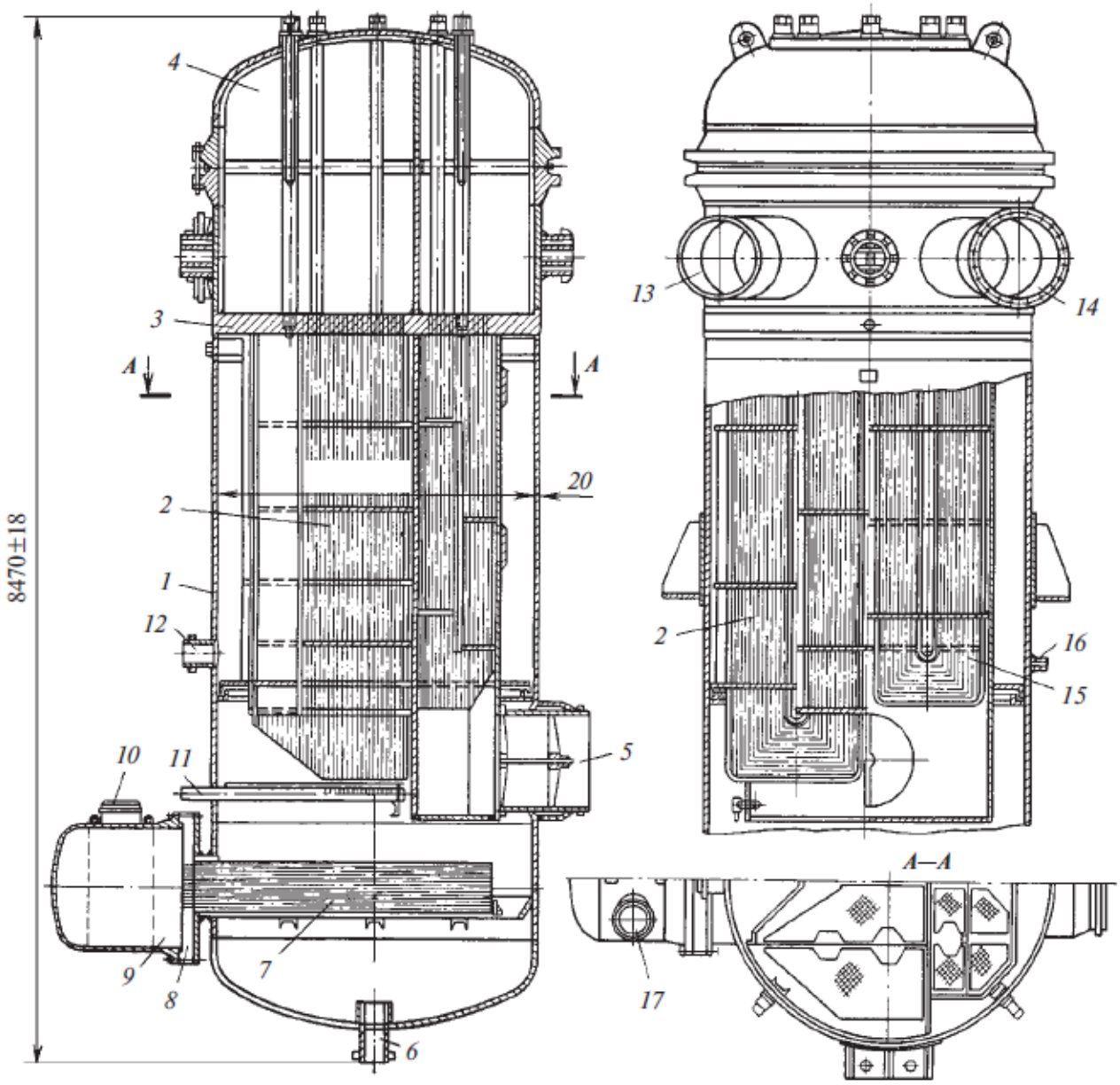


Рис. 3.3. Подогреватель низкого давления ПН-1900-32-6
с охладителями пара и дренажа:
1 – корпус; 2 – трубный пучок зоны конденсации пара; 3 – трубная доска зон КП и ОП; 4 – водяная камера зон КП и ОП; 5 – патрубок подвода пара; 6 – патрубок отвода конденсата; 7 – трубный пучок охладителя конденсата; 8 – то же трубная доска; 9 – водяная камера охладителя конденсата; 10 – штуцер подвода охладителя конденсата; 11 – линия отсоса неконденсирующихся газов; 12 – патрубок подвода дренажа из другою подогревателя; 13, 14 – штуцеры подвода и отвода основного конденсата; 15 – трубный пучок охладителя перегретого пара; 16 – штуцер подвода парогазовой смеси из другого подогревателя; 17 – штуцер отвода потока основною конденсата

На рис. 3.4 показана конструкция ПНД (ПН-1500-32-6-IIIнж) для блока К-800-240. Как видно из рисунка, греющий пар в корпус подогревателя подводится по двум симметрично расположенным патрубкам. Направленное движение потока пара через трубный пучок обеспечивается установкой промежуточных

перегородок. Для сбора стекающего по поверхности трубок конденсата на концах этих перегородок имеются бортики, а отвод его осуществляется по трубам каркаса трубного пучка. С этой целью в трубах каркаса имеются специальные окна на уровне прохода их через промежуточные перегородки. Отвод конденсата греющего пара осуществляется через патрубок, расположенный в нижней части корпуса. Для отвода воздуха из подогревателя над уровнем конденсата установлена кольцевая перфорированная труба. Чтобы исключить возможность отвода вместе с воздухом пара, над трубой отвода воздуха установлен кольцевой гидрозатвор, заполненный конденсатом.

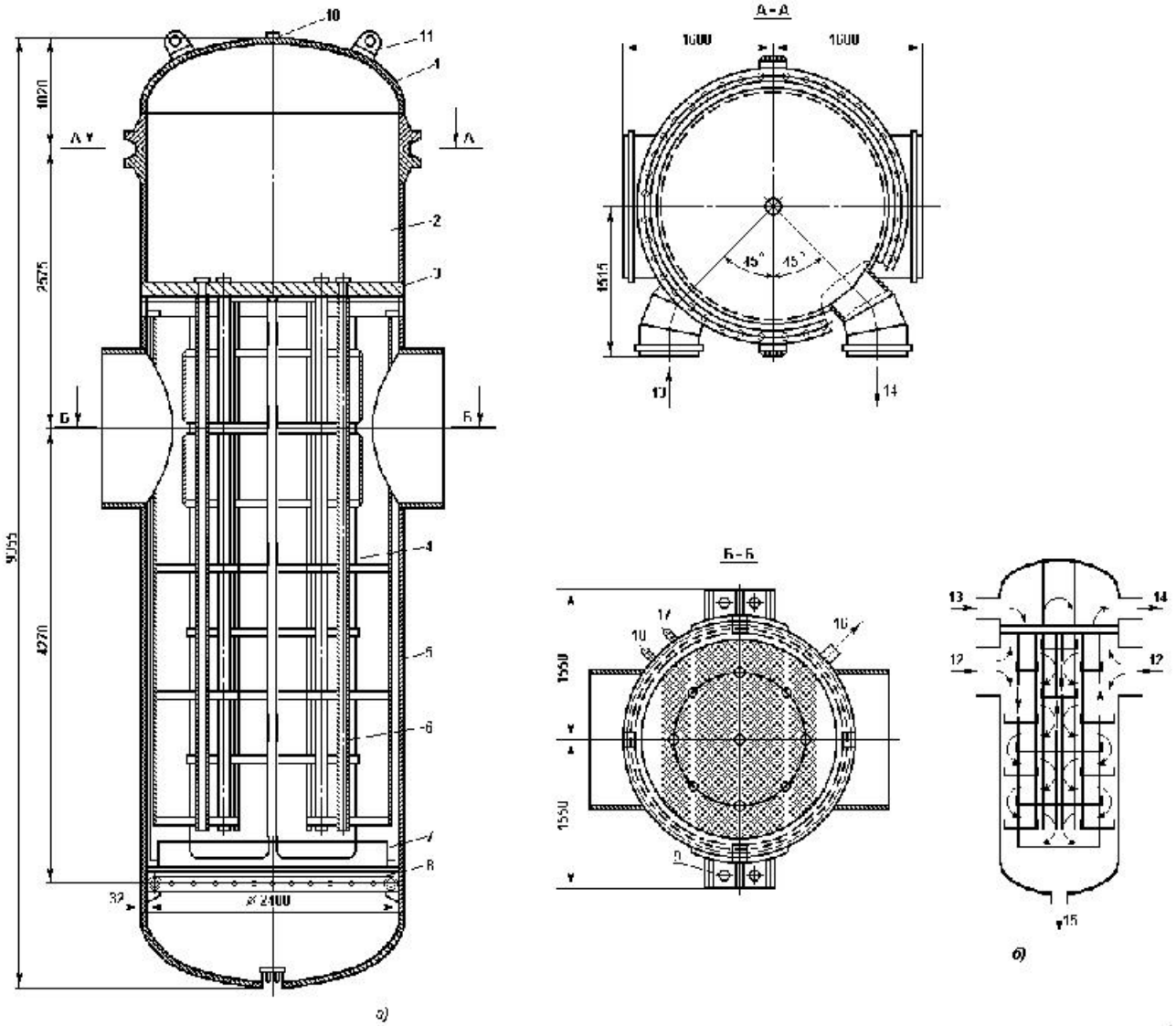


Рис. 3.4. Конструкция ПНД (ПН-1500-32-6-IIIнж) для блока К-800-240.
а – общий вид; б – схема движения воды и пара; 1 – крышка водяной камеры; 2 – отсеки водяной камеры; 3 – вварная трубная доска; 4 – трубная система; 5 – корпус; 6 – трубы каркаса трубной системы; 7 – гидрозатвор ; 8 – кольцевое воздухоотсасывающее устройство; 9 – опорные лапы; 10 – воздушник; 11 – рымы транспортировочные; 12 – вход греющего пара; 13,14 – вход и выход основного конденсата; 15 – выход конденсата греющего пара; 16 – отвод воздуха; 17 – указатель уровня; 18 – коллектор для присоединения импульса регулятора уровня

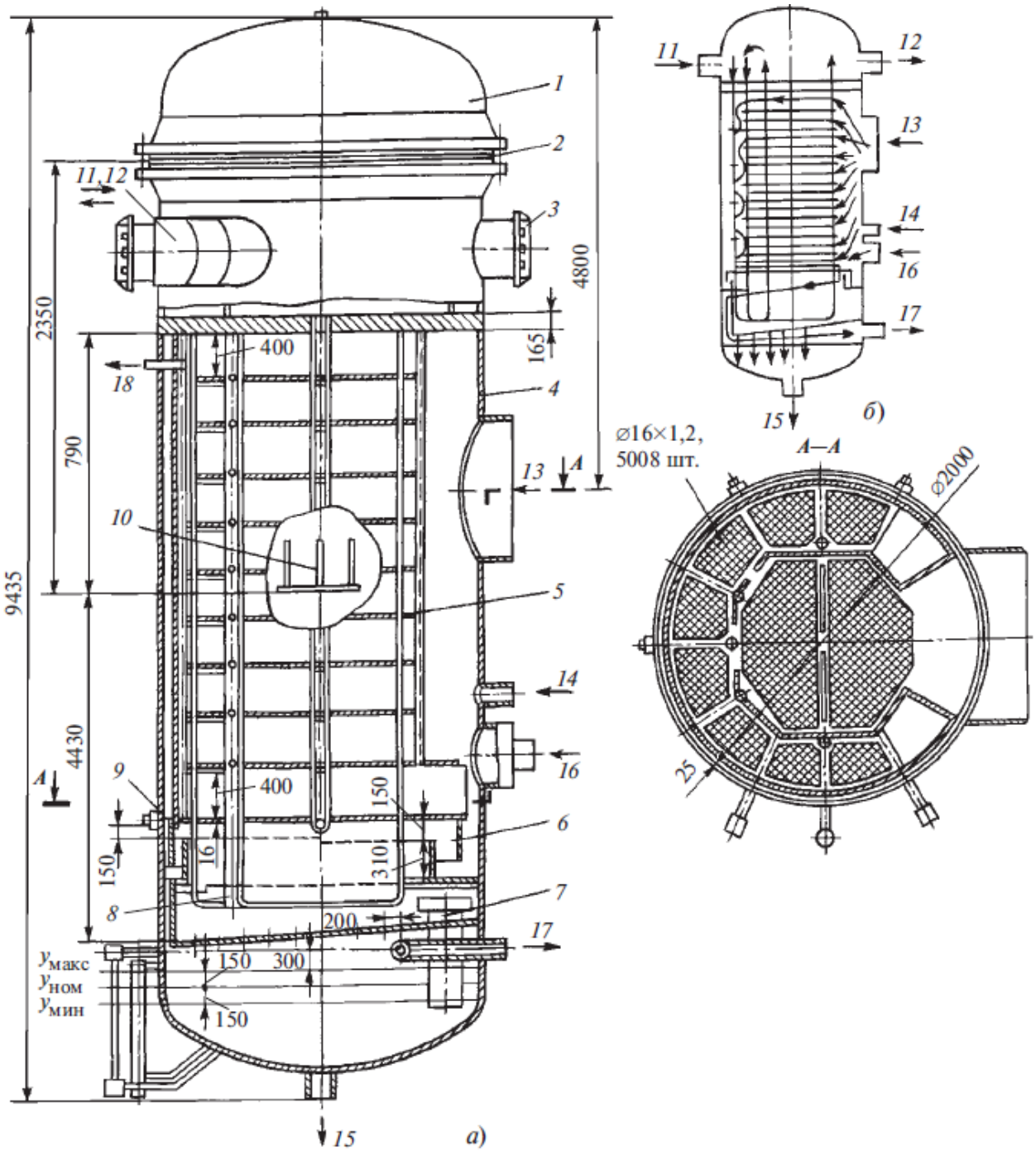


Рис. 3.5. Подогреватель низкого давления ПН-2300-25-7-IV (в регенеративной системе блока К-1200-240)

а – общий вид; б – схема движения воды и пара; 1 – водяная камера; 2 – мембранное уплотнение фланцевого разъема; 3 – рымы транспортировочные; 4 – корпус; 5 – трубная система; 6 – гидрозатвор; 7 – лоток (поддон); 8 – трубы каркаса трубной системы; 9 – отжимной болт; 10 – опоры; 11,12 – вход и выход основного конденсата; 13 – подвод пара; 14 – подвод паровоздушной смеси; 15 – отвод конденсата греющего пара; 16 – подвод конденсата из подогревателя с более высоким давлением; 17,18 – отвод паровоздушной смеси; Умакс, Умин, Уном – максимальный, минимальный и номинальный уровни конденсата греющего пара

На рис. 3.5 показана конструкция еще более крупного подогревателя ПН-2300-25-7-IV, который использован в регенеративной системе блока К-1200-240. В конструкции этого подогревателя использованы все технические достижения, примененные в ранее выпускаемых подогревателях, и сделан ряд дополнений. Так, на входе пара в трубный пучок организована парораспределительная камера, которая позволяет равномерно распределить пар по высоте поверхности нагрева. Движение пара происходит десятью параллельными потоками. Это позволяет снизить потери давления пара, уменьшить длину свободных пролетов труб и повысить их вибрационную надежность. Для повышения эффективности отвода воздуха и неконденсирующихся газов в нижней части подогревателя установлены гидрозатвор и смешивающий воздухоохладитель.

Подогреватели низкого давления, использующие пар высокого потенциала (перегретый), оснащаются охладителем перегрева и охладителем конденсата. Пароохладитель выполняется в виде отдельного пучка труб, смонтированного в специальном кожухе, и размещается в центральной или боковой части подогревателя (последнее более целесообразно, так как существенно облегчает проведение осмотров и ремонтных работ).

Основным недостатком подогревателей низкого давления поверхностного типа являются высокие значения недогрева воды до температуры насыщения греющего пара. Особенно велик недогрев у подогревателей, работающих при давлении ниже атмосферного. Так, для большинства конденсационных блоков этот показатель составляет 8 – 10 °С, что существенно превышает расчетные значения. Потери экономичности блока К-300-240 от недогрева питательной воды в вакуумных подогревателях по данным испытаний составляют 0,2 ÷ 0,3 %, что равносильно ежегодному перерасходу 2 ÷ 3 тыс. т условного топлива на каждом блоке.

Основной причиной высокого недогрева является наличие воздуха в греющем паре, который проникает в подогреватель через неплотности. Влияние примеси воздуха на недогрев воды показано на рис. 3.6, где приведены данные тепловых испытаний ПНД блоков К-300-240. Из приведенных данных видно, что при содержании воздуха в паре 0,2 ÷ 0,3 % поверхностный подогреватель практически перестает работать.

Важной причиной высокого недогрева в ПНД является их высокое гидравлическое сопротивление при проходе пара и связанная этим потеря его давления. Так, для подогревателей типа ПН-400-26-2-IV блоков К-300-240 потери давления пара за счет гидравлического сопротивления трубного пучка достигали 0,007 ÷ 0,008 МПа, что соответствует снижению температуры насыщения греющего пара примерно на 10°С.

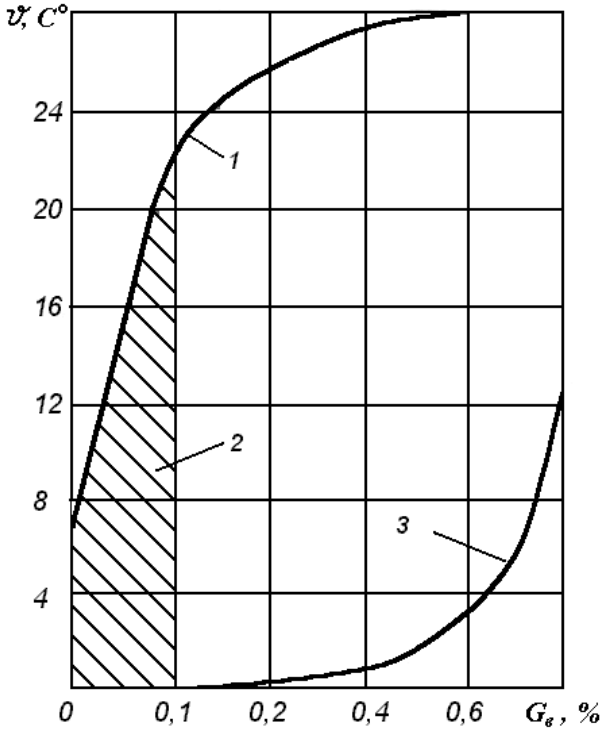


Рис. 3.6. Зависимость недогрева от содержания воздуха в подогревателе
1 – поверхностный подогреватель; 2 — зона фактической работы; 3 — смешивающий подогреватель

Как отмечалось, система регенерации низкого давления с подогревателями поверхностного типа (особенно ПНД, работающие при давлении ниже атмосферного) является одним из основных источников поступления оксидов меди и железа в паровой тракт блока, что является результатом коррозии и эрозии труб. Эти недостатки могут быть устранены при применении комбинированной схемы регенерации, когда подогреватели низкого давления, работающие при давлении выше атмосферного, выполняются поверхностного типа, а подогреватели с давлением греющего пара ниже атмосферного – смешивающего типа.

3.3. Конструктивные схемы ПНД смешивающего типа

В настоящее время созданы подогреватели смешивающего типа, которые используются в регенеративных системах крупных энергоблоков (мощностью 300, 500 и 800 МВт).

Основное условие эффективной работы подогревателей смешивающего типа – обеспечение равномерного распределения в аппарате взаимодействующих фаз (пара и воды). При этом необходимо обеспечить как можно большую поверхности их соприкосновения. Увеличение поверхности воды можно достигнуть путем дробления ее на капли или тонкие струи. Дробление воды про-

изводится с помощью перфорированных тарелок, различных разбрызгивающих сопл или насадок. Дробление воды может осуществляться также потоком пара.

Рассмотрим конструкции подогревателей смешивающего типа, использованных в системе регенерации энергоблока К-300-240.

На рис. 3.7 показана схема установки смешивающего типа. Подогреватели устанавливаются последовательно один над другим (гравитационная схема), что исключает необходимость применения дополнительных насосов для перекачивания конденсата греющего пара из П1 в П2. В то же время такое включение подогревателей требует обоснованного выбора высоты их установки, так как при всех режимах работы необходимо обеспечивать достаточный напор для конденсатных насосов и возможность слива конденсата из верхнего подогревателя в нижний. Целесообразно водяную камеру нижнего подогревателя выполнять безнапорной со свободным уровнем конденсата, все подводящие и отводящие трубопроводы верхнего подогревателя располагать в нижней части его корпуса, а у нижнего присоединять к верхней части его корпуса. Это позволяет уменьшить длину трубопроводов и упростить компоновку подогревателей.

Разность высот между подогревателями должна выбираться по максимально возможной разности давлений в них с учетом гидравлического сопротивления трубопроводов слива и некоторого запаса высоты.

Для энергоблока К-300-240 разница высот 8,5 ÷ 9 м вполне обеспечивает нормальную работу подогревателей для большинства режимов. Для некоторых режимов работы блока за счет повышенной разности давлений в подогревателях происходит перегрузка ("запирание") нижнего подогревателя. В этом случае конденсат из верхнего подогревателя по линии перепуска поступает на всас конденсатных насосов, минуя нижний подогреватель.

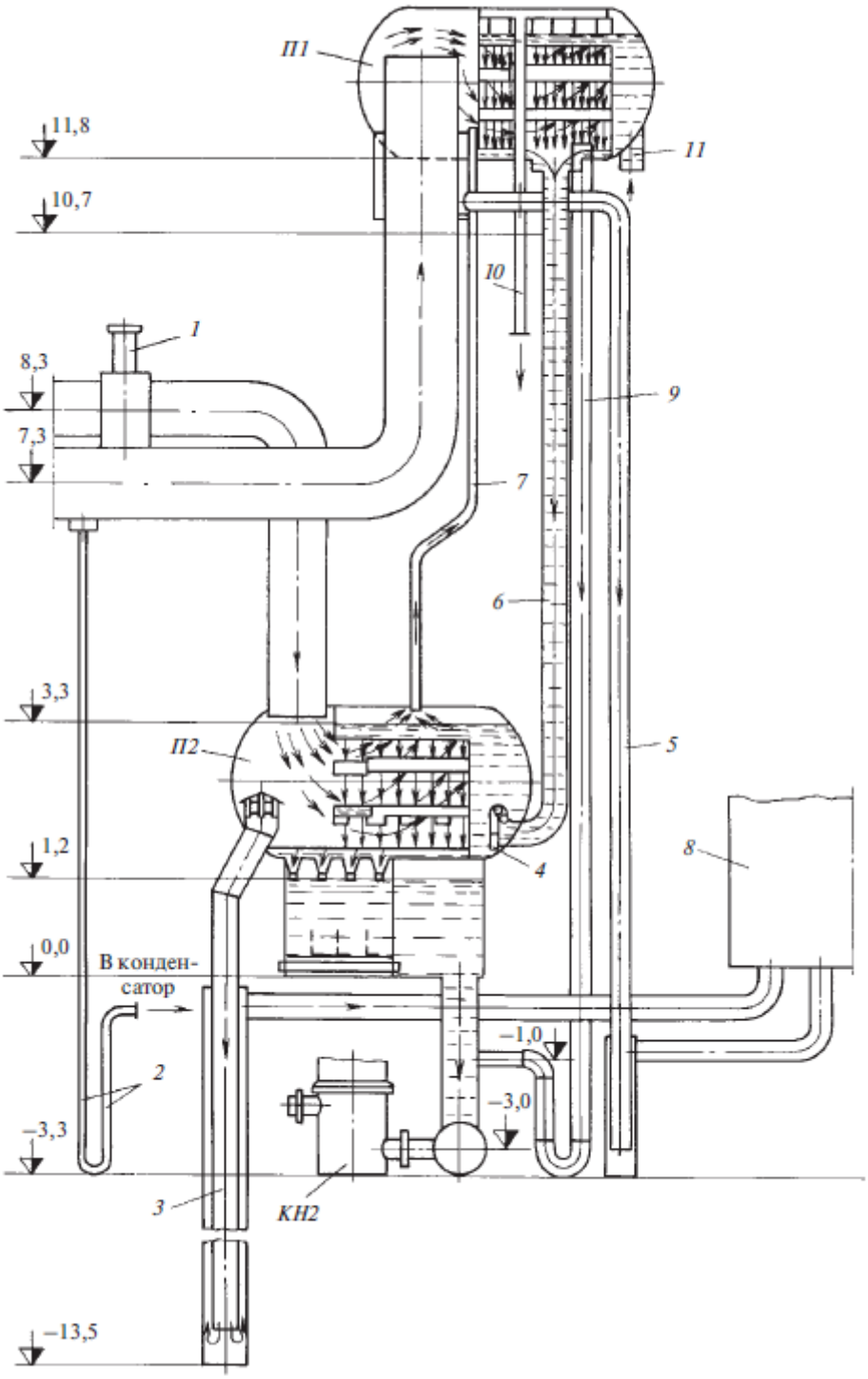


Рис. 3.7. Схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа П1, П2 – первый и второй подогреватели; КН2 – конденсатный насос второго подъема; 1 – обратный затвор; 2 – гидрозатвор; 3 – аварийный слив; 4 – клапан; 5 – аварийный слив из П1; 6 – подвод конденсата к П2; 7 – отвод паровоздушной смеси; 8 – бак; 9 – слив конденсата в обвод П2; 10 – отвод паровоздушной смеси; 11 – патрубок подвода конденсата

Конструктивные схемы горизонтальных подогревателей смешивающего типа энергоблока К-300-240 приведены на рис. 3.8.

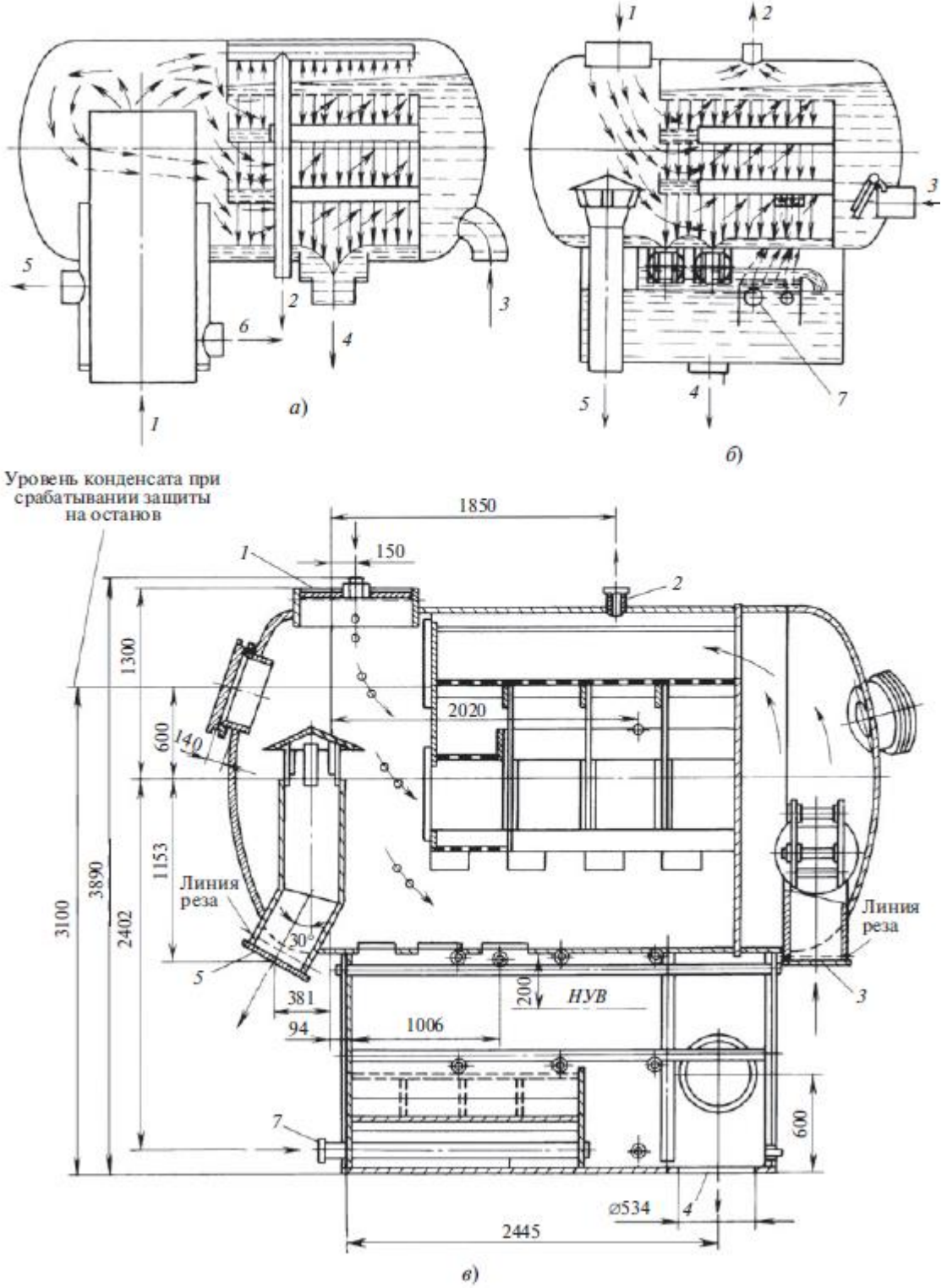


Рис. 3.8. Смешивающие подогреватели низкого давления блока К-300-240
а – конструктивная схема подогревателя П1; *б* – то же П2; *в* – общий вид подогревателя П2; 1 – подвод пара; 2 – отвод паровоздушной смеси; 3 – подвод конденсата; 4 – отвод конденсата; 5 – аварийный слив конденсата; *б* – аварийный отвод конденсата на вход насоса; 7 – подвод конденсата из подогревателя более высокою давления; *НУВ* — нижний уровень воды

Первый по ходу конденсата подогреватель имеет диаметр 1,6 м и длину 4,5 м. Внутри корпуса последовательно расположены три яруса лотков с отверстиями диаметром 8 мм, между которыми (в центральной части корпуса) имеется канал для прохода пара. Последовательно перетекая с одного лотка на другой, вода дробится на тонкие струи. Установка лотков обеспечивает подвод пара одновременно ко всем струйным пучкам, кроме самого верхнего. Струи конденсата, стекающие с верхнего лотка, обеспечивают конденсацию пара, проходящего по каналу между лотками. Выделяемый в процессе конденсации пара воздух отводится по специальным каналам и выводится из аппарата. Верхний лоток является как бы приемной водяной камерой подогревателя, так как на него поступает весь поток конденсата турбины после конденсатных насосов первого подъема.

Пар в подогреватель подводится по трубопроводу диаметром 800 мм. Защита от попадания воды в турбину предусматривается установкой аварийных отводов конденсата в конденсатор или во всасывающий коллектор конденсатных насосов второго подъема. Конструкция второго подогревателя $П_2$ не отличается от описанной выше. Для обеспечения нормальной работы насосов подогреватель оснащен конденсатосборником. Установка барботажных устройств и подвод к ним пара и дренажа из вышестоящих подогревателей позволяют проводить в конденсатосборнике деаэрацию конденсата. Конденсатосборник отделен от парового отсека подогревателя перегородкой с обратными затворами, что позволяет предотвратить попадание влаги в паропровод греющего пара и отказаться от установки на нем защитной арматуры.

Наряду с горизонтальными смешивающими подогревателями разработаны конструкции их вертикального исполнения (рис. 3.9) с напорным водораспределением. Нагревательная секция этих аппаратов выполнена с напорным пленочным водораспределением. Пар из отборов турбины поступает в верхнюю часть подогревателя, движется вниз и конденсируется на стекающих пленках воды. В центре корпуса размещается воздухоохладитель, куда поступает несконденсировавшаяся часть пара и воздуха. Паровоздушная смесь проходит через воздухоохладитель навстречу струям холодного конденсата и охлаждается. Конденсат после нагревательной секции собирается на горизонтальном лотке, под который может подводиться пар из уплотнений турбины. В нижней части корпуса установлены обратные затворы, через которые конденсат поступает в водяное пространство.

В подогревателях смешивающего типа (рис. 3.9) (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.

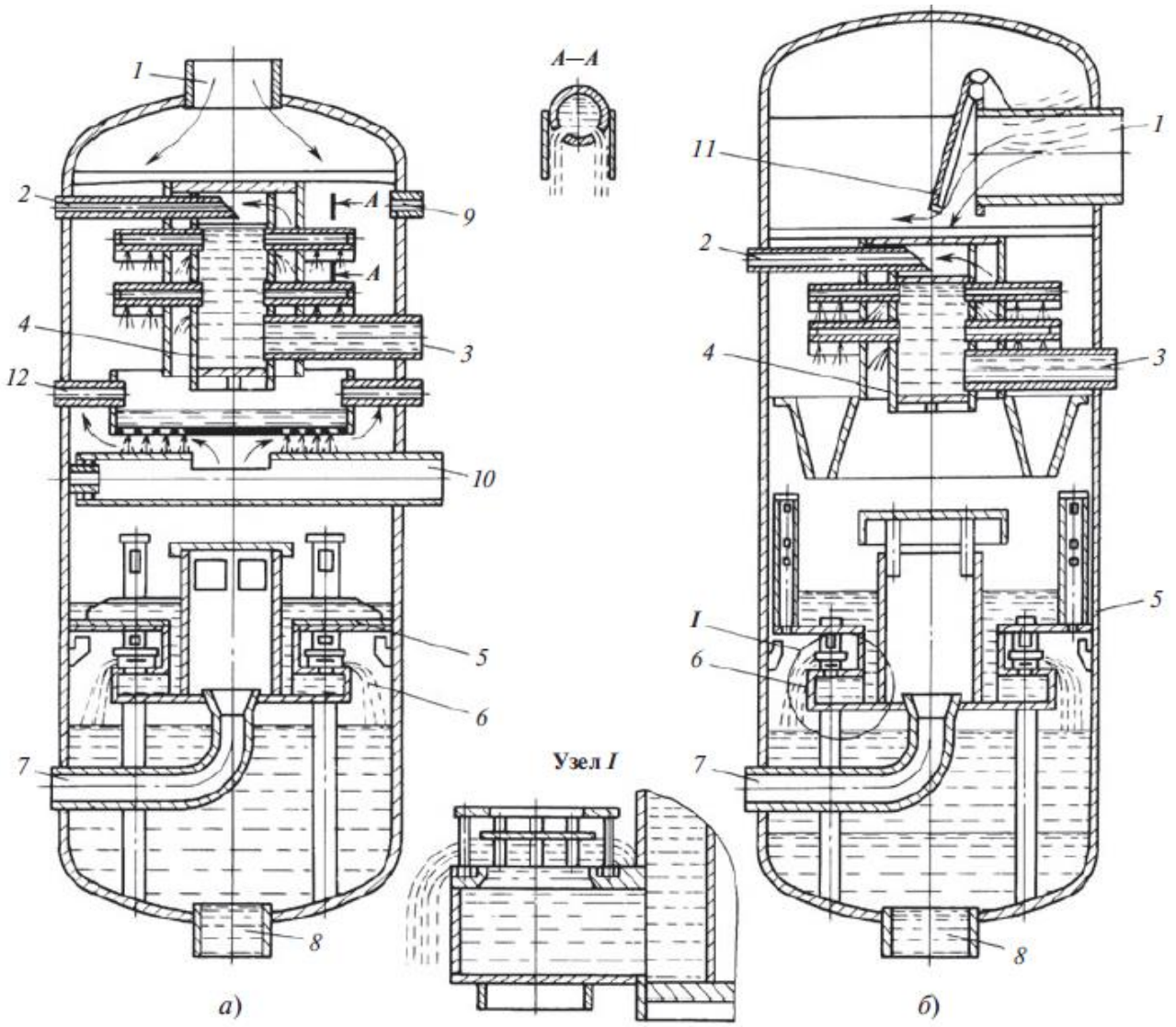


Рис. 3.9. Вертикальные смешивающие подогреватели
с напорным водораспределителем:
а – П1; б – П2; 1 – штуцер подвода пара из отбора турбины; 2 – коллектор отвода паровоздушной смеси; 3 – коллектор подвода основного конденсата; 4 – напорный коллектор; 5 – перегородка; 6 – водяной обратный затвор; 7 – аварийный перелив в конденсатор; 8 – патрубок отвода конденсата; 9 – патрубок подвода воды из обратного затвора; 10 – коллектор подвода пара из уплотнений турбины; 11 – паровой обратный затвор; 12 – коллектор слива из уплотнений питательных насосов

Весьма важным при использовании подогревателей смешивающего типа является обеспечение условий, исключающих попадание воды в турбину. Вода в турбину может попасть при затоплении подогревателя и при сбросе нагрузки турбиной, когда из-за падения давления происходит ее вскипание и обратное движение пароводяной смеси. Затопление подогревателя и паропровода может произойти при выходе из строя клапана регулятора уровня или перекачивающих насосов. Время заполнения водой смешивающего подогревателя и паропровода составляет 3 ÷ 4 мин. Чтобы избежать затопления предусматриваются гидроза-

творы, соединяющие подогреватель с конденсатором. Высота гидрозатвора выбирается такой, чтобы столб воды в нем уравновешивал максимальную разность давлений между подогревателем и конденсатором. Гидрозатвор заполняется конденсатом и во избежание вскипания его предусматривается постоянный добавок холодного конденсата от насосов первой ступени. Самой простой защитой от обратного потока влажного пара при сбросе нагрузки турбиной является установка обратного затвора на трубопроводе отбора. Однако при диаметре паропровода 1100 ÷ 1200 мм затвор весьма громоздок, малонадежен и имеет большое гидравлическое сопротивление. Поэтому вместо обратного затвора в подогревателе отделяют водяную емкость от нагревательного отсека горизонтальной перегородкой с обратным затвором, а также принимают достаточно большое расстояние между этой перегородкой и выходным сечением паровпускного патрубка.

Организация движения пара и воды в подогревателе не ограничивает скорость пара, что дает возможность обеспечить компактность подогревателя и деаэрирующие свойства. Проведенные испытания подобных подогревателей показали, что при всех режимах работы температура конденсата на выходе из подогревателя равна температуре насыщения пара при давлении в корпусе.

Следует отметить, что при гравитационной схеме включения подогревателей и размещения их около турбины более целесообразным является применение подогревателей горизонтального типа. В схеме с перекачивающими насосами целесообразно использовать вертикальные конструкции.

3.4. Тепловой расчет регенеративных подогревателей низкого давления

Различают *конструктивный* и *поверочный* расчеты сетевых подогревателей. Исходные данные для расчетов выбираются по результатам анализа тепловой схемы паротурбинной установки или по результатам испытаний. Для выполнения и конструктивного, и поверочного расчетов необходимо задать расходы воды и греющего пара, а также их параметры (температуру, давление, энтальпию) на входе в подогреватель.

Конструктивный расчет выполняется при проектировании новых подогревателей, а его целью является определение площади поверхности теплообмена *(рабочей поверхности).* В исходных данных при выполнении конструктивного расчета в дополнение к указанным выше параметрам должна быть задана тепловая нагрузка.

Поверочные расчеты выполняются для подогревателей с известной площадью рабочей поверхности. Целью поверочного расчета является определение передаваемого теплового потока (тепловой нагрузки) и температуры теплоносителей на выходе.

Тепловой расчет подогревателей базируется на системе уравнений теплового баланса и теплопередачи.

3.4.1. Тепловой расчет поверхностного ПНД

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

$$Q = D(h_n^{'} - h_n^{''})\eta = G(h^{''} - h^{'}) \qquad (3.1)$$

Уравнение теплопередачи записывается как

$$Q = k\overline{\Delta t}F \qquad (3.2)$$

Здесь Q – передаваемый тепловой поток (тепловая нагрузка), Вт; D, G – массовые расходы конденсирующегося в тракте подогревателя пара и сетевой воды, кг/с; $h_n^{'}$, $h_n^{''}$ – удельные энтальпии греющего пара на входе в подогреватель и на выходе из него, Дж/кг; $h^{'}$, $h^{''}$ – удельные энтальпии воды на входе в подогреватель и на выходе из него, Дж/кг; η – коэффициент потерь теплоты в окружающую среду, выбираемый в диапазоне 0,98—0,99; k – средний (по рабочей поверхности) коэффициент теплопередачи, Вт/(м$^2 \cdot K$); $\overline{\Delta t}$ – среднелогарифмический температурный напор, К; F – площадь рабочей поверхности подогревателя, м^2.

Для применяемых в регенеративных подогревателях тонкостенных трубок, у которых отношение наружного диаметра $d_н$ к внутреннему $d_в$ не превышает 2, коэффициент теплопередачи k с достаточной точностью можно определить по формуле для плоской стенки:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_н}{\lambda_н} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \qquad (3.3)$$

где α_1 – средний коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя – пара или конденсата (в зоне охлаждения конденсата) к наружной поверхности трубок, Вт/(м^2·К); α_2 – средний коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубок к нагреваемой воде, Вт/(м^2·К); $\delta_{ст}$, $\delta_н$ – толщина стенки трубки и суммарная толщина слоя накипи на ее поверхностях, м; $\lambda_{ст}$, $\lambda_н$ – теплопроводности материала трубки и накипи, Вт/(м·К).

Термическое сопротивление теплопроводности стенки трубки $\delta_{ст} / \lambda_{ст}$ обычно пренебрежимо мало по сравнению с термическими сопротивлениями теплоотдачи $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$. У чистых трубок слой накипи отсутствует и термическое сопротивление слоя накипи можно не учитывать ($\delta_н / \lambda_н = 0$). В этом случае формула (1.3) упрощается и принимает вид

$$k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \qquad (3.4)$$

Выражения (3.1) – (3.4) справедливы как для регенеративного подогревателя в целом, так и для каждой из его зон: охлаждения перегретого пара, конденсации пара и охлаждения конденсата пара. При этом средние коэффициенты теплоотдачи α_1 для каждой зоны определяются по-разному. Различный характер изменения в разных зонах имеет и температура греющего теплоносителя. Разным в общем случае является также расход воды в каждой зоне. Поэтому тепловые расчеты целесообразно проводить отдельно для каждой зоны регенеративного подогревателя.

Характер изменения температуры теплоносителей по тракту регенеративного подогревателя с выделенными зонами ОП, КП и ОК показан на рис. 3.10.

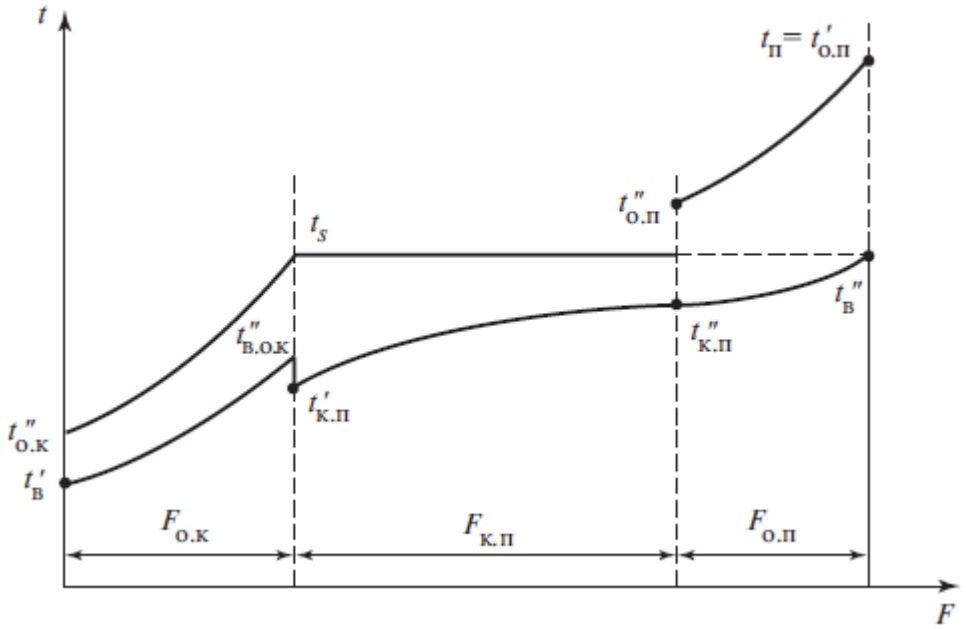


Рис. 3.10. Характер изменения температуры теплоносителей в зонах ОП, КП, ОК регенеративного подогревателя

На рис. 3.10 приняты следующие обозначения: F, $F_{о.к}$, $F_{к.п}$, $F_{о.п}$ – площадь рабочей поверхности соответственно подогревателя и его зон ОК, КП, ОП.

Для зоны конденсации температуру греющей среды можно принять постоянной и равной температуре насыщения пара при рабочем давлении.

Для уменьшения габаритных размеров охладителя конденсата и охладителя перегретого пара через зоны ОК и ОП пропускают только часть (10–20%) поступающего в подогреватель расхода воды. После смешения потоков воды за охладителем конденсата температура воды на входе в зону конденсации $t'_{к.п}$

становится ниже температуры воды $t''_{в.о.к}$ на выходе из зоны ОК. Температура воды на выходе из зоны конденсации $t''_{к.п}$ всегда будет ниже температуры пара $t''_{о.п}$ на выходе из зоны ОП.

Недогрев воды до температуры насыщения в зоне конденсации пара и минимальные температурные напоры в зонах охлаждения перегретого 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 металлоемкости и капиталовложений при изготовлении подогревателей. Для подогревателей низкого давления можно рекомендовать следующие значения минимальных температурных напоров:

$$\Delta t_{о.п} = t''_{о.п} - t''_{к.п} = 7 \div 12°C \tag{3.5}$$

$$\Delta t_{к.п} = t_s - t''_{к.п} = 2 \div 4°C \tag{3.6}$$

$$\Delta t_{о.к} = t''_{о.к} - t'_{в} = 3 \div 6°C \tag{3.7}$$

Нижние пределы рекомендуемых значений соответствуют дорогим видам используемого топлива, верхние – дешевым.

Среднелогарифмический температурный напор $\overline{\Delta t}$ в зонах ОП, КП и ОК применительно к условиям работы регенеративных подогревателей можно определить по соотношению

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} \tag{3.8}$$

где большие $\Delta t_б$ и меньшие $\Delta t_м$ температурные напоры определяются поразному для зон ОП, КП и ОК.

Для зоны ОП температурные напоры вычисляются как:

$$\Delta t_б = t''_{о.п} - t''_{к.п}, \;\; \Delta t_м = t'_{о.п} - t'_{в} \tag{3.9}$$

Для зоны КП формулы для определения $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ принимают вид:

$$\Delta t_б = t_s - t'_{к.п}, \;\; \Delta t_м = t_s - t''_{к.п} \tag{3.10}$$

Для зоны ОК температурные напоры $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ рассчитываются по формулам:

$$\Delta t_б = t_s - t''_{в.о.к}, \;\; \Delta t_м = t''_{о.к} - t'_{в} \tag{3.11}$$

Передаваемый в подогревателе тепловой поток Q можно представить в виде суммы тепловых потоков $Q_{о.п}$, $Q_{к.п}$, $Q_{о.к}$, передаваемых в зонах ОП, КП и ОК соответственно:

$$Q = Q_{о.п} + Q_{к.п} + Q_{о.к} \tag{3.12}$$

Каждое из слагаемых определяется из уравнения теплового баланса для соответствующей зоны:

$$Q_{о.п} = D(h'_{о.п} - h''_{о.п})\eta_{о.п} = G(h'' - h')_{о.п} \quad (3.13)$$

$$Q_{к.п} = D(h''_{о.п} - h''_{к.п})\eta_{к.п} = G(h'' - h')_{к.п} \quad (3.14)$$

$$Q_{о.к} = D(h''_{к.п} - h''_{о.к})\eta_{о.к} = G(h'' - h')_{о.к} \quad (3.15)$$

Здесь $G_{к.п}$, $G_{о.п}$, $G_{о.к}$ – массовый расход воды через зону КП, ОП и ОК соответственно, кг/с; $h'_{о.п}$, $h'_{к.п}$, $h'_{о.к}$ – удельная энтальпия греющего теплоносителя на входе в зону ОП, КП и ОК подогревателя соответственно, Дж/кг; $h''_{о.п}$, $h''_{к.п}$, $h''_{о.к}$ – удельная энтальпия греющего теплоносителя на выходе из зоны ОП, КП и ОК подогревателя соответственно, Дж/кг; $\eta_{о.п}$, $\eta_{к.п}$, $\eta_{о.к}$ – коэффициент потерь теплоты в окружающую среду для зоны ОП, КП и ОК соответственно.

Средний коэффициент теплоотдачи α_1 зоне конденсации пара можно рассчитать применительно к условиям пленочной конденсации на поверхности вертикальных (для подогревателей низкого давления и подогревателей высокого давления с трубным пучком из вертикальных ширм) или горизонтальных (для подогревателей высокого давления горизонтальных и подогревателей вертикальных с плоскими спиральными трубными элементами) трубок медленно движущегося пара. Режим течения пленки конденсата определяется числом Рейнольдса Re пленки, имеющим вид

$$\mathrm{Re} = \frac{4\rho\overline{w\delta}}{\mu} \quad (3.16)$$

где ρ – плотность конденсата, кг/м^3; $\overline{w}$ – средняя по сечению пленки скорость жидкости, м/с; δ – толщина пленки в рассматриваемом сечении, м; μ – динамическая вязкость конденсата, Па·с.

Теплофизические свойства конденсата следует выбирать по температуре t_s.

Для вертикальной трубки длиной l число Re можно определить по соотношениям

$$\mathrm{Re} = \frac{4G_к}{\pi d_н \mu} = \frac{4Q_1}{\pi d_н r \mu} = \frac{4ql}{r\mu} = \frac{4\alpha_1(t_s - t_{w1})l}{r\mu} \quad (3.17)$$

где $G_к$ – массовый расход жидкости в пленке конденсата, кг/с; $d_н$ – наружный диаметр трубки, м; Q_1 – тепловой поток, передаваемый одной трубкой, Вт; r – теплота фазового перехода (конденсации), Дж/кг; q – средняя по длине плотность теплового потока через поверхность нагрева, Вт/м^2; t_{w1} – средняя температура наружной поверхности трубок, °С.

Температура t_{w1} заранее неизвестна, поэтому в первом приближении ее можно оценить по формуле

$$t_{w1} = t_s - \overline{\Delta t} / 2 \tag{3.18}$$

В дальнейшем после определения коэффициента теплоотдачи α_1 и плотности теплового потока q значение температуры t_{w1} уточняется с помощью формулы

$$t_{w1} = t_s - q / \alpha_1 \tag{3.19}$$

При пленочной конденсации медленно движущегося пара на вертикальной поверхности трубок для $\mathrm{Re} \le 1600$ средний коэффициент теплоотдачи α_1 может быть найден по формуле Нуссельта с поправкой $\varepsilon_в$ на волновой характер движения пленки и поправкой ε_t на переменность теплофизических свойств конденсата:

$$\alpha_1 = 0{,}943 \varepsilon_в \varepsilon_t \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 r \rho (\rho - \rho_n) g}{\mu l (t_s - t_{w1})}} \tag{3.20}$$

Здесь λ – теплопроводность конденсата, выбираемая по температуре t_s Вт/(м·К); ρ_n – плотность пара, выбираемая по температуре и рабочему давлению в паровом тракте подогревателя, кг/м^3.

Поправки $\varepsilon_в$ и ε_t вычисляются по формулам:

$$\varepsilon_в = 0{,}946 \mathrm{Re}^{0{,}04} \tag{3.21}$$

$$\varepsilon_t = \left[\frac{\mu}{\mu_{w1}} \left(\frac{\lambda_{w1}}{\lambda} \right)^3 \right]^{0{,}125} \tag{3.22}$$

где индекс «$w1$» относится к характеристикам конденсата, определяемым по температуре поверхности трубки t_{w1}.

При Re > 1600 на вертикальной поверхности имеются участки с ламинарным и турбулентным режимами течения конденсата. Средний коэффициент теплоотдачи в таких условиях вычисляется в виде

$$\alpha_1 = \frac{0{,}017 \mathrm{Re} \mathrm{Pr}^{0{,}5} (\mathrm{Pr} / \mathrm{Pr}_{w1})^{0{,}25}}{\mathrm{Re}^{0{,}75} - 252} \cdot \left[\frac{g \rho \lambda^3 (\rho - \rho_n)}{\mu^2} \right]^{1/3} \tag{3.23}$$

Здесь Pr, Pr_{w1} – числа Прандтля конденсата, найденные при температурах t_s и t_{w1}.

При конденсации пара на поверхности горизонтальной трубки в условиях, характерных для регенеративных подогревателей, когда $d_н \ll l$, турбулентный режим течения пленки обычно не достигается. При конденсации пара на единичной горизонтальной трубке в условиях ламинарного режима течения

пленки средний коэффициент теплоотдачи $\alpha_1^{'}$ определяется по формуле Нуссельта, аналогичной (1.20):

$$\alpha_1^{'} = 0,728\varepsilon_в\varepsilon_t\sqrt[4]{\frac{\lambda^3 r\rho(\rho-\rho_n)g}{\mu d_н(t_s - t_{w1})}} \qquad (3.24)$$

Поправки $\varepsilon_в$ и ε_t рассчитываются по (3.21), (3.22), при этом среднее число Re для горизонтальной трубки определяется по соотношениям

$$\mathrm{Re} = \frac{2G_к}{l\mu} = \frac{2Q_1}{lr\mu} = \frac{2\pi d_н q}{r\mu} = \frac{2\pi d_н \alpha_1(t_s - t_{w1})}{r\mu} \qquad (3.25)$$

Рассчитанное по соотношениям (3.25) число Re соответствует горизонтальному сечению трубки, проходящему через ее ось.

При конденсации пара на многорядных пучках горизонтальных трубок (с коридорным и шахматным расположением) средний коэффициент теплоотдачи α в пучке отличается от среднего коэффициента теплоотдачи $\alpha_1^{'}$ на одиночной трубке:

$$\alpha_1 = \alpha_1^{'} / m^{0,25} \qquad (3.26)$$

Здесь m — число рядов трубок в пучке в вертикальном направлении.

Для турбулентного режима течения жидкости и газа ($\mathrm{Re}_{ж} > 10^4$), который характерен для движения теплоносителей в тракте регенеративных подогревателей, уравнение подобия, предложенное М.А. Михеевым, имеет вид

$$Nu_{ж} = 0,021\mathrm{Re}_{ж}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_{ж}^{0,43}(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_w)^{0,25}\cdot\varepsilon_R \qquad (3.27)$$

Где ε_R – поправочный множитель на искривление оси трубки.

При расчете теплоотдачи внутри прямых трубок следует принять $\varepsilon_R = 1$.

Температура t_w в первом приближении принимается равной температуре теплоносителя $t_{ж}$, а после определения коэффициента теплоотдачи α уточняется по формуле

$$t_w = t_{ж} \pm q/\alpha \qquad (3.28)$$

В формуле (3.28) знак «+» выбирается при расчете температуры внутренней поверхности трубки, а знак «-» – при расчете температуры наружной поверхности.

Средняя температура теплоносителя $t_{ж}$ вычисляется по соотношению

$$t_{ж} = (t^{'} + t^{''})/2 \qquad (3.29)$$

При поперечном обтекании трубного пучка однофазным турбулентным потоком теплоносителя (жидкости или перегретого пара) в зонах ОП и ОК регенеративных подогревателей коэффициент теплоотдачи α_1 можно определить по уравнению подобия

$$Nu_{ж} = C\,\mathrm{Re}_{ж}^{m}\,\mathrm{Pr}_{ж}^{n}\left(\frac{s_1 - d_н}{s_2 - d_н}\right)^{p} \qquad (3.30)$$

Здесь s_1, s_2, $d_н$ – шаги трубного пучка в поперечном и продольном направлениях (по отношению к направлению движения потока) и наружный диаметр трубок соответственно, м.

В качестве определяющего размера при вычислении чисел $Nu_{ж}$ и $\mathrm{Re}_{ж}$ используется наружный диаметр трубок. Коэффициент C и показатели степени m, n, p для турбулентного режима течения потока ($\mathrm{Re}_{ж} > 6 \cdot 10^3$) выбираются по табл. 3.1.

Таблица 3.1. Значения коэффициента *C* и показателей степени *m, n* и *p* в формуле (3.30)

Характеристика пучка трубок	C	*m*	*n*	*P*
Коридорный из гладких прямых трубок	0,2	0,64	0,35	0
Шахматный или спиральный	0,305	0,60	0,35	0,25
Спиральный при Re > 10^6	0,027	0,84	0,40	0

Для расчета теплоотдачи в элементах подогревателей, где не происходит изменения агрегатного состояния теплоносителей, необходимо задаваться скоростью движения теплоносителя (после определения конструктивных размеров подогревателя скорость уточняется). Скорость движения теплоносителя выбирается на основании технико-экономических расчетов. Увеличение скорости улучшает условия теплообмена, что приводит к снижению площади поверхности нагрева, т.е. к снижению стоимости подогревателей. В то же время с повышением скорости возрастает гидравлическое сопротивление, что приводит к увеличению мощности, затрачиваемой на перекачивание теплоносителя по тракту подогревателя. Оптимальные значения скорости в большой степени зависят от стоимости топлива и давления в трубной системе. Для ПНД рекомендуемые значения скорости жидкости принимаются равными 1,7–2,2 м/с при ис-

пользовании дешевых видов топлива и 1,5–1,8 м/с при использовании его дорогих видов, для ПВД — соответственно 1,6–1,9 и 1,5–1,7 м/с.

3.4.2. Тепловой расчет смешивающего ПНД

Целью теплового расчета является определение нагрева конденсата при принятой схеме его движения. Теплота, подводимая с паром из отборов турбины к подогревателю, расходуется на нагрев основного конденсата турбины, частично теряется с выпаром и в окружающую среду:

$$Q = Q_к + Q_{вып} + Q_{пот} \tag{3.31}$$

Потери теплоты от подогревателя в окружающую среду невелики и могут не учитываться в расчетах. Расход выпара может приниматься равным 0,2% расхода греющего пара, поступающего в подогреватель, или приниматься таким же, как и в деаэраторах вакуумного типа (3 кг на 1 т номинального расхода питательной воды).

Тепловые потоки и Q и $Q_к$ выражаются формулами:

$$Q = D_n(h_n^{'} - h_n^{''}) \tag{3.32}$$

$$Q_к = G(h^{''} - h^{'}) \tag{3.33}$$

Здесь $h_n^{'}$, $h_n^{''}$ – удельные энтальпии греющего пара на входе в подогреватель и выходе из него, Дж/кг; $h^{'}$, $h^{''}$ – удельные энтальпии воды на входе в подогреватель и выходе из него, Дж/кг.

Заметим, что формулы (3.31) – (3.33) могут быть записаны не только для подогревателя в целом, но и для каждого его отсека. При этом надо учитывать, что потери с выпаром в предстоящем по ходу воды отсеке (или подогревателе в целом) являются дополнением к тепловой энергии, подводимой с паром в следующий отсек (или следующий подогреватель).

По данным формулам определяется потребный расход пара, поступающего в подогреватель (или отсек подогревателя), а для определения подогрева воды в струях при их поперечном обтекании потоком пара используется эмпирическое уравнение теплового взаимодействия пара с поверхностью воды в струйном отсеке

$$\lg\frac{t_s - t_в^{'}}{t_s - t_в^{''}} = 0{,}053\frac{l(1-\beta)}{\mathrm{Pr}^{0,62}}\sqrt[3]{\left(\frac{w_n}{w_в}\right)^2\frac{\rho_n g}{\sigma d}} \tag{3.34}$$

Здесь t_s – температура насыщения греющего пара; $t_в^{'}$, $t_в^{''}$ – температуры воды в начале и конце струи, °С; Pr – число Прандтля для воды, найденное по температуре t_s; l – длина струи, м; d – диаметр отверстий в тарелке подогревателя, через которые осуществляется истечение струй воды, м; β – расходная

концентрация воздуха, содержащегося в греющем паре (отношение массового расхода воздуха, содержащегося в греющем паре, к массовому расходу смеси воздуха и пара); $w_п$, $w_в$ – скорость движения пара через струйный отсек и скорость воды в струях, м/с; ρ – плотность пара, выбранная при температуре t_s, кг/м^3; σ – поверхностное натяжение воды, выбранное при температуре t_s, Н/м; g – ускорение свободного падения, м/с^2.

В соответствии с рекомендациями Центрального котлотурбинного института (ЦКТИ) начальную скорость истечения воды из отверстий в тарелках $w_в$ следует выбирать в диапазоне 0,6—1 м/с. При такой скорости практически исключается эрозионный износ отверстий и сохраняется умеренная высота слоя воды над тарелкой.

Длина струй l определяется конструкцией подогревателя и выбирается не более 0,7 м. Диаметр отверстий d выбирается в диапазоне 5–8 мм.

Содержание воздуха в греющем паре обычно не превышает 0,1 % ($\beta \le 0{,}001$).

Число отверстий в тарелке определяется по формуле

$$n = \frac{4G}{\pi d^2 \rho_в w_в} \tag{3.35}$$

Средняя скорость движения пара через пучок струй воды рассчитывается по формуле

$$w_п = \frac{w_{п.вх} - w_{п.вых}}{\ln(w_{п.вх} / w_{п.вых})} \tag{3.36}$$

где $w_{п.вх}$, $w_{п.вых}$ – скорости пара на входе в струйный отсек и выходе из него, м/с.

Скорости $w_{п.вх}$ и $w_{п.вых}$ вычисляются по формулам

$$w_{п.вх} = \frac{D_{п.вх}}{\rho_п l L_{вх}}; \quad w_{п.вых} = \frac{D_{п.вых}}{\rho_п l L_{вых}} \tag{3.37}$$

где $D_{п.вх}$, $D_{п.вых}$ – массовые расходы пара на входе в струйный отсек и выходе из него, кг/с; $L_{вх}$, $L_{вых}$ – ширина струйного отсека (ширина тарелки) соответственно на входе и выходе пара, м.

Массовые расходы пара $D_{п.вх}$ и $D_{п.вых}$ связаны соотношением

$$D_{п.вых} = D_{п.вх} - \Delta D \tag{3.38}$$

где ΔD – массовый расход пара, конденсирующегося в струйном отсеке, кг/с.

$$\Delta D = \frac{Gc(t_в'' - t_в')}{h_п'' - h_к''} \tag{3.39}$$

Здесь G – массовый расход воды в струйном отсеке, кг/с; c – удельная теплоемкость воды, найденная по средней температуре $\overline{t_в} = 0,5(t_в^{'} + t_в^{''})$, Дж/(кг·К); $h_п^{''}$, $h_к^{''}$ – удельные энтальпии греющего пара и его конденсата на выходе из отсека (после прохождения через струйный пучок), Дж/кг.

Определение подогрева воды в струйном отсеке проводится методом последовательных приближений. Первоначально подогревом воды (температурой $t_в^{''}$) задаются, и далее определяется расход конденсирующегося пара ΔD в анализируемом отсеке. В дальнейшем температура $t_в^{''}$ уточняется с помощью выражения (3.34). Уточнение производится до тех пор, пока разница значений $t_в^{''}$, найденных в предыдущем и последующем приближениях, не окажется меньше, чем заданная допустимая погрешность.

4. Способы реализации алгоритма расчета ПНД

Алгоритм расчета ПНД оформлен в виде, допускающем следующие способы его реализации:

- ***ручной счет*** (общедоступно и универсально, но трудоемко). При этом свойства воды и водяного пара можно брать из специальных таблиц [4] или, что более удобно, пользоваться электронными калькуляторами ENEKcalc [5] или WaterSteamPro [6].

- ***применение специализированных математических пакетов*** (Mathcad и др.) – наиболее удобный способ автоматизации и документирования расчетов, особенно при решении нелинейных уравнений, а также автоматическом вычислении математических выражений и функций состояния воды и водяного пара. Главный недостаток – неразвитые возможности программирования и отладки, что не позволяет полноценно проводить итерационные вычисления по большим объемам кода.

- ***применение алгоритмических языков программирования*** (C/C++, Basic, Pascal/Delphi и др.). Наиболее универсальный и гибкий способ расчета. Недостаток – необходимы специфические знания и опыт программирования.

Решение нелинейных уравнений

В процессе расчета испарителя возникает необходимость нахождения корней нелинейных уравнений вида $f(x) = 0$ или, что то же самое, нули функции $f(x)$ (значение аргумента, где функция пересекает ось абсцисс). Численные методы решения нелинейных уравнений являются, как правило, итераци-

онными методами, которые предполагают задание достаточно близких к искомому решению начальных данных [3].

Метод простой итерации.

Часто встречаются нелинейные уравнения вида

$$x = f(x) \qquad (4.1)$$

т.е. искомый параметр ***x*** входит в решаемую функцию $f(x)$. Для решения уравнений подобного рода применяют обычно *метод простой итерации* [3]**.** При этом итерации образуются по правилу:

$$x_{n+1} = f(x_n), n = 0,1,... \qquad (4.2)$$

и задается начальное значение x_0, т.е.

$$x_1 = f(x_0)$$

$$x_2 = f(x_1)$$

$$\dots$$

$$x_{n+1} = f(x_n)$$

Итерации продолжаются до тех пор, пока не будет достигнута требуемая степень точности вычисления ε корня уравнения, т.е. $\left|\frac{x_{n+1} - x_n}{x_{n+1}}\right| \le \varepsilon$.

Метод половинного деления

Метод половинного деления - один из методов решения нелинейных уравнений, который основан на последовательном сужении интервала, содержащего единственный корень уравнения $f(x) = 0$ до того момента, пока не будет достигнута заданная степень точности ε. Метод используется при решении квадртных уравнений и уравнений высших степеней.

Пусть задан отрезок [*a,b*], содержащий один корень уравнения. Этот отрезок может быть предварительно найден с помощью шагового метода.

Алгоритм метода половинного деления:

1) определить новое приближение корня *x* в середине отрезка [*a,b*]:

$x = (a + b) / 2$

2) найти значения функции в точках a и x

т.е. $f(a)$ и $f(x)$

3) проверить условие $f(a) \cdot f(x) < 0$.

Если условие выполнено, то корень расположен на отрезке [*a, x*]. В этом случае необходимо точку *b* переместить в точку *x* (т.е. *b* = *x*).

Если условие не выполнено, то корень расположен на отрезке [*x, b*]. В этом случае необходимо точку *a* переместить в точку *x* (т.е. *a* = *x*).

4) перейти к пункту 1) и вновь поделить отрезок пополам. Алгоритм продолжить до тех пор, пока не будет выполнено условие $\left|\frac{x_{n+1} - x_n}{x_{n+1}}\right| \le \varepsilon$, т.е. пока

относительное изменение нового значения x не будет превышать заданную погрешность.

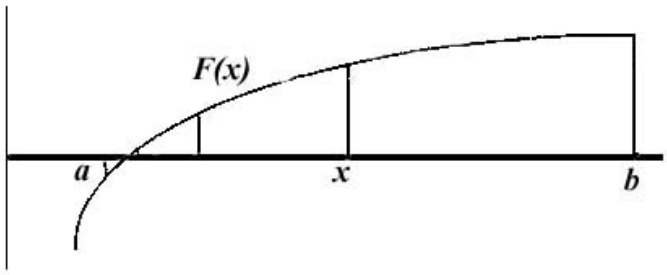


Рис. 4.1. Иллюстрация метода половинного деления

5. Пример расчета поверхностного ПНД

№п/п	Пошаговый алгоритм
	5.1. Исходные теплофизические параметры для расчета
5.1.1	Давление греющего пара: $P_п = 0{,}1 МПа$
5.1.2	Температура греющего пара: $t_п = 140°C$
5.1.3	Падение давления пара в регенеративном отборе: $\delta p_п = 4\%$
5.1.4	Давление в собственно подогревателе: $p_п^{'} = (1 - \delta p_п / 100) p_п = 0{,}096 МПа$
5.1.5	Давление нагреваемого конденсата: $p_к = 2{,}35 МПа$
5.1.6	Температура на входе в ПНД: $t'_в = 55°C$
5.1.7	Расход конденсата: $G_к = 151 \frac{кг}{с}$
	5.2. Исходные конструктивные данные ПНД

5.2.1	Наружный диаметр труб: $d_{нар} = 16 мм$
5.2.2	Толщина стенки труб: $\delta_{тр} = 0,75 мм$
5.2.3	Внутренний диаметр труб: $d_{вн} = d_{нар} - 2\delta_{тр} = 14,5 мм$
5.2.4	Продольный шаг: $S_1 = 22 мм$
5.2.5	Поперечный шаг: $S_2 = 19 мм$
5.2.6	Коэффициент заполнения трубной доски: $\eta_{тр} = 0,48$
5.2.7	Средняя активная длина труб в отсеках подогревателя: $H_{ср} = 1497 мм$
	5.3. Ввод прочих параметров:
5.3.1	Скорость движения воды в трубках: $\omega_в = 0,8 м/с$
5.3.2	Недогрев до температуры насыщения: $\theta = 2°C$
5.3.3	Коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду: $\eta_{то} = 0,98$

5.3.4	Принятый предварительно коэффициент теплопередачи: $$K_{прин} = 2900 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$
5.3.5	Критическое значение числа Рейнольдса: $$\mathrm{Re}_{кр} = 100$$
5.3.6	Теплопроводность металла труб: $$\lambda_м = 107 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$
	5.4. Определение параметров воды и пара в подогревателе
5.4.1	Энтальпия греющего пара: $$h_п = f(p_п, t_п) = f(0{,}1;\ 140) = 2756{,}7 \frac{кДж}{кг}$$
5.4.2	Температура насыщения пара в подогревателе: $$t_н = f(p_п^{'}) = f(0{,}096) = 98{,}47°C$$
5.4.3	Энтальпия конденсата греющего пара: $$h_к = f(t_н) = 412{,}64 \frac{кДж}{кг}$$
5.4.4	Температура основного конденсата за подогревателем: $$t_в^{''} = t_н - \theta = 98{,}47 - 2 = 96{,}47°C$$
5.4.5	Энтальпия основного конденсата на выходе подогревателя: $$h_в^{''} = f(p_к, t_в^{''}) = f(2{,}35;\ 96{,}47) = 405{,}93 \frac{кДж}{кг}$$

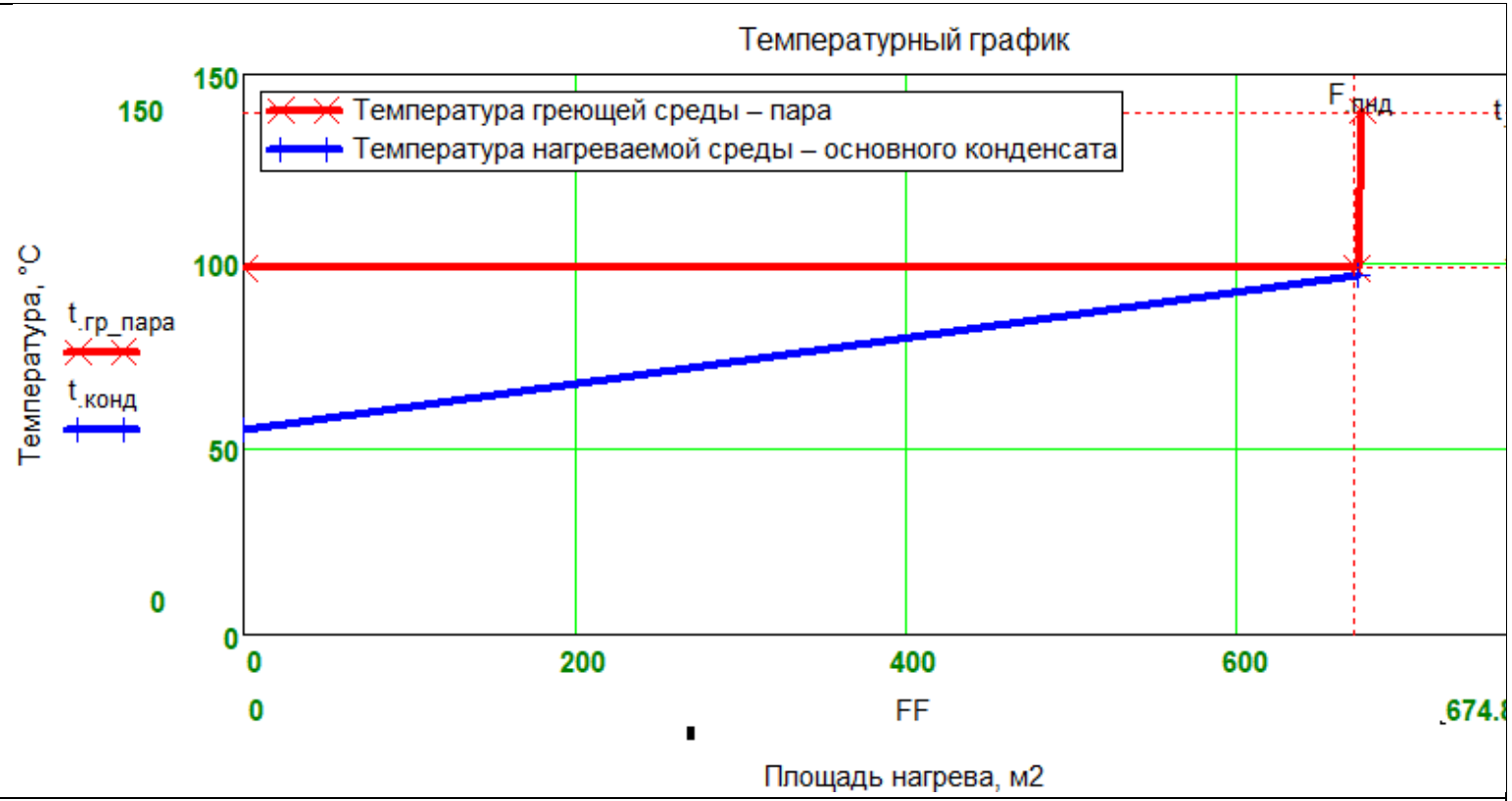
5.4.6	Энтальпия основного конденсата на входе в подогреватель: $$h_в^{'} = f(p_k, t_в^{'}) = f(2{,}35;\ 55) = 232{,}227\frac{кДж}{кг}$$
5.4.7	Средняя расчетная температура основного конденсата в подогревателе: $$t_{в_ср} = \frac{t_в^{'} + t_в^{''}}{2} = \frac{55 + 96{,}47}{2} = 75{,}73°C$$
5.4.8	Параметры основного конденсата в подогревателе при средней температуре:
5.4.8.1	- удельный объем $$v_в = f(p_k, t_{в_ср}) = f(2{,}35;\ 75{,}73) = 0{,}0010252\frac{м^3}{кг}$$
5.4.8.2	- кинематическая вязкость: $$\upsilon_в = f(p_k, t_{в_ср}) = f(2{,}35;\ 75{,}73) = 3{,}842 \cdot 10^{-7}\frac{м^2}{с}$$
5.4.8.3	- число Прандтля: $$\mathrm{Pr}_в = f(p_k, t_{в_ср}) = f(2{,}35;\ 75{,}73) = 2{,}359$$
5.4.8.4	- теплопроводность: $$\lambda_в = f(p_k, t_{в_ср}) = f(2{,}35;\ 75{,}73) = 665{,}2\frac{мВт}{м \cdot К}$$
5.4.9	Параметры воды и пара при температуре насыщения греющего пара:
5.4.9.1	- динамическая вязкость воды на линии насыщения: $$\mu_к = f(t_н) = f(98{,}5) = 286{,}35 мкПа \cdot с$$

5.4.9.2	- удельная теплота парообразования: $$r_к = f(t_н) = f(98,5)=2260,509\frac{кДж}{кг}$$
5.4.9.3	- удельная теплопроводность воды на линии насыщения: $$\lambda_к = f(t_н) = f(98,5)=677,1\frac{мВт}{м\cdot К}$$
5.4.9.4	- кинематическая вязкость воды на линии насыщения: $$\upsilon_к = f(t_н) = f(98,5)=2,98449\cdot 10^{-7}\frac{м^2}{с}$$
	5.5. Общий расчет подогревателя
5.5.1	Расход греющего пара, поступающего в подогреватель, определяем из теплового баланса подогревателя $$D_п = G_к\frac{h_в^{''}-h_в^{'}}{(h_п-h_к)\eta_{то}} = 151\frac{405,925-232,227}{(2756,7-412,64)\cdot 0,98} = 11,4176\frac{кг}{с}$$
5.5.2	Количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогревателе $$Q = D_п(h_п-h_к)\eta_{то} = 11,418(2756,7-412,64)\cdot 0,98 = 26228,34кВт$$
5.5.3	Среднелогарифмический температурный напор: $$\Delta t = \frac{(t_н-t_в^{'})-(t_н-t_в^{''})}{\ln\left(\frac{t_н-t_в^{'}}{t_н-t_в^{''}}\right)} = \frac{(98,5-55)-(98,5-96,5)}{\ln\left(\frac{98,5-55}{98,5-96,5}\right)} = 13,47°C$$
5.5.4	Требуемая площадь поверхности подогревателя:

	$$F_{под} = \frac{Q}{k_{прин} \cdot \Delta t} = \frac{26228,3}{2,9 \cdot 13,47} = 671,501 м^2$$
5.5.5	Количество параллельных труб по ходу воды: $$z_1 = \frac{G_k v_в}{\omega_в \frac{\pi d_{вн}^2}{4}} = \frac{151 \cdot 0,001025}{0,8 \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4}} = 1171,853 \approx 1172$$
5.5.6	Общее количество трубных концов, развальцованных в трубной доске при 4-х ходовом движении воды $$z = 4 \cdot z_1 = 4 \cdot 1172 = 4688$$
5.5.7	Площадь трубной доски, занятая трубами: $$F_{тр} = z \frac{\pi d_{нар}^2}{4 \cdot \eta_{тр}} = 4688 \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4 \cdot 0,48} = 1,9637 м^2$$
5.5.8	Средняя длина труб: $$l_{тр} = \frac{F_{под}}{2 z_1 \pi d_{нар}} = \frac{671,501}{2 \cdot 1172 \cdot \pi \cdot 0,016} = 5,699 м$$
5.5.9	Число Рейнольдса для пленки конденсата на нижней кромке поверхности: $$\mathrm{Re}_к = \frac{Q H_{ср}}{F_{под} r_к \mu_к} = \frac{26228,3 \cdot 1,49692}{671,5 \cdot 2260,5 \cdot 2,9 \cdot 10^{-4}} = 90,328$$
5.5.10	Средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке $$\alpha_1 = 1,01 \cdot \lambda_к \cdot \left(\frac{g}{\upsilon_к^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \mathrm{Re}_к^{-\frac{1}{3}} = 7305,24 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

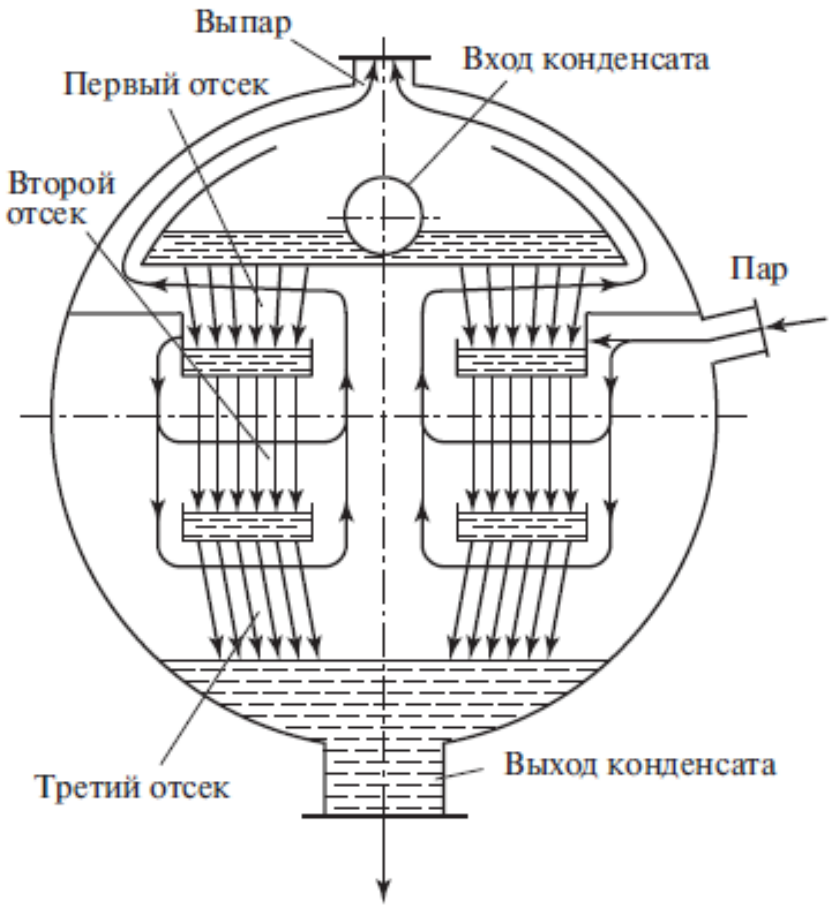
5.5.11	Число Рейнольдса для основного конденсата: $$\mathrm{Re}_в = \frac{\omega_в \cdot d_в}{\upsilon_в} = 30194,63$$
5.5.12	Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к основному конденсату $$Nu_в = 0,021 \cdot \mathrm{Re}_в^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_в^{0,43} = 116,525$$
5.5.13	Средний коэффициент теплоотдачи от стенки труб к основному конденсату: $$\alpha_2 = \frac{Nu_в \cdot \lambda_в}{d_{вн}} = 5345,68 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$
5.5.14	Коэффициент теплопередачи от греющего пара к основному конденсату: $$k_{расч} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_м} \cdot \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_{нар}}{d_{вн}}} = 2891,426 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$
5.5.15	Расхождение расчетного коэффициента теплопередачи с принятым ранее: $$\frac{k_{расч} - k_{прин}}{k_{расч}} = 0,297\%$$
	5.6. Результаты расчета и температурный график
5.6.1	Тепловая нагрузка подогревателя: $$Q = 26,228 МВт$$
5.6.2	Площадь поверхности нагрева: $$F_{под} = 671,5 м^2$$
5.6.3	Среднелогарифмический температурный напор:

	$\Delta t = 13,47°C$
5.6.4	Коэффициенты теплопередачи: – принятый: $k_{прин} = 2900 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ – расчетный: $k_{расч} = 2891 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$
5.6.5	Температурный график:



6. Пример теплового расчета ПНД смешивающего типа

6.1. Схема расчета

	 Расчетная схема подогревателя смешивающего типа.
	6.2. Исходные данные для расчета
6.2.1	Давление пара в подогревателе $p_n = 0{,}19 МПа$

6.2.2	Степень сухости пара, $x_п = 0,955$
6.2.3	Давление нагреваемого основного конденсата, МПа: $p_{ок} = 0,01 МПа$
6.2.4	Температура конденсата на входе в подогреватель $t'_{ок} = 29,1°C$
6.2.5	Расход основного конденсата $G_к = 186,1 \frac{кг}{с}$
6.2.6	Нагрев конденсата в первом струйном отсеке $\Delta t_1 = 16,9°C$
6.2.7	Нагрев конденсата во втором струйной отсеке $\Delta t_2 = 12,34°C$
6.2.8	Нагрев конденсата в третьем отсеке $\Delta t_3 = f(p_п) - t'_{ок} - \Delta t_1 - \Delta t_2$
	6.3. Дополнительные данные
6.3.1	Коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду $\eta_{то} = 0,98$
6.3.2	Коэффициент сопротивления в отверстиях дырчатых тарелок $\varphi = 0,6$
6.3.3	Расход воздуха в первом отсеке $G_{возд} = 0,0055 кг/с$

6.3.4	Выпар пара, поступающего из подогревателя $$\delta_{вып} = \frac{0,5кг}{1 \cdot т}$$
6.3.5	Теплота выпара из П2 $$Q_{вып2} = 253кВт$$
6.3.6	Относительный расход пара на выходе из второго отсека (по рекомендации ЦКТИ): $$\delta_2 = 30\%$$
6.3.7	Относительный расход пара на выходе из третьего отсека (по рекомендации ЦКТИ): $$\delta_3 = 100\% - \delta_2 = 70\%$$
	6.4. Конструктивные и теплофизические данные подогревателя
6.4.1	Расстояния между тарелками L1 $$l_1 = 0,38м$$
6.4.2	Расстояния между тарелками L2 $$l_2 = 0,5м$$
6.4.3	Расстояния между тарелками L3 $$l_3 = 0,48м$$
6.4.4	Высота подпора на тарелках $$h = 0,125м$$
6.4.5	Диаметр отверстий

	$d = 0,008 м$
6.4.6	Высота подпора $h' = 0,065 м$
6.4.7	Высота слоя воды над третьей тарелкой $h'' = 0,06 м$
	Ширина струйного пучка
6.4.8	Ширина струйного пучка первого отсека на входе потока пара $L'_в = 4 м$
6.4.9	Второго отсека на входе в отсек $L'_{в2} = 5,2 м$
6.4.10	Второго отсека на выходе из отсека $L''_{в2} = 3,6 м$
6.4.11	Третьего отсека на входе в отсек $L'_{в3} = 5,2 м$
6.4.12	Третьего отсека на выходе из отсека $L''_{в3} = 3,35 м$
	Определение параметров воды и пара в подогревателе
6.4.13	Температура насыщения пара в подогревателе $t_н = f(p_н) = f(0,019) = 58,95°C$
6.4.14	Удельный объем паря и воды при температуре насыщения, соответствующей давлению пара в подогревателе

	$v' = f(t_н) = 0,001017 м^3 / кг$ $v'' = f(t_н) = 8,03 м^3 / кг$
6.4.15	Коэффициент поверхностного натяжения для основного конденсата на входе в подогреватель $\sigma'_{ок1} = f(t'_{ок}) = 71,335 мН / м$
6.4.16	Энтальпия греющего пара $h_п = f(t_н, x_п) = f(58,954;\ 0,955) = 2500,81 \frac{кДж}{кг}$
6.4.17	Энтальпия конденсата при температуре насыщения греющего пара $h_к = f(t_н) = 246,78 \frac{кДж}{кг}$
6.4.18	Энтальпия основного конденсата на выходе из подогревателя $h''_{ок} = h_к = 246,78 \frac{кДж}{кг}$
6.4.19	Энтальпия основного конденсата на входе в подогреватель $h'_{ок} = f(p_{ок}, t'_{ок}) = 121,99 \frac{кДж}{кг}$
6.4.20	Число Прандтля для основного конденсата на входе в подогреватель $\mathrm{Pr}'_{ок1} = f(p_п, t'_{ок}) = 5,538$
6.4.21	Температура конденсата на выходе из первого отсека $t''_{ок1} = t'_{ок} + \Delta t_1 = 45,29°C$
6.4.22	Энтальпия конденсата на выходе из первого отсека

	$h''_{ок1} = f(p_п, t''_{ок1}) = 189,66 \frac{кДж}{кг}$
	Расчет геометрических характеристик подогревателя
6.4.23	Поперечный шаг расположения отверстий $s_1 = 2,5 \cdot d = 0,02 м$
6.4.24	Продольный шаг при шахматном расположении отверстий $s_2 = s_1 = 0,02 м$
6.4.25	Ширина струйного пучка первого отсека на выходе потока пара $L''_в = L'_в = 4 м$
	6.5. Общий расчет подогревателя и расчет первого отсека
6.5.1	Количество теплоты, воспринимаемое основным конденсатом $Q_к = G_к (h''_{ок} - h'_{ок}) = 23,224 МВт$
6.5.2	Расход выпара из П1 $D_{вып1} = G_к \cdot \delta_{вып} = 0,093 \frac{кг}{с}$
6.5.3	Теплота выпара П1 (количество теплоты, "уносимое" с выпаром) $Q_{вып1} = \delta_{вып} G_к h_п = 232,701 кВт$
6.5.4	Расход греющего пара, поступающего в подогреватель $D_п = \frac{Q_к + Q_{вып1} - Q_{вып2}}{h_п - h''_{ок}} = 10,29 \frac{кг}{с}$
6.5.5	Скорость истечения воды из отверстий верхнее тарелки

	$$\omega_{в1} = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h} = 0{,}939 \frac{м}{с}$$
6.5.6	Необходимое число отверстий в тарелке (округляем) $$n = \frac{G_к \cdot v'}{\omega_{в1}} \frac{1}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = 4007$$
6.5.7	Требуемая площадь тарелки $$F_1 = n \cdot s_1 \cdot s_2 \cdot \sin(60°) = 1{,}388 м^2$$
6.5.8	Количество сконденсированного пара в первом отсеке $$D_{п1} = \frac{G_к \cdot (h''_{ок1} - h'_{ок})}{h_п - h''_{ок1}} = 5{,}449 \frac{кг}{с}$$
6.5.9	Скорость пара на входе в струйный отсек $$\omega'_п = \frac{(D_{п1} + D_{вып1}) \cdot v''}{l_1 \cdot L'_в} = 29{,}3 \frac{м}{с}$$
6.5.10	Скорость пара на выходе из струйного отсека $$\omega''_п = \frac{D_{вып1} \cdot v''}{l_1 \cdot L''_в} = 0{,}491 \frac{м}{с}$$
6.5.11	Средняя скорость пара в струйном отсеке $$\omega_{п1.ср} = \frac{\omega'_п - \omega''_п}{\ln\left(\frac{\omega'_п}{\omega''_п}\right)} = 7{,}039 \frac{м}{с}$$

6.5.12	Расход паровоздушной смеси на входе в первый отсек $$D'_{см1} = D_{п1} + D_{вып1} + G_{возд} = 5,547 \frac{кг}{с}$$
6.5.13	Расход паровоздушной смеси на выходе из отсека $$D''_{см1} = D_{вып1} + G_{возд} = 0,099 \frac{кг}{с}$$
6.5.14	Относительное содержание неконденсирующихся газов в паровоздушное смеси на входе и выходе из отсека $$П'_1 = \frac{G_{возд}}{D'_{см1}} = 0,099\%$$ $$П''_1 = \frac{G_{возд}}{D''_{см1}} = 5,581\%$$
6.5.15	Среднее относительное содержание неконденсирующихся газов в первом отсеке $$П_{ср1} = \frac{П''_1 - П'_1}{\ln\left(\frac{П''_1}{П'_1}\right)} = 1,36\%$$
6.5.16	Температура воды на выходе из первого струйного отсека $$t''_{ок1'} = t_н - \frac{t_н - t'_{ок}}{10^{\left[0,053 \cdot \frac{l_1 \cdot (1 - П_{ср1})}{\Pr'^{0,62}_{ок1}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\omega_{п1.ср}}{\omega_{в1}}\right)^2 \frac{g}{\nu'' \cdot \sigma'_{ок1} \cdot d}}\right]}} = 45,286°C$$

6.5.17	Подогрев основного конденсата в первом струйном отсеке $$\Delta t_{1'} = t''_{ок1'} - t'_{ок} = 16{,}186°C$$
6.5.18	Расхождение с ранее принятым ($\Delta t_1 = 16{,}19°C$) $$\left\lvert \frac{\Delta t_{1'} - \Delta t_1}{\Delta t_{1'}} \right\rvert = 0{,}026\%$$
	6.6. Расчет второго отсека
6.6.1	Температура и энтальпия конденсата на входе во второе отсек $$t''_{ок1'} = 45{,}286°C$$
6.6.2	Расход конденсата, поступающего во второй отсек $$G_{к2} = G_к + D_{п1} = 186{,}1 + 5{,}449 = 191{,}549 \frac{кг}{с}$$
6.6.3	Скорость истечения воды из отверстий второй тарелки $$\omega_{в2} = \varphi \cdot \sqrt{2gh'} = 0{,}677 \frac{м}{с}$$
6.6.4	Число отверстий в тарелке (с округлением до целого) $$n_2 = \frac{G_{к2} \cdot v'}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \omega_{в2}} = 5719$$
6.6.5	Необходимая площадь тарелки

	$$F_2 = n_2 \cdot s_1 \cdot s_2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) = 1{,}981 м^2$$
6.6.6	Температура конденсата в конце второго отсека (на входе в третий отсек) $$t''_{ок2} = t''_{ок1} + \Delta t_2 = 57{,}63°C$$
6.6.7	Энтальпия конденсата в конце второго отсека $$h''_{ок2} = f(p_п, t''_{ок2}) = 241{,}24 \frac{кДж}{кг}$$
6.6.8	Приращение энтальпии основного конденсата во втором отсеке $$\Delta h_{ок2} = h''_{ок2} - h''_{ок1} = 51{,}6 \frac{кДж}{кг}$$
6.6.9	Количество пара, сконденсировавшегося во втором отсеке $$D_{п2} = \frac{G_{к2} \cdot \Delta h_{ок2}}{h_п - h''_{ок2}} = 4{,}374 \frac{кг}{с}$$
6.6.10	Расход пара на выходе из второго отсека. $$D''_{п2} = \delta_2 \cdot D_{п1} = 1{,}635 \frac{кг}{с}$$
6.6.11	Расход пара на входе во второй отсек $$D'_{п2} = D''_{п2} + D_{п2} = 6{,}009 \frac{кг}{с}$$
6.6.12	Скорость пара на входе во второй струйный отсек $$\omega'_{п2} = \frac{D'_{п2} \cdot v''}{l_2 \cdot L'_{в2}} = 18{,}5 \frac{м}{с}$$

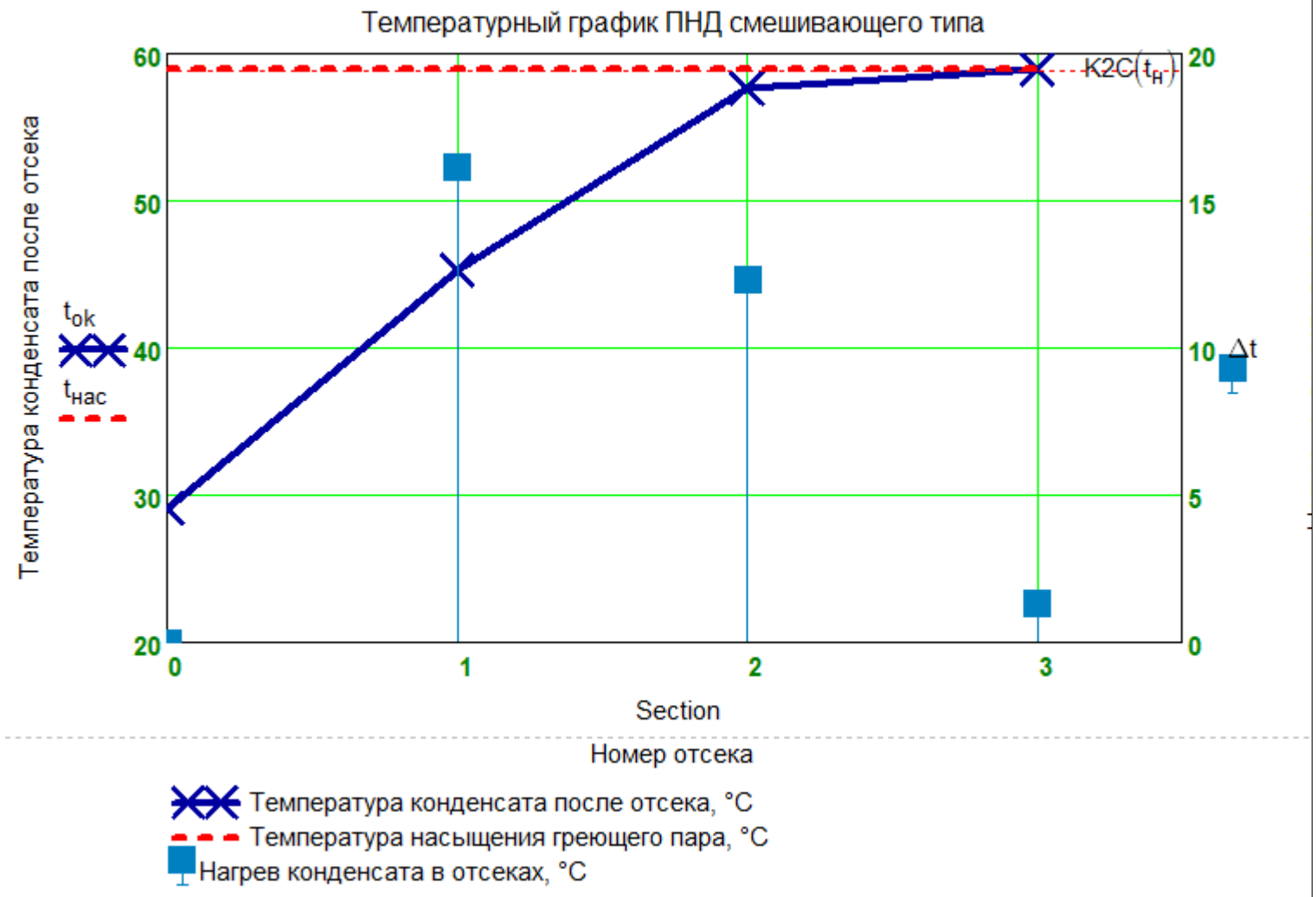
6.6.13	Скорость пара на выходе из струйного отсека $\omega''_{n2} = \frac{D''_{n2} \cdot v''}{l_2 \cdot L''_{в2}} = 7,288 \frac{м}{с}$
6.6.14	Средняя скорость пара в отсеке $\omega_{n2.ср} = \frac{\omega'_{n2} - \omega''_{n2}}{\ln\left(\frac{\omega'_{n2}}{\omega''_{n2}}\right)} = 12,054 \frac{м}{с}$
6.6.15	Коэффициент поверхностного натяжения для основного конденсата при температуре на входе во второй отсек $\sigma'_{ок2} = f(t''_{ок1'}) = f(45,286) = 68,7296 \frac{мН}{м}$
6.6.16	Число Прандтля для основного конденсата при параметрах на входе во второй отсек $\mathrm{Pr}'_{ок2} = f(p_n, t''_{ок1'}) = f(0,019;\ 45,286) = 3,903$
6.6.17	Температура воды на выходе из второго струйного отсека $t''_{ок2'} = t_н - \frac{t_н - t''_{ок1'}}{10^{\left[0,053 \cdot \frac{l_2 \cdot (1 - П_{ср2})}{\mathrm{Pr}'^{0,62}_{ок2}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\omega_{n2.ср}}{\omega_{в2}}\right)^2 \frac{g}{v'' \cdot \sigma'_{ок2} \cdot d}}\right]}} = 57,628°C$
6.6.18	Подогрев основного конденсата во втором струйном отсеке $\Delta t_{2'} = t''_{ок2'} - t''_{ок1'} = 12,343°C$
6.6.19	Расхождение с ранее принятым ($\Delta t_2 = 12,34°C$)

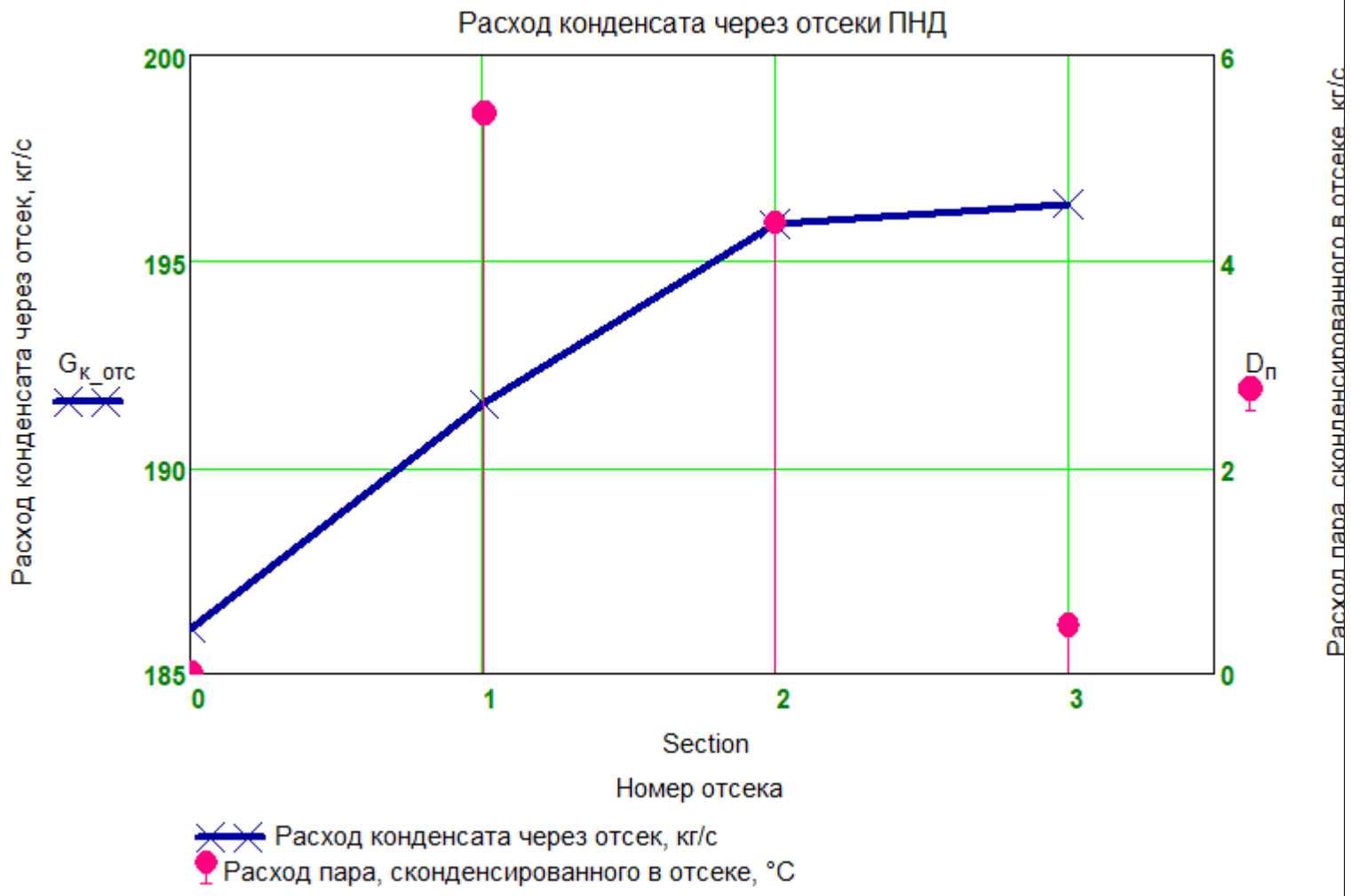
	$$\left\lvert \frac{\Delta t_{2'} - \Delta t_2}{\Delta t_{2'}} \right\rvert = 0,021\%$$
	6.7. Расчет третьего отсека
6.7.1	Температура и энтальпия конденсата на входе в третий отсек $$t''_{ок2'} = 57,628°C$$
6.7.2	Расход конденсата, поступающего в третий отсек $$G_{к3} = G_{к2} + D_{п2} = 191,55 + 4,374 = 195,923 \frac{кг}{с}$$
6.7.3	Скорость истечения воды из отверстий третьей тарелки $$\omega_{в3} = \varphi \cdot \sqrt{2gh'} = 0,677 \frac{м}{с}$$
6.7.4	Число отверстий в тарелке (с округлением до целого) $$n_3 = \frac{G_{к3} \cdot v'}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \omega_{в3}} = 5849$$
6.7.5	Необходимая площадь тарелки $$F_3 = n_3 \cdot s_1 \cdot s_2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) = 2,026 м^2$$
6.7.6	Температура конденсата в конце третьего отсека $$t''_{ок3} = t''_{ок2} + \Delta t_3 = 58,954°$$

6.7.7	Энтальпия конденсата в конце третьего отсека $$h''_{ок3} = f(t''_{ок3}) = 246,779 \frac{кДж}{кг}$$
6.7.8	Приращение энтальпии основного конденсата в третьем отсеке $$\Delta h_{ок3} = h''_{ок3} - h''_{ок2} = 5,545 \frac{кДж}{кг}$$
6.7.9	Количество пара, сконденсировавшегося в третьем отсеке $$D_{п3} = \frac{G_{к3} \cdot \Delta h_{ок3}}{h_п - h''_{ок3}} = 0,482 \frac{кг}{с}$$
6.7.10	Расход пара на выходе из третьего отсека. $$D''_{п3} = \delta_3 \cdot D_{п1} = 3,814 \frac{кг}{с}$$
6.7.11	Расход пара на входе в третий отсек $$D'_{п3} = D''_{п3} + D_{п3} = 4,296 \frac{кг}{с}$$
6.7.12	Скорость пара на входе в третий струйный отсек $$\omega'_{п3} = \frac{D'_{п3} \cdot v''}{l_3 \cdot L'_{в3}} = 13,814 \frac{м}{с}$$
6.7.13	Скорость пара на выходе из струйного отсека $$\omega''_{п3} = \frac{D''_{п3} \cdot v''}{l_3 \cdot L''_{в3}} = 19,037 \frac{м}{с}$$
6.7.14	Средняя скорость пара в отсеке

	$$\omega_{п3.ср} = \frac{\omega'_{п3} - \omega''_{п3}}{\ln\left(\frac{\omega'_{п3}}{\omega''_{п3}}\right)} = 16,286\frac{м}{с}$$
6.7.15	Коэффициент поверхностного натяжения для основного конденсата при температуре на входе в третий отсек $$\sigma'_{ок3} = f(t''_{ок2'}) = f(57,628) = 66,648\frac{мН}{м}$$
6.7.16	Число Прандтля для основного конденсата при параметрах на входе в третий отсек $$\mathrm{Pr}'_{ок3} = f(p_п, t''_{ок2'}) = f(0,019;\ 57,628) = 3,119$$
6.7.17	Температура воды на выходе из третьего струйного отсека $$t''_{ок3'} = t_н - \frac{t_н - t''_{ок2'}}{10^{\left[0,053\cdot\frac{l_3\cdot(1-П_{ср3})}{\mathrm{Pr}'^{0,62}_{ок3}}\cdot\sqrt[3]{\left(\frac{\omega_{п3.ср}}{\omega_{в3}}\right)^2\frac{g}{\nu''\cdot\sigma'_{ок3}\cdot d}}\right]}} = 58,899°C$$
6.7.18	Подогрев основного конденсата в третьем струйном отсеке $$\Delta t_{3'} = t''_{ок3'} - t''_{ок2'} = 1,27°C$$
6.7.19	Расхождение с ранее принятым ($\Delta t_3 = 1,324°C$) $$\left\lvert\frac{\Delta t_{3'} - \Delta t_3}{\Delta t_{3'}}\right\rvert = 4,222\%$$

6.8. Температурный график и график расхода через отсеки ПНД смешивающего типа




Расход конденсата через отсеки ПНД
200
195
190
185
6
4
2
0
0
1
2
3
Section
Номер отсека
Расход конденсата через отсек, кг/с
Расход пара, сконденсированного в отсеке, кг/с
Gк_отс
Dп
Расход конденсата через отсек, кг/с
Расход пара, сконденсированного в отсеке, °C

6.9. Итоговые результаты расчета ПНД смешивающего типа

Общие показатели:	
Температура конденсата на входе в ПНД	29,1°С
Температура конденсата на выходе из ПНД	58,9°С
Расход основного конденсата на входе в ПНД	186,1кг/с
Расход основного конденсата на выходе из ПНД	196,41кг/с
Количество теплоты, воспринятое основным конденсатом	23,22МВт
Результаты расчета I струйного отсека	
Температура конденсата на выходе отсека	45,29°С
Подогрев основного конденсата в отсеке	16,19°С
Количество сконденсированного пара в отсеке	5,45кг/с
Результаты расчета II струйного отсека	
Температура конденсата на выходе отсека	57,63°С
Подогрев основного конденсата в отсеке	12,34°С
Количество сконденсированного пара в отсеке	4,37кг/с
Результаты расчета III струйного отсека	
Температура конденсата на выходе отсека	58,9°С
Подогрев основного конденсата в отсеке	1,27°С
Количество сконденсированного пара в отсеке	0,48кг/с

7. Список учебной литературы и интернет-ресурсов

1. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 288 с.
2. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции. М.: Издательство МЭИ, 2000. – 416 с.
3. Самарский А.А., Гулин А.В. Численные методы. М.: Издательство «Наука», 1989. – 432 с.
4. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. М.: Издательство МЭИ, 1999. – 168 с.
5. http://www.tef.kgtu.runnet.ru/ - сайт программы-калькулятора свойств воды и водяного пара ENEKcalc.
6. http://www.wsp.ru/ru/ - сайт программы WaterSteamPro – свойства воды и водяного пара.
7. http://coolprop.sourceforge.net/ - сайт свободно распространяемой библиотеки свойств веществ CoolProp.
8. Мультимедийный обучающий курс «Теплообменные аппараты ТЭС и АЭС» М.: МЭИ, 2001.

8. П Р И Л О Ж Е Н И Я

8.1. Основные характеристики подогревателей низкого давления

Таблица 8.1. Поверхностные подогреватели низкого давления системы регенерации паротурбинных установок

Типоразмер	Завод-изготовитель	Площадь поверхности теплообмена, м^2	Расчетный тепловой поток, МВт	Максимальная температура пара, °С	Номинальный расход воды, кг/с	Гидравлическое сопротивление, МПа (число ходов воды)	Габаритные размеры, мм		Масса подогревателя, т	
							Высота	Диаметр корпуса	сухого	полностью заполненного водой
ПН-100-16-4-I	ОАО «Сарэнергомаш»	100	1,7	240	72,2	0,029 (4)	3500	1020	2,9	5,3
ПН-100-16-4-III	»	100	1,6	240	75,0	0,029 (4)	3645	1020	3,4	5,6
ПН-130-16-9-I	»	130	7,3	400	63,9	0,088 (6)	4585	1020	3,6	8,3
ПН-130-16-10-II	»	130	7,3	400	63,9	0,088 (6)	4680	1020	3,9	7,0
ПН-200-16-7-I	»	200	10,2	240	97,2	0,069 (6)	4820	1224	6,0	10,6
ПН-250-16-7-II	»	250	11,6	400	111,1	0,069 (6)	5560	1224	6,5	11,9
ПН-250-16-7-IIсв	»	250	11,6	425	111,1	0,042 (4)	5560	1224	6,5	11,9
ПН-250-16-7-III (IVсв)	»	250	11,6	400	111,1	0,098 (6)	5275	1224	6,8	11,7
ПН-350-16-7-I	»	352 (24 ОП)	24,0	400	159,7	0,057 (4)	5777	1424	10,2	17,6
ПН-350-16-7-II	»	351 (29 ОК)	17,1	400	159,7	0,053 (4)	5777	1424	10,8	17,4
ПН-350-16-7-III	»	350	24,3	400	136,1	0,048 (4)	5777	1424	10,4	17,8
ПН-400-26-7-I	»	478 (98 ОП)	20,9	400	208,3	0,098 (4)	5985	1624	13,7	23,4
ПН-400-26-7-II	»	400	26,8	400	208,3	0,044 (4)	5655	1624	12,3	21,9
ПН-400-26-8-V	»									
ПН-400-26-2-IV	»	400	15,5	400	208,3	0,044 (4)	5655	1624	12,5	23,1
ПН-550-25-1-IV	ТКЗ	580	19,4	285	216,7	0,098 (4)	6450	1632	17,4	31,0
ПН-550-25-6-III	ТКЗ	580	31,6	285	216,7	0,098 (4)	6450	1632	17,6	31,0
ПН-550-25-6-II	ТКЗ	578 (28 ОК)	26,3	285	183,3	0,098 (4)	6730	1632	18,1	32,3
ПН-550-25-6-I	ТКЗ	580 (38,5 ОП)	23,9	320	183,3	0,098 (4)	6450	1632	17,0	30,6
ПН-850-25-6-I	ТКЗ	870 (130 ОП)	32,4	350	241,7	0,12 (4)	7700	1832	22,5	38,0
ПН-1100-25-6-I	ТКЗ	1117 (158ОП, 120 ОК)	44,7	350	363,9	0,11 (4)	7950	2040	28,5	50,0
ПН-1900-32-6-II	ТКЗ	1940	70,4	310	538,0	0,068 (4)	8970	2650	50,2	91,3
ПН-1900-32-6-I	ТКЗ	1940	72,7	320	538,9	0,064 (4)	8970	2650	49,1	90,3
ПН-2300-25-7-V	ТКЗ	2398	78,1	200	673,6	0,073 (4)	9455	2852	61,3	82,1

ПН-2300-25-7-IV	ТКЗ	2395	70,9	200	673,6	0,069 (4)	9455	2852	61,8	82,7
ПН-2300-25-7-III	ТКЗ	2395	70,9	150	789,4	0,087 (4)	8800	2852	61,7	108,4
ПН-2300-25-7-II	ТКЗ	2300 (405 ОП, 195 ОК)	74,1	220	789,4	0,116 (4)	9150	2852	60,7	105,9
ПН-2300-25-7-I	ТКЗ	2395 (350 ОК)	79,4	280	789,4	0,087 (4)	8800	2852	61,3	108,0
ПН-800-29-7-IA	ОАО «Сарэнергомаш»	750	20,9	200	208,3	0,04 (4)	7500	1832	22,7	40,3
ПН-800-29-7-IIA	»	800	36,3	200	216,7	0,035 (4)	7515	1824	19,9	36,1
ПН-800-29-7-IIIA	»	800	22,2	200	263,9	0,044 (4)	7515	1824	19,6	35,9
ПН-800-29-7-IVA	»	800	33,7	200	263,9	0,045 (4)	7515	1824	19,6	35,9
ПН-800-29-7-VA	»	800	23,7	200	291,7	0,049 (4)	7490	1824	19,5	35,7
ПН-950-42-8A	ТКЗ	950	22,9	170	350,0	0,014 (4)	9325	2032	36,1	70,7
ПН-1200-25-6-IA	ТКЗ	1180	34,7	200	311,4	0,039 (2)	9640	2050	47,5	81,0
ПН-1200-25-6-IIA	ТКЗ	1215	43,5	200	370,8	0,039 (2)	9653	2050	47,0	76,5
ПН-1200-42-4-IA	ТКЗ	1200	37,9	150	422,5	0,021 (2)	10 450	2632	46,5	70,0
ПН-1800-42-8-IA	ТКЗ	1800	45,1	170	700,0	0,058 (4)	9430	2632	62,5	114,0
ПН-1800-42-8-IIA	ТКЗ	1800	48,0	195	700,0	0,059 (4)	9430	2632	61,4	110,0
ПН-1800-42-8-IIIA	ТКЗ	1800	76,2	170	700,0	0,059 (4)	9430	2632	61,6	110,0
ПН-1800-42-8-IVA	ТКЗ	1800	66,0	170	700,0	0,06 (4)	9430	2632	61,4	110,0
ПН-1900-42-4-IA	ТКЗ	1900	118,3	145	733,9	0,021 (2)	10 280	3264	68,9	95,0
ПН-1900-42-4-IIA	ТКЗ	1900	79,2	145	818,6	0,025 (2)	10 280	3264	68,2	95,0
ПН-1900-42-4-IIIA	ТКЗ	1900	89,8	190	818,6	0,025 (2)	10 280	3264	68,2	95,0
ПН-1900-42-13-IVA	ТКЗ	1900	70,8	190	1051,4	0,038 (2)	10 280	3280	70,0	95,0
ПН-3000-25-16-IIIA	ТКЗ	3000	176,5	200	1112,5	0,0316(2)	10 542	3060	98,9	165,0
ПН-3000-25-16-IVA	ТКЗ	3000	115,8	200	1448,3	0,0495 (2)	10 542	3060	99,3	165,0
ПН-3200-30-16-IA	ТКЗ	3200	90,2	200	1082,2	0,0284 (2)	11 000	3480	121,2	200,0
ПН-3200-30-16-IIA	ТКЗ	3200	123,3	200	1430,6	0,056 (2)	11 000	3480	121,3	200,0

Примечания:

1. Площади поверхности, указанные в скобках, относятся к зоне охлаждения пара или конденсата и входят в указанную площадь поверхности подогревателя.
2. Приведены максимальные значения расчетного теплового потока для установок, в которых используется данный подогреватель, при номинальном режиме работы.

Таблица 8.2. Основные характеристики смешивающих подогревателей (завод-изготовитель ТКЗ)

Типоразмер	Турбина	Расход, кг/с		Температура пара на входе, °С	Рабочее давление в корпусе, МПа	Размеры, мм		Масса подогревателя, т	
		конденсата	пара			Максимальная длина или высота	Диаметр корпуса	сухого	заполненного водой
ПНСГ-800-1	К-300-23,5	222,2	11,2	56,3	0,017	4870	2232	—	25,73
ПНСГ-800-2	К-300-23,5	222,2	15,8	134	0,086	При-мерно 5200	2232	—	33,71
ПНСВ-800-2	К-210-12,8-3(6)	126,4	14,7	134	0,129	6000	2224	8,9	28
	К-300-23,5-3	194,4	—	—	0,082	—	—	—	—
ПНСВ-2000-1	К-500-23,5-4	288,9	37,5	60,7	0,016	8950	3300	20,13	85,57
	К-800-23,5-5	500,0	—	—	0,021	—	—	—	—
ПНСВ-2000-2	К-500-23,5-4	327,8	10,4	143	0,09	8980	3300	19,84	86,47
	К-800-23,5-5	527,8	—	—	0,107	—	—	—	—
ПНСГ-2000-АП	К-1000-5,9/25	977,8	35,6	63,1	0,023	8100	2232	—	44
ПНСГ-2000-IА	К-1000-5,9/50	939,6	32,7	63,1	0,023	11 100	2438	—	68
ПНСГ-4000-IIА	К-1000-5,9/25	1041,3	50,0	94,8	0,086	13 600	При-мерно 3600	—	166
ПНСГ-4000-IА	К-1000-5,9/50	997,3	52,0	86,4	0,062	13 600	При-мерно 3600	—	166

8.2. Схемы паротурбинных установок и комплектующее оборудование

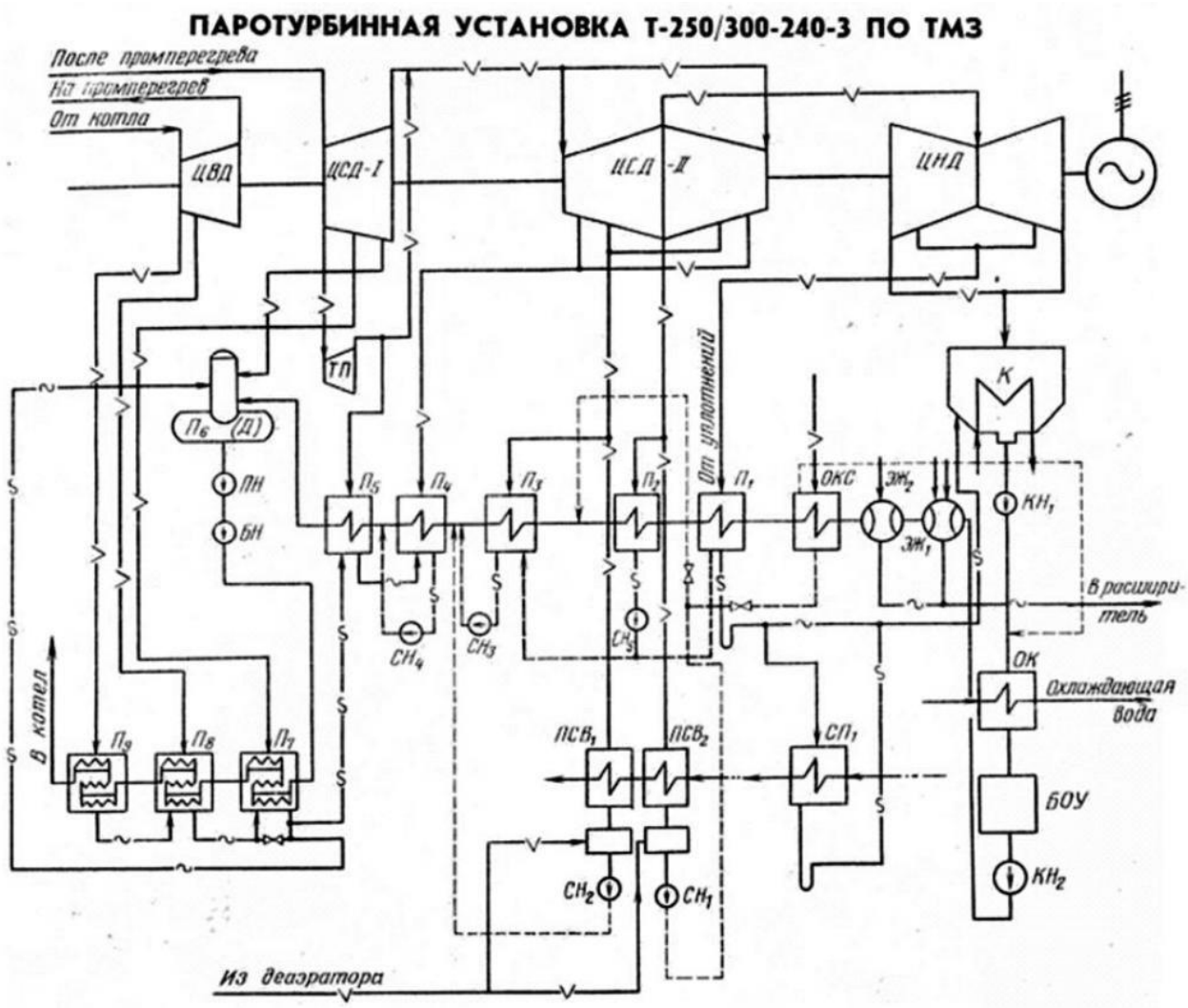


Рис. 8.1. Принципиальная тепловая схема турбины Т-250/300-240-3 ПО ТМЗ

Комплектующее теплообменное оборудование

Наименование	Обозначение в тепл. схеме	Обозначение типо-размера	Количество, шт	Завод-изготовитель
Конденсатор	К	К-14000-I	1	ПО ТМЗ
Подогреватели низкого давления	П1	ПН-400-26-2-IV	1	СЗЭМ
	П2	ПН-400-26-7-II	1	СЗЭМ
	П3	ПН-400-26-7-II	1	СЗЭМ
	П4	ПН-400-26-7-II	1	СЗЭМ
	П5	ПН-400-26-7-I	1	СЗЭМ
Деаэратор	П6 (Д)	ДП-1000	1	БКЗ
Подогреватели высокого давления	П7	ПВ-900-380-18	1	ПО ТКЗ
	П8	ПВ-1200-380-43	1	ПО ТКЗ
	П9	ПВ-900-380-66	1	ПО ТКЗ
Подогреватели сетевой воды	ПСВ1	ПСГ-5000-3,5-8-I	1	ПО ТМЗ
	ПСВ2	ПСГ-5000-3,5-8-I	1	ПО ТМЗ

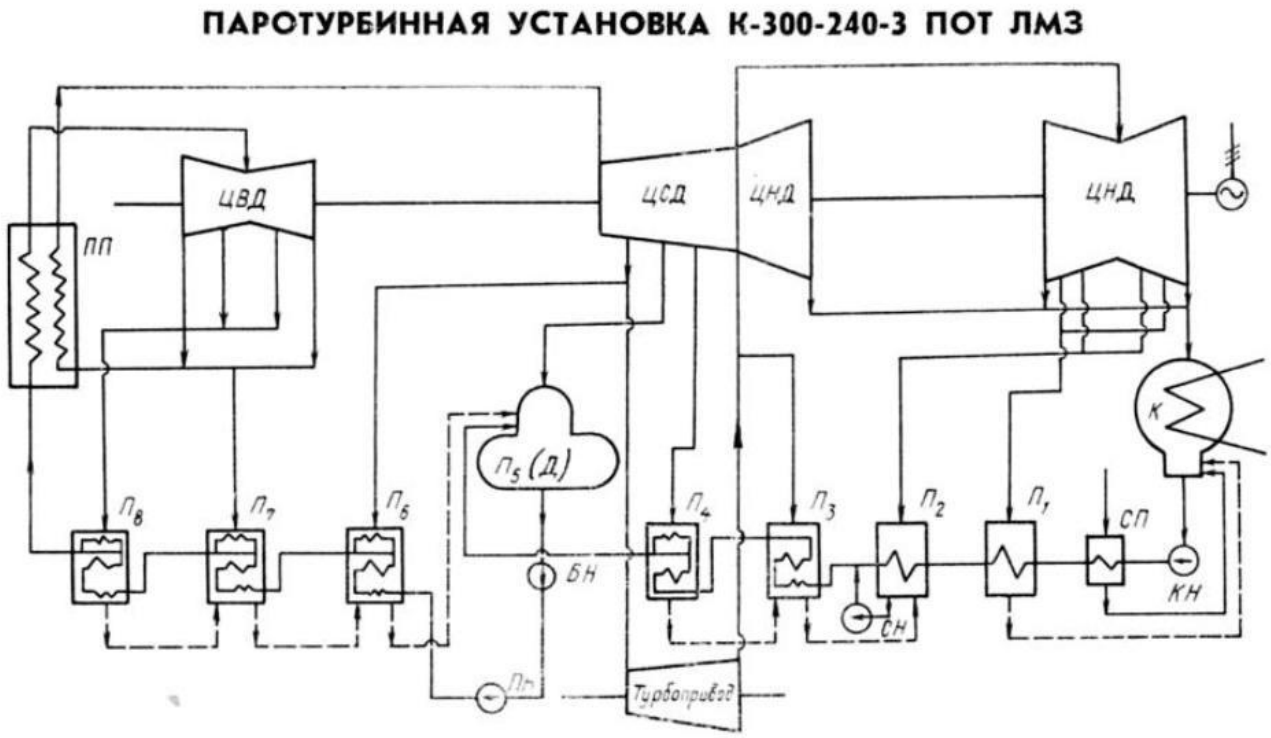


Рис. 8.2. Принципиальная тепловая схема турбины К-300-240-3 ПОТ ЛМЗ

Комплектующее теплообменное оборудование

Наименование	Обозначение в тепл. схеме	Обозначение типо-размера	Количество, шт	Завод-изготовитель
Конденсатор	К	300 КЦС-3	1	ПОТ ЛМЗ
Подогреватели низкого давления	П1	ПН-400-26-2-IV	1	СЗЭМ
	П2	ПН-400-26-7-II	1	СЗЭМ
	П3	ПН-400-26-7-II	1	СЗЭМ
	П4	ПН-400-26-7-II	1	СЗЭМ
Деаэратор	П5 (Д)	ПН-400-26-7-I	1	СЗЭМ
		ДП-1000	1	БКЗ
Подогреватели высокого давления	П7	ПВ-900-380-18	1	ПО ТКЗ
	П8	ПВ-1200-380-43	1	ПО ТКЗ
	П9	ПВ-900-380-66	1	ПО ТКЗ
Подогреватели сетевой воды	ПСВ1	ПСГ-5000-3,5-8-I	1	ПО ТМЗ
	ПСВ2	ПСГ-5000-3,5-8-I	1	ПО ТМЗ

8.3. Параметры пара в камерах нерегулируемых отборов турбин на номинальном режиме

Таблица 8.3. Параметры пара в отборах турбин

Тип турбины	Номер отбора	Подогре-ватель	Давление, МПа (кг·с/см²)	Темпера-тура, °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)

Продолжение таблицы 8.3

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)
		ТурбоприводПН	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 таблицы 8.3

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)
		Деаэратор	1,22 (12,4)	266	1,83 (6,6)
	IV	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)
	V	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 таблицы 8.3

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)
		Деаэратор	1,128 (11,5)	274	1,16 (4,2)
	IV	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*)
		Деаэратор	0,49 (15,0)	275	4,05 (14,6)
	IV	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)
		Деаэратор	1,288 (13,13)	191,2	12,31 (44,33)
	IV	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 таблицы 8.3

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)
		Турбопри-вод 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.

Учебное издание

Сергей Владимирович Кункевич

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Редактор …….

Подписано в печать ??.??.2022 г. Формат 60 × 90 1/16. Уч.-изд. л. ??.
Печ. л. 7,4. Тираж 45 экз. Заказ № ??

Издательство федерального государственного бюджетного
образовательного учреждения высшего образования
«Калининградский государственный технический университет».
236022, Калининград, Советский проспект, 1