

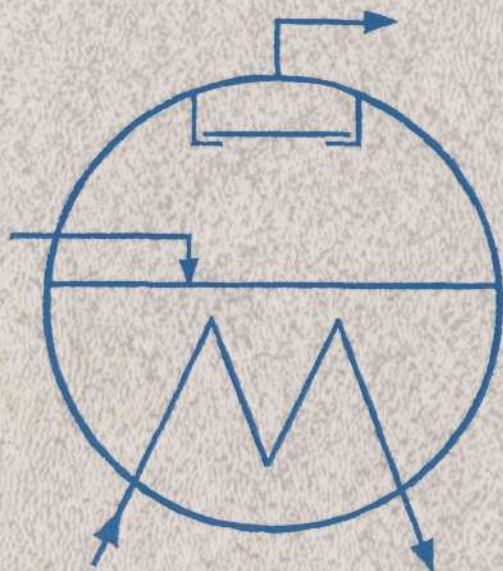
Н. Г. Рассохин

# ПАРОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

---

Для студентов вузов

---



Н. Г. Рассохин

# ПАРОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Атомные электрические станции»



МОСКВА  
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ  
1987

ББК 31.47

Р24

УДК 621.311.25:621.039:621.181 (075.8)

Рецензент: кафедра теплоэнергетических установок ЛПИ  
им. М. И. Калинина (зав. кафедрой проф. В. А. Иванов)

Рассохин Н. Г.

Р24 Парогенераторные установки атомных электростанций: Учебник для вузов.— 3-е изд., перераб. и доп.— М.: Энергоатомиздат, 1987.— 384 с.: ил.

Приведены схемы и конструкции парогенераторов различных типов. Рассмотрены гидродинамика и теплообмен, а также физико-химические процессы, протекающие при производстве пара. Дана методика конструкторского расчета парогенераторов АЭС. По сравнению с предыдущим изданием (1980 г.) большее внимание уделено комплексным водо-химическим режимам.

Для студентов вузов специальности «Атомные электростанции и установки». Может быть полезен эксплуатационникам АЭС, работающим на парогенераторных установках.

Р 2304000000-357  
051(01)-87 259—87

ББК 31.47

УЧЕБНИК

НИКОЛАЙ ГЕОРГИЕВИЧ РАССОХИН

Парогенераторные установки атомных электростанций

Редактор О. А. Степеннова  
Художественный редактор Б. Н. Тумин  
Технический редактор В. В. Хапаева  
Корректор Л. С. Тимохова

ИБ № 1459

Сдано в набор 16.02.87 Подписано в печать 15.06.87 Т-07799 Формат 60×90<sup>1/16</sup> Бумага типографская № 1 Гарнитура литературная Печать высокая Усл. печ. л. 24,0 Усл. кр.-отт. 24,0 Уч.-изд. л. 27,79 Тираж 4000 экз. Заказ 127. Цена 1 р. 20 к. Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 6 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли.  
109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.

© Атомиздат, 1980

© Энергоатомиздат, 1987

## ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ

За годы, предшествующие третьему изданию книги «Парогенераторные установки атомных электростанций», энергетика Советского Союза, а также многих стран социалистического содружества, ряда развитых в экономическом отношении других стран наращивала свои мощности преимущественно за счет ввода в строй новых крупных атомных электростанций (АЭС). Проработаны вопросы создания атомных теплоэлектроцентралей (АТЭЦ) и сооружаются разработанные советскими учеными и инженерами атомные установки теплоснабжения (АСТ). Усилилось внимание к разработке термоядерных энергетических установок и новых типов АЭС: с газоохлаждаемыми реакторами на быстрых нейтронах, с реакторами, охлаждаемыми нетрадиционными теплоносителями. Ведется проработка проектов атомных энергетических установок (АЭУ) для технологических целей (химической техники, металлургии и др.).

Продолжается планомерное развитие ледокольного и торгового флота с атомными силовыми установками, пополнившегося сооруженными по последнему слову науки и техники кораблями.

АЭУ любого назначения (в том числе и термоядерные энергетические установки) имеют в своем составе различные теплообменные установки, в том числе и парогенераторы (ПГ).

Таким образом значение изучения конструкций ПГ, принципов проектирования, закономерностей протекающих в них процессов возрастает не только для энергетиков, но и для всех специалистов, в той или иной мере имеющих дело с ядерной энергетикой. Этим, а также накоплением нового материала продиктовано переиздание книги, вышедшей в 1980 г.

Третье издание является несколько расширенным и дополненным по сравнению с предыдущим.

В нем учтены замечания, сделанные кафедрами вузов, ведущих подготовку инженеров по специальности «Атомные электростанции и установки», и отдельными специалистами. Всем им автор приносит глубокую благодарность.

Параграф 11.6 и приложения написаны совместно с канд. техн. наук. доцентом В. Н. Мельниковым, оказавшим автору большую помощь в работе над книгой.

*Автор*

## ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА ПАРА НА АЭС

## § 1.1. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ПРОИЗВОДСТВА ПАРА НА ТЭС

Основой технологического процесса производства электрической энергии на паротурбинных АЭС является превращение тепла в механическую энергию, а механической в электрическую. Следовательно, имеются все основания рассматривать АЭС как новый тип тепловой электрической станции (ТЭС). Несмотря на различные способы получения исходной энергии, принципиальные схемы АЭС и ТЭС аналогичны.

Схема паротурбинной ТЭС представлена на рис. 1.1. Сжигание органического топлива и производство рабочего пара заданных давления и температуры совмещены в одном агрегате — парогенераторе (ПГ). Основными элементами ПГ являются топочная камера и газоходы, выводящие из нее продукты сгорания. В топочной камере (в основном на ее стенках) и во всем объеме газоходов расположены теплопередающие поверхности, внутри которых непрерывно движется рабочая среда (вода, пароводяная смесь, пар), воспринимающая тепло, выделившееся при сгорании топлива.

Теплопередающие поверхности разделяются на *подогревающие* (подогрев воды до температуры насыщения), *испарительные* (производство заданного количества насыщенного пара), и *пере-*

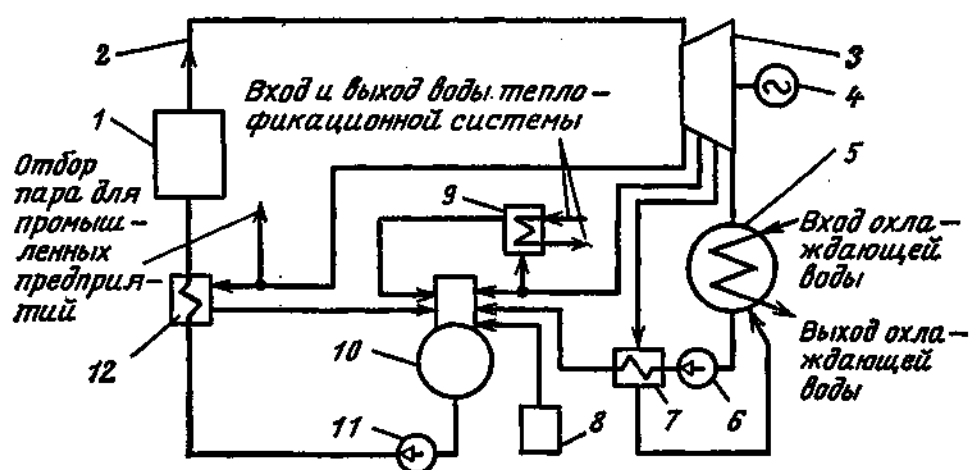


Рис. 1.1. Принципиальная схема паротурбинной ТЭС

*гревательные* (перегрев пара до заданной температуры). Части ПГ, где расположены эти поверхности, называют соответственно *экономайзером, испарителем и пароперегревателем*.

Большая часть поверхности нагрева испарителя расположена на стенках топочной камеры и воспринимает тепло, передаваемое от факела сжигаемого топлива посредством излучения.

Пароперегреватель расположен частично в топочной камере (радиационный пароперегреватель), а в большей своей части на начальном участке отводящих газоходов. Остальная часть отводящих газоходов занята водяным экономайзером и воздухоподогревателем, который предназначен для подогрева воздуха, необходимого для сжигания топлива.

Все теплопередающие поверхности, расположенные в газоходах, воспринимают тепло главным образом через конвекцию, так как передача тепла излучением резко снижается с уменьшением температуры топочных газов.

Производство пара начинается с подогрева поступающей в ПГ воды до температуры насыщения и заканчивается перегревом выработанного пара до заданной температуры.

Основные характеристики ПГ: паропроизводительность  $D$ , кг/с; параметры пара — давление  $p_2$ , Па, и температура  $t''_2$ , °С, на выходе из пароперегревателя; температура воды на входе в водяной экономайзер  $t'_2$ , °С.

Рабочий пар из ПГ 1 по паропроводу 2 поступает в паровую турбину 3. В проточной части турбины давление и температура пара постепенно уменьшаются, тепло превращается в механическую энергию ротора турбины, связанного с ротором электрического генератора 4. В электрическом генераторе механическая энергия преобразуется в электрическую. Пар из турбины при очень низком давлении (0,003—0,005 МПа) поступает в конденсатор 5. На теплопередающей поверхности конденсатора, охлаждаемой технической водой (из реки, пруда и других источников холодной воды), пар полностью конденсируется. Конденсат перекачивающими насосами 6, 11 подается через систему теплообменников 7, 10, 12 в водяной экономайзер ПГ.

В теплообменниках 7, 12 конденсат подогревается за счет тепла, передаваемого через трубчатую поверхность, от пара, отобранного в определенном количестве из промежуточных ступеней турбины. Конденсат этого пара из каждого теплообменника сбрасывается в водяной тракт предыдущего теплообменника (включенного на отбор пара из ступени с меньшим давлением). Число таких теплообменников в схеме станции зависит главным образом от параметров пара.

Теплообменник 10 смешивающего типа, передача тепла от греющей среды (пара) к воде осуществляется при их непосредственном смешении. Помимо подогрева воды в теплообменнике осуществляется удаление из конденсата растворенных газов. В соответствии с этим процессом этот теплообменник получил специальное название *деаэратор*. Для обеспечения эффективности

деаэрации греющий пар должен подводиться в нижнюю часть деаэрационной колонки, а все водяные потоки — в верхнюю.

Деаэрационная колонка установлена на баке довольно большого объема, который является, таким образом, резервуаром воды. Деаэратор разделяет систему теплообменников на две группы: низкого 7 и высокого 12 давлений. Теплообменники, в которых осуществляется подогрев конденсата и добавочной воды отобраным из турбины частично отработавшим паром, называют *регенеративными подогревателями*, а систему всех теплообменников — *регенеративной схемой турбины*.

Паротурбинные электростанции могут вырабатывать не только электроэнергию, но и низкопотенциальное тепло, отпускаемое в виде пара различным промышленным предприятиям, или нагретой воды, используемой для отопления и бытового горячего водоснабжения. Параметры пара, отобранного для производственных нужд, зависят от технологии его использования на промышленном предприятии. Существуют специальные промышленные ТЭС, в которых весь пар, прошедший через турбину, отдается на производственные нужды. Паровые турбины таких ТЭС называют *турбинами с противодавлением* (конденсатор и регенеративные подогреватели низкого давления отсутствуют). Конденсат пара, отданного для производственных нужд, на станцию, как правило, не возвращается, а конденсат из установки для подогрева воды теплофикационных сетей 9 сохраняется в системе регенеративного подогрева целиком. Потери конденсата (пар, отданный на производственные нужды, утечки в схеме самой станции) должны быть восполнены. Для этого на станции существует специальная водоподготовительная установка 8, вода из которой поступает в деаэратор. В системе регенеративного подогрева до деаэратора движется только конденсат, в соответствии с этим тракт от конденсатора до деаэратора (тракт низкого давления) называют *конденсатным*. Насос этого тракта 6 также называют конденсатным. После деаэратора в системе регенеративного подогрева движется смесь конденсата и добавочной воды. Эта смесь носит название *питательной воды*. Соответствующие тракт и насос 11 называются *питательными*.

ТЭС, выполненные по схеме, представленной рис. 1.1, называют *теплоэлектроцентралями (ТЭС)* (комбинированная выработка электроэнергии и низкопотенциального тепла).

Другой тип ТЭС — *конденсационные станции (КЭС)*, вырабатывающие только электрическую энергию. Принципиальная схема таких станций отличается от рассмотренной отсутствием отбора пара и установки для подогрева воды теплофикационной системы 9. На ТЭС без направления пара на производственные нужды резко сокращается количество потерянного конденсата (имеют место только потери внутри станции, равные 0,5—1 % расхода пара на турбину), поэтому производительность водоподготовительной установки на таких станциях существенно меньше.

## § 1.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА ПАРА НА АЭС

Более чем 30-летний период, прошедший после пуска в СССР Первой АЭС, характеризовался большим объемом исследований по созданию наиболее рациональных схем. По мере развития ядерной энергетики изыскивались наиболее надежные и конкурентоспособные по отношению к ТЭС типы АЭС.

Можно считать, что в последнее десятилетие определены варианты АЭС для широкого развертывания строительства в настоящее время и для осуществления его в ближайшей перспективе. Однако работа по совершенствованию технико-экономических показателей АЭС (а следовательно, и их схем) продолжается, что приведет как к возникновению новых схем, так и к изменению некоторых существующих.

Все многообразие конкретных вариантов тепловых схем АЭС по технологии производства рабочего пара четко делится на два принципиально различных типа.

Рабочий пар на АЭС может быть получен или непосредственно в ядерном реакторе, или же в специальном агрегате за счет тепла, поступившего из ядерного реактора. В первом случае АЭС состоит из одного контура, соединяющего непосредственно ядерный реактор, который производит рабочий пар, и турбогенератор. Такие АЭС называют *одноконтурными*. Во втором случае необходимо иметь по крайней мере два контура. Один из них объединяет ядерный реактор и агрегат, вырабатывающий рабочий пар, — ПГ, а другой соединяет ПГ с турбогенератором. Выполненные по этой схеме АЭС называют *двухконтурными*.

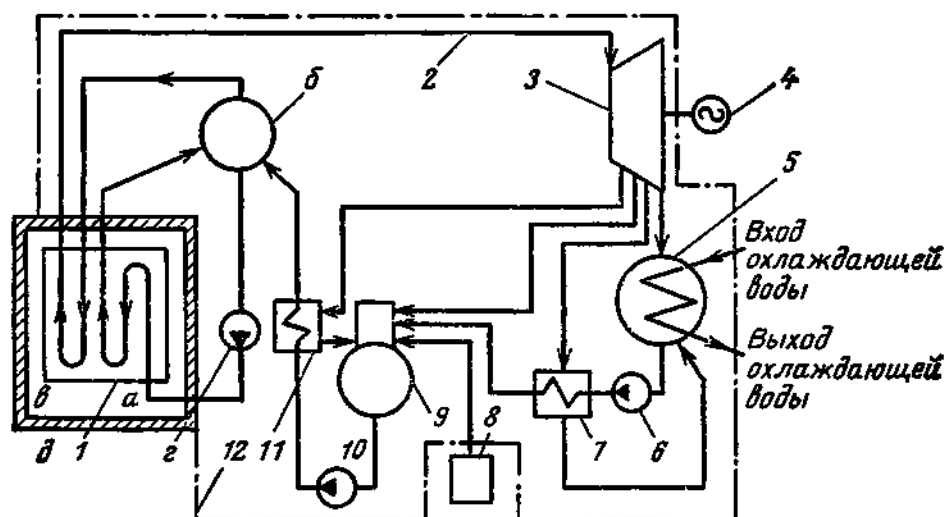


Рис. 1.2. Принципиальная схема одноконтурной АЭС:

1 — ядерный реактор [а — испарительная часть реактора; б — разделительный (сепарационный) барабан; в — пароперегревательная часть реактора]; 2 — паропровод; 3 — паровая турбина; 4 — электрогенератор; 5 — конденсатор; 6 — конденсатный насос; 7 — подогреватель воды низкого давления; 8 — установка для подготовки добавочной воды; 9 — деаэратор; 10 — питательный насос; 11 — подогреватель воды высокого давления; 12 — биологическая защита паротурбинного контура

На рис. 1.2 представлена принципиальная схема одноконтурной АЭС в самом общем виде.

Реальные схемы действующих одноконтурных АЭС отличаются от представленной на схеме. В частности, отсутствуют подогреватели высокого давления 11, а в конденсатном тракте предусматривается в качестве необходимой специальная установка для очистки всего конденсата от посторонних примесей.

По такой (наиболее прогрессивной с точки зрения законов термодинамики) схеме с перегревом пара работает одна АЭС в мире (II блок Белоярской АЭС им. И. В. Курчатова, СССР). Все остальные одноконтурные АЭС работают на насыщенном паре. В ядерном реакторе совмещено осуществление управляемой реакции деления ядер урана или другого ядерного топлива и производство рабочего пара с помощью тепла, выделяющегося в этом процессе.

Активная зона реактора состоит из большого числа тепловыделяющих элементов (ТВЭлов), омываемых водой и пароводяной смесью (испаритель реактора *a*) или перегретым паром (пароперегреватель реактора *b*). В испарителе вода нагревается до температуры насыщения и испаряется в количестве, соответствующем расходу пара на турбину. Из испарителя выходит пароводяная смесь с массовым паросодержанием не более 20 %, которая поступает в разделительное устройство — сепаратор.

Сепаратор располагается в зависимости от типа реактора или в верхней части корпуса реактора («кипящие» реакторы корпусного типа), или в отдельном вынесенном сепарационном барабане *б*. Осажденная в сепараторе вода вместе с питательной водой вновь поступает в испарительную поверхность реактора (активную зону). Движение воды и пароводяной смеси в циркуляционном контуре реактора осуществляется за счет или разности масс воды и пароводяной смеси (естественная циркуляция) в реакторе корпусного типа, или напора, развиваемого перекачивающим насосом *г*, как это осуществляется в реакторах большой мощности канального типа (РБМК). Следует особо подчеркнуть необходимость тщательного расчета, конструирования и эксплуатации контуров многократной циркуляции реакторных установок. Непрерывное и достаточное поступление воды из сепаратора для охлаждения активной зоны должно быть обеспечено при любом режиме работы реактора (пуске, работе на мощности, остановке, переходе с одной нагрузки на другую).

Выделившийся и осушенный в сепараторе насыщенный пар поступает в перегреватель реактора, перегревается до заданной температуры и по паропроводу направляется в турбогенератор.

Как уже говорилось, пока современные одноконтурные АЭС (типа Ленинградской АЭС им. В. И. Ленина с канальными реакторами и все известные АЭС с корпусными кипящими реакторами) работают на насыщенном паре. В них рабочий пар направляется в турбину непосредственно из сепаратора (в реакторах перегревательная часть *b* отсутствует).

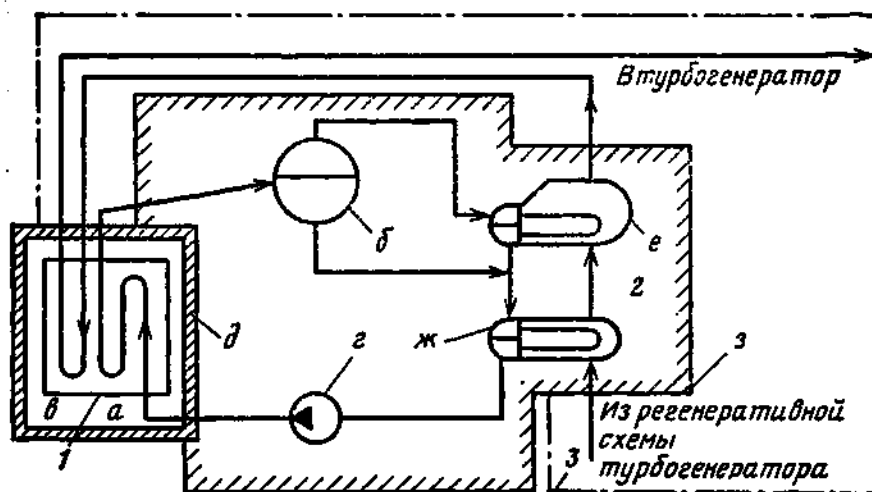


Рис. 1.3. Принципиальная схема производства рабочего пара на I блоке Белоярской АЭС им. И. В. Курчатова:

1 — ядерный реактор [а — испарительная часть реактора; б — разделительный (сепарационный барабан); в — пароперегревательная часть реактора; г — перекачивающий насос реактора; д — биологическая защита реактора]; 2 — парогенераторная установка [е — испаритель ПГ; ж — подогреватель (водяной экономайзер) ПГ]; 3 — биологическая защита паротурбинного контура

Излучения, сопровождающие реакции ядерного деления, полностью локализуются биологической защитой реактора.

Рассмотрение остальных элементов схемы, представленной на рис. 1.2, показывает полную идентичность их с элементами регенеративной системы обычной ТЭС.

В связи с наличием наведенной активности в рабочем паре (активность унесенных им примесей, кислородная активность) все оборудование паротурбинной части АЭС также является радиоактивным и требует соответствующей биологической защиты и дистанционного обслуживания.

Основной признак одноконтурной схемы — наличие реактора, производящего рабочий пар. Однако в период освоения одноконтурные АЭС включали в себя элементы, существенно снижающие достоинства станций этого типа. В одних схемах эти усложнения приводили фактически к двухконтурности станции, а в других — к смешанной схеме, состоящей из самостоятельных одноконтурной и двухконтурной частей. Рассмотрение таких схем представляет определенный интерес с точки зрения знакомства с эволюцией одноконтурных АЭС, сутью которой был постепенный переход к реактору, вырабатывающему весь рабочий пар. Соответствующие примеры приведены на рис. 1.3 и 1.4.

На рис. 1.3 показана часть принципиальной схемы I блока Белоярской АЭС им. И. В. Курчатова. В реакторе осуществляется только перегрев рабочего пара, а производство его вынесено в специальную парогенераторную установку. В испарителе реактора вырабатывается пароводяная смесь, однако она является не рабочим телом, а первичным теплоносителем, отводящим тепло из

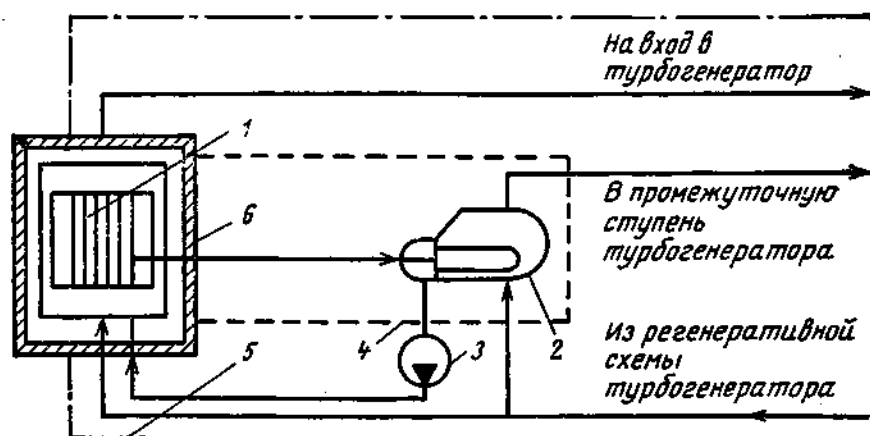


Рис. 1.4. Принципиальная схема производства пара на I блоке Дрезденской АЭС:

1 — ядерный реактор; 2 — ПГ пара пониженного давления; 3 — перекачивающий насос контура пониженного давления; 4—6 — биологическая защита соответственно ПГ, паротурбинного контура и реактора

реактора в ПГ. Из испарителя реактора пароводяная смесь поступает в сепаратор. Насыщенный пар из него направляется в испаритель парогенератора *e*, где, конденсируясь, передает тепло рабочему телу — воде для производства рабочего пара. В испаритель вода поступает из подогревателя (экономайзера) при температуре насыщения, соответствующей давлению в рабочем контуре испарителя. В теплопередающей поверхности испарителя ПГ образуется пароводяная смесь, которая разделяется в сепараторе ПГ. Осажденная в сепараторе вода снова возвращается в теплопередающую поверхность испарителя, а выделившийся и осушенный насыщенный пар поступает на перегрев в реактор. Перегретый пар по паропроводу направляется в турбогенератор. Схема паротурбинной установки со всеми элементами регенеративного цикла идентична таковой на рис. 1.1 и 1.2. Питательная вода из регенеративных подогревателей поступает в водяной экономайзер ПГ, где нагревается до температуры насыщения  $t_s$ . Греющая среда в экономайзере — смесь конденсата первичного теплоносителя испарителя и осажденной в сепараторе реактора воды, которая охлаждается в экономайзере до температуры существенно ниже температуры насыщения, соответствующей давлению в реакторе. Включение в одноконтурную схему АЭС дополнительного контура ПГ насыщенного пара по существу имело целью выработку рабочего пара из практически нерадиоактивной воды. Так как в испарителе ПГ обеспечена хорошая сепарация, то рабочий пар, поступающий в перегреватель реактора (ввиду незначительного количества примесей), активируется в нем несущественно. Низкий уровень радиоактивных примесей и их отложений в паротурбинной части станции облегчал эксплуатацию, ревизию и ремонт оборудования. Разработка эффективных методов получения пара высокой чистоты, дезактивации оборудования и отмывки отложений вместе с накопленным опытом эксплуатации I блока позволили перейти к чисто одноконтурной схеме. Строительство последующих

блоков Белоярской АЭС осуществлено в соответствии со схемой рис. 1.2.

Переход в современных одноконтурных АЭС с реакторами канального типа на пониженные параметры пара ( $p_2=7$  МПа;  $t''_2=t_s$ ) связан с конструктивно-технологическими трудностями обеспечения надежности пароводяного тракта сверхмощных агрегатов ( $N \geq 1000$  МВт). Следует ожидать, что наряду с увеличением единичной мощности таких реакторов будут достигнуты высокие и сверхвысокие параметры рабочего пара. Одновременно с развитием одноконтурных АЭС с реакторами канального типа (только в СССР) в СССР и США развивались и АЭС с реакторами корпусного типа, вырабатывающими рабочий пар пониженных параметров ( $p_2=7$  МПа;  $t''_2=t_s$ ). В принципе их схемы отличаются от схемы, изображенной на рис. 1.2, отсутствием перегрева пара в реакторе. Первые АЭС такого типа, Димитровградская АЭС (СССР) и «Дрезден-1» (США), имели определенное усложнение принципиальной схемы (рис. 1.4). Для увеличения мощности турбогенератора и облегчения регулирования реактора в схему включен ПГ, вырабатывающий насыщенный пар более низкого давления по сравнению с давлением пара, полученного в реакторе. Греющая среда (теплоноситель первого контура) ПГ — вода реактора с температурой насыщения, соответствующей давлению в нем. Рабочий пар из ПГ направляется в промежуточную ступень турбогенератора. Опыт эксплуатации таких АЭС, результаты исследований, направленных на улучшение характеристик корпусных реакторов кипящего типа, позволили отказаться от ПГ пониженного давления. В настоящее время такие блоки на АЭС не эксплуатируются. Современные АЭС с реакторами такого типа — чисто одноконтурные.

Принципиальная схема двухконтурной АЭС [впервые осуществлена на Первой АЭС (СССР)] представлена на рис. 1.5. В таких АЭС производство рабочего пара осуществляется в специальной парогенераторной установке. Тепло для подогрева питательной воды до температуры насыщения, испарения ее в заданном количестве и перегрева пара вносится в парогенераторную установку первичным теплоносителем, который нагревается в реакторе. Таким образом, первичный теплоноситель является охлаждающей средой для реактора и греющей средой для ПГ. При такой технологии производства рабочего пара процессы выделения тепла и передачи его рабочему телу осуществляются в разных агрегатах.

В качестве первичного теплоносителя применяются газообразные и жидкие вещества. Движение теплоносителя в первом контуре реактора осуществляется при помощи насоса (газодувки). Первый контур является замкнутым. Для очистки теплоносителя от примесей некоторое его количество выводится из контура. Поэтому в схеме предусматриваются специальные установки для обработки выведенного теплоносителя и для подготовки и ввода в контур соответствующего количества добавочного теплоносителя. Схема второго контура, включающего ПГ, турбогенератор и сис-

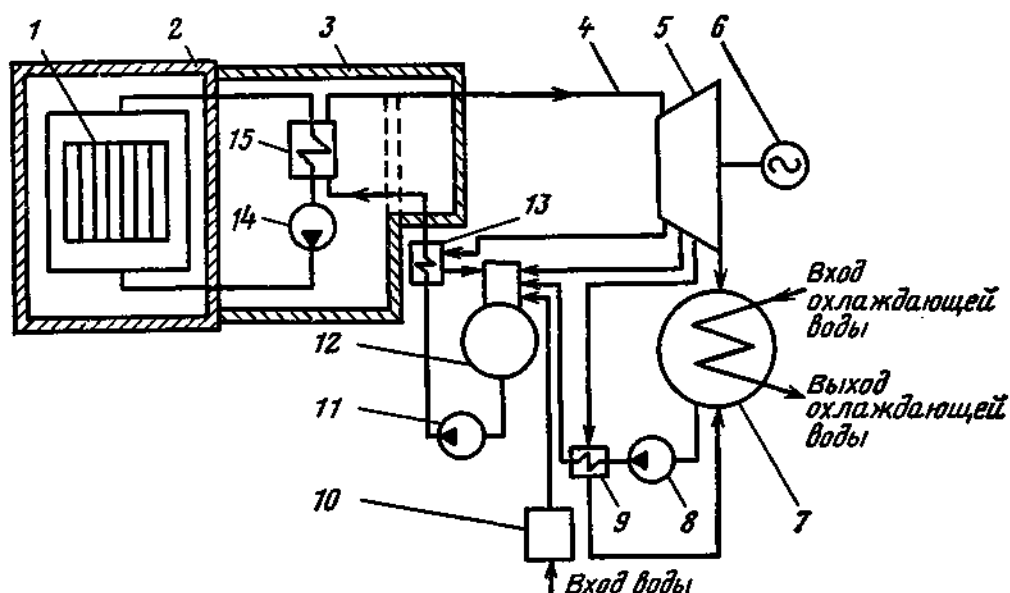


Рис. 1.5. Принципиальная схема двухконтурной АЭС:

1 — ядерный реактор; 2 — биологическая защита реактора; 3 — биологическая защита ПГ; 4 — паропровод; 5 — паровая турбина; 6 — электрогенератор; 7 — конденсатор; 8 — конденсатный насос второго контура; 9 — подогреватель воды низкого давления; 10 — установка для подготовки добавочной воды; 11 — питательный насос; 12 — деаэратор; 13 — подогреватель воды высокого давления; 14 — насос первого контура; 15 — ПГ

тему регенеративного подогрева воды, принципиально не отличается от рассмотренных схем рабочих контуров ТЭС и одноконтурной АЭС. На АЭС с реакторами, охлаждаемыми жидким натрием, предусматривается усложнение схемы из-за включения между реакторами и ПГ промежуточных теплообменных установок (см. рис. 3.11). В этих установках тепло от первичного теплоносителя передается другому теплоносителю (также жидкому натрию), являющемуся греющим для парогенераторной установки. Таким образом, схема подобной АЭС состоит из трех контуров. Однако по технологии производства рабочего пара такие АЭС относятся к двухконтурным, первый контур в которых усложнен последовательным включением промежуточного теплообменного устройства.

Рассмотренные схемы АЭС относятся к схемам паротурбинных электростанций конденсационного типа.

Современный этап развития ядерной энергетики — это преимущественное сооружение атомных КЭС. Однако принципиальных препятствий для создания АТЭС нет. В этом плане следует иметь в виду, что использование ядерной энергии для целей теплоснабжения имеет некоторые специфические особенности и трудности, главной из которых является ограниченность допустимой по технико-экономическим соображениям протяженности тепловых сетей. Потребность населенных пунктов и промышленности в тепле вызвала создание дополнительно к теплоэлектроцентралям отопительных и промышленных котельных. Потребность в тепле все время растет. В связи с этим острым становится вопрос о замене органического топлива ядерным и в установках для производства только тепла. Это может быть осуществлено при использовании

специальных атомных установок теплоснабжения (АСТ). Надежность и безопасность ядерных энергетических установок при неукоснительном выполнении всех требований при проектировании и изготовлении оборудования, монтаже и эксплуатации установок, дали принципиальную возможность создания АТЭЦ и АСТ. Общая схема теплопроизводящей установки для АТЭЦ и АСТ одна и та же

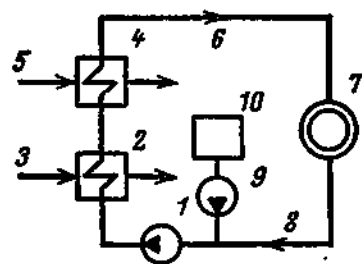


Рис. 1.6. Схема теплофикационной установки

(рис. 1.6). Она представляет собой замкнутую систему: теплопроизводящая установка — потребитель. Элементы, входящие в эту систему, и рабочие среды, циркулирующие в ней, названы в соответствии с терминологией в теплофикации. Ниже в соответствии с ней дано краткое пояснение схемы, изображенной на рис. 1.6. Прямая сетевая вода, нагретая до заданной температуры в теплопроизводящей установке по подающей магистрали 6, подается к потребителю 7. Охлажденная в теплообменных элементах потребителя обратная сетевая вода по обратной магистрали 8 возвращается в установки 2, 4. Циркуляция в контуре осуществляется сетевым насосом 1. Вода нагревается в основном подогревателе сетевой воды 2, при низких температурах наружного воздуха дополнительно подключается пиковый подогреватель сетевой воды 4. Подающая и обратная магистрали образуют тепловую сеть. Для восполнения потерь сетевой воды в схеме предусматривается установка для подготовки добавочной воды 9, 10. Греющая среда 3, 5 в подогревателях (теплообменники) поступает из промежуточных ступеней турбины АТЭЦ или из теплообменников первого контура АСТ (рис. 1.7, поз. 2).

На мощных АТЭЦ должны использоваться двухконтурные ядерные энергетические установки с реакторами ВВЭР-1000. Для предотвращения возможности попадания греющей среды в сетевую среду давление в тепловой сети принимается более высоким, чем давление греющего пара, поступающего из турбины в теплообменники. Тепловая схема АТЭЦ отличается от рассмотренной схемы двухконтурной АЭС наличием теплофикационной установки, подключенной к соответствующему отбору пара из турбины. Более целесообразным является краткое знакомство с принципиальной тепловой схемой АСТ, представленной на рис. 1.7.

В целях обеспечения необходимой безопасности АСТ выполняются с тремя последовательно включенными контурами, причем давление во втором, промежуточном, контуре меньше, чем в тепловой сети. Активная зона реактора водо-водяного класса охлаждается существенно недогретой до температуры насыщения водой. Выбранный в промежуточном теплообменнике температурный напор позволяет ограничить давление в реакторе 2 МПа. Теплообменники 2, соединяющие первый и промежуточный контуры, расположены в верхней части водяного объема реактора в одном

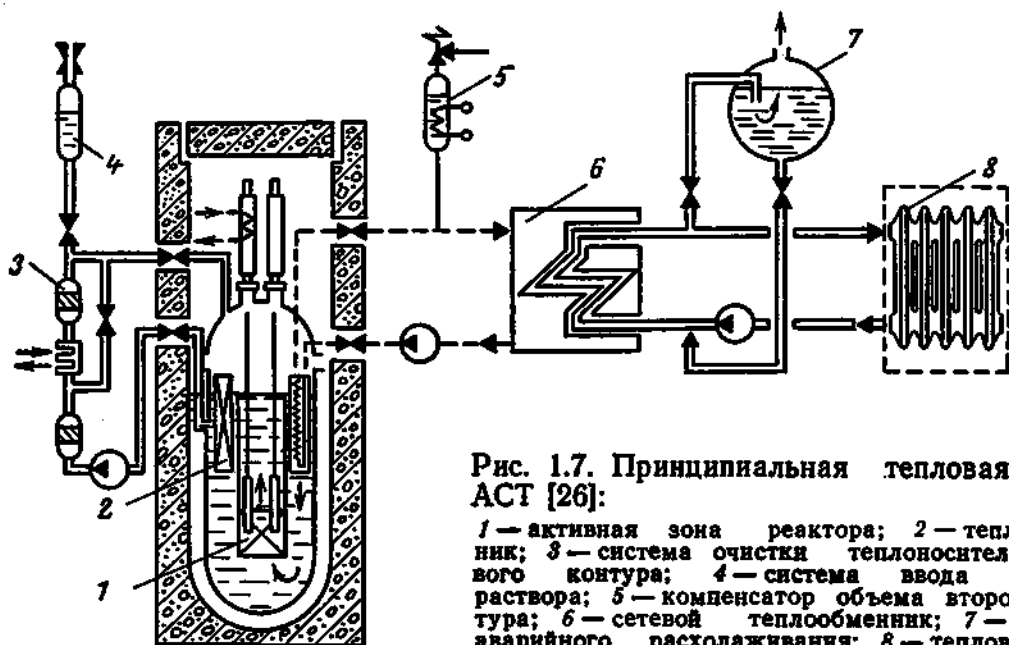


Рис. 1.7. Принципиальная тепловая схема АСТ [26]:

1 — активная зона реактора; 2 — теплообменник; 3 — система очистки теплоносителя первого контура; 4 — система ввода борного раствора; 5 — компенсатор объема второго контура; 6 — сетевой теплообменник; 7 — система аварийного расхолаживания; 8 — тепловой потребитель

корпусе с активной зоной. Движение воды в первом контуре осуществляется за счет естественной циркуляции. Движущий напор создается вследствие разности масс воды в теплообменнике и в объеме реактора. Теплообменники 2 — поверхностные регенеративные, с однофазными теплоносителями и рабочим телом.

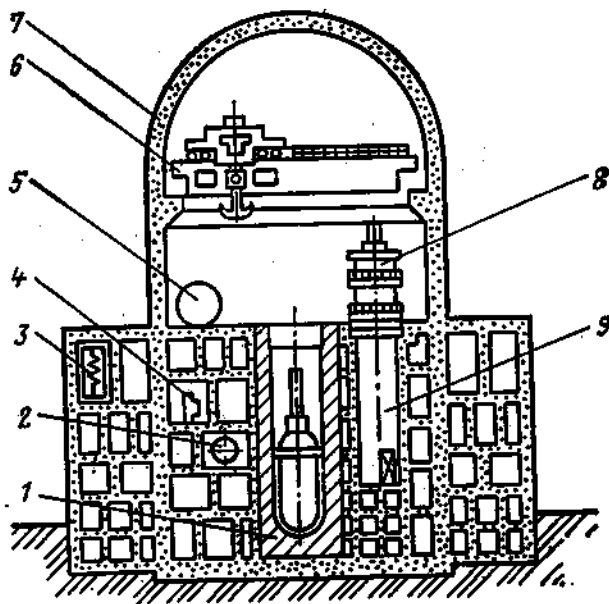
Среда промежуточного контура движется внутри труб за счет напора, создаваемого насосом. Реактор располагается в специальном железобетонном корпусе. Все выводы коммуникаций из корпуса реактора выполнены в его верхней части, существенно выше активной зоны. Абсолютная плотность нижней части железобетонного страховочного корпуса и малый объем между ним и корпусом реактора исключают возможность оголения активной зоны при возникновении протечек из первого контура. Относительно низкие параметры теплоносителя первого контура облегчают задачу создания надежного корпуса и трубопроводов из перлитной стали при умеренных толщинах стенок. По условиям работы потребителей АСТ вынуждены работать при переменных нагрузках. Надежность переходных процессов в реакторе обеспечивается принятыми параметрами теплоносителя, умеренной теплонпряженностью активной зоны и наличием большой массы воды в корпусе реактора.

Сетевые теплообменники также выполнены из перлитной стали. Принципы их конструирования аналогичны применяемым для подогревателей регенеративной схемы турбин и в основном изложены при рассмотрении элементов ПГ с однофазными теплоносителями в гл. 3. АСТ тепловой мощностью 500 МВт состоит из трех реакторных петель (промежуточных контуров).

Сетевой теплообменник каждой петли такой АСТ имеет площадь поверхности нагрева  $4500 \text{ м}^2$ , расход сетевой воды  $5500 \text{ т/ч}$ . АСТ имеет смысл располагать вблизи крупных населенных

**Рис. 1.8. Компоновочная схема АСТ с защитной оболочкой [26]:**

1 — реакторный блок; 2 — оборудование систем основного контура; 3 — оборудование промежуточного контура; 4 — щиты управления; 5 — емкости систем аварийного расхолаживания реактора; 6 — главный кран; 7 — защитная оболочка; 8 — перегрузочная машина; 9 — бассейн выдержки отработавших твэлов



пунктов. Ее системы безопасности, устанавливаемые обязательно на каждой реакторной петле, должны быть абсолютно надежны. Все без исключения оборудование первого контура должно быть заключено в специальную плотную оболочку достаточной прочности, что видно при рассмотрении компоновочной схемы АСТ (рис. 1.8).

### § 1.3. ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ТИПЫ ПГ АЭС

Производство рабочего пара на АЭС осуществляется или в ядерных реакторах, или в специальных теплообменных установках — ПГ.

В ядерных реакторах помимо теплофизических и физико-химических процессов, свойственных обычным теплообменным установкам, протекают и нейтронно-физические процессы, обуславливающие специфичность этих агрегатов и выделение их в особый класс теплообменных аппаратов.

В силу этого одновременное рассмотрение реакторных и парогенераторных установок АЭС в одном учебном курсе является целесообразным. Однако следует иметь в виду, что основные закономерности теплофизических и физико-химических процессов, протекающих в ПГ АЭС и в реакторах, охлаждаемых водным теплоносителем, во многом идентичны. Для реакторных установок необходим учет влияния на эти процессы весьма высоких тепловых нагрузок, более высоких скоростей теплоносителей и ионизирующего излучения.

ПГ АЭС представляет собой единичный теплообменный аппарат или их совокупность. В ПГ осуществляется производство рабочего пара с использованием тепла, отводимого из активной зоны реактора охлаждающей средой, направляемой в поверхности нагрева ПГ. Этот агрегат наряду с ядерным реактором и паровой турбиной относится к основному оборудованию двухконтурной паротурбинной АЭС. В первый период развития ядерной энергетики ПГ были установлены и на нескольких одноконтурных АЭС в целях выявления их степени надежности и безопасности

(рис. 1.3 и 1.4). Основные характеристики ПГ АЭС такие же, как и ПГ ТЭС: паропроизводительность, параметры пара и температура питательной воды. Важным показателем качества пара является его чистота (т. е. содержание примесей), а для насыщенного пара и влажность. В общем случае ПГ состоит из подогревательного (водяной экономайзер), паропроизводящего (испаритель) и перегревательного (пароперегреватель) элементов. Они могут быть совмещены в едином корпусе или же выполняться в виде самостоятельных теплообменников, включенных по охлаждающей реактор и нагреваемой в ПГ среде. Нагреваемая среда (вода, пароводяная смесь, пар) называется *рабочим телом*. Охлаждающая реактор среда называется *первичным теплоносителем* или просто *теплоносителем*. Движение рабочего тела в экономайзере и пароперегревателе однократное, принудительное. По способу организации рабочего тела в испарителе ПГ делятся на две группы: с многократной циркуляцией и прямоточные.

Испарители с многократной циркуляцией в свою очередь разделяются на испарители с естественной циркуляцией и с многократной принудительной циркуляцией.

В соответствии с этим и ПГ в целом делятся на три типа: прямоточные, с естественной циркуляцией и с многократной принудительной циркуляцией.

*Прямоточные* ПГ характеризуются включением всех элементов в одну последовательную цепь с однократным принудительным движением в них рабочего тела за счет напора, создаваемого питательным насосом (см. рис. 3.9). Парогенераторы с *естественной циркуляцией* характеризуются многократным проходом воды через поверхность нагрева испарителя за счет естественного напора, возникающего из-за разности масс столбов жидкости, проходящей через опускную систему, и пароводяной смеси — через подъемную.

Испаритель является замкнутым контуром (см. рис. 3.18, а). Парогенераторы с *многократной принудительной циркуляцией* также имеют многократное движение воды в замкнутом контуре испарителя, но за счет напора, создаваемого циркуляционным насосом, включенным в опускную систему (см. рис. 3.18, б).

По виду первичного теплоносителя ПГ делятся на две группы: с жидкими теплоносителями и с газообразными. Движение теплоносителя принудительное. Показатель, характеризующий тепловую экономичность ПГ, — КПД. В ПГ имеет место только один вид потери тепла — в окружающую среду, но он невелик: 1—2 % тепловой мощности ПГ.

## § 1.4. ТРЕБОВАНИЯ К ПГ АЭС

Теплообменные аппараты широко применяются во многих отраслях промышленности: энергетике, химической и нефтеперерабатывающей промышленности и др.

Поэтому целесообразно рассмотреть требования, предъявляе-

мые к ПГ АЭС, и определить соответствие существующих типов теплообменных аппаратов этим требованиям.

Основные требования к ПГ АЭС.

1. Схема ПГ и конструкция его элементов должны обеспечить необходимую производительность и заданные параметры пара при любых режимах работы АЭС. Выполнение этого требования предусматривает наиболее экономичную работу станции как при нормальной, так и при переменных нагрузках.

2. Единичная мощность ПГ должна быть максимально возможной при заданных условиях. Это требование связано с улучшением технико-экономических показателей при укрупнении мощности единичного агрегата.

3. Все элементы ПГ должны обладать безусловной надежностью и абсолютной безопасностью. Поверхность теплообмена в ПГ выполняется из большого числа труб малого диаметра, т. е. в ней сосредоточивается большое число соединений труб первого радиоактивного контура. В связи с этим надежность работы АЭС в значительной степени определяется надежностью работы ПГ. Необходимо правильно решать вопросы радиационной защиты и обеспечивать прочность всех элементов конструкции.

4. Соединения элементов и деталей ПГ должны обеспечивать плотность, исключаящую возможность перетечек из одного контура в другой. Сколько-нибудь существенное попадание теплоносителя в рабочее тело недопустимо, так как паротурбинный контур не имеет биологической защиты. Проникновение рабочего тела в первый контур приведет к повышению радиоактивности теплоносителя и отложению радиоактивных продуктов коррозии в первом контуре. Наиболее опасны отложения продуктов коррозии на твэлах. В этом случае может произойти резкое уменьшение теплоотвода.

5. ПГ должен вырабатывать пар необходимой чистоты, что обеспечивает надежность высокотемпературных пароперегревателей, а также надежную и экономичную работу турбины.

6. Конструкция элементов ПГ должна быть проста и компактна, должна обеспечивать удобство монтажа и эксплуатации, воз-

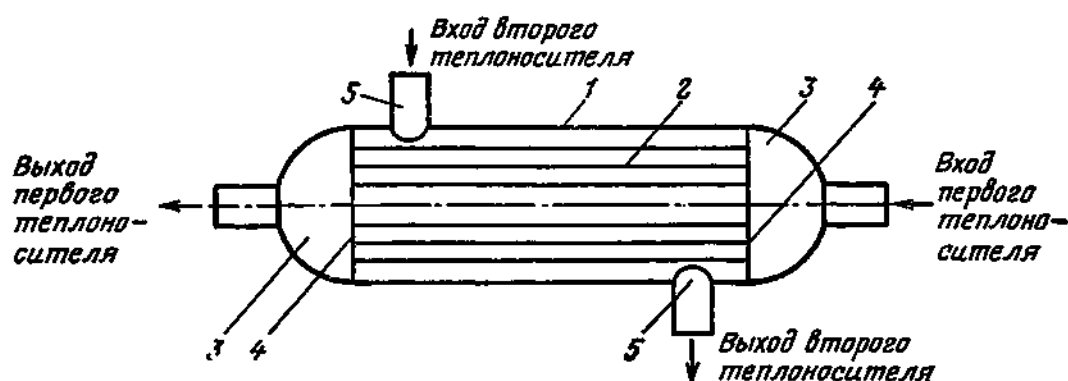


Рис. 1.9. Схема поверхностного рекуперативного теплообменника:

1 — корпус теплообменника; 2 — поверхность теплообмена; 3 — камеры (подводящая и отводящая один из теплоносителей); 4 — трубные доски; 5 — патрубки

возможность обнаружения и ликвидации повреждений, возможность полного дренирования.

7. Схема и конструкция ПГ должны обеспечить высокие технико-экономические показатели. При проектировании ПГ бывают заданными вид и параметры теплоносителя и рабочего тела на входе и выходе. Поэтому особое значение для получения оптимальных технико-экономических показателей ПГ имеет правильный выбор его конструктивной схемы, материалов, размеров элементов поверхностей теплообмена, скоростей теплоносителя и рабочего тела. Необходимо принимать меры для снижения потерь в окружающую среду.

Теплообменные аппараты по способу передачи тепла (принципу действия) делятся на две группы: *смешивающие* и *поверхностные*. В первых передача тепла осуществляется при смешении теплоносителя и рабочего тела в одном объеме, без поверхности теплообмена. Очевидно, что такой теплообменник наиболее эффективен и прост. Однако принцип смешения противоречит основным требованиям к ПГ АЭС. Поверхностные теплообменники, в свою очередь разделяются на *регенеративные* и *рекуперативные*. В теплообменниках регенеративного типа теплоноситель и рабочее тело попеременно проходят через теплопередающую поверхность. Во время движения горячего теплоносителя поверхность аккумулирует тепло, которое затем отдается рабочему телу во время его прохода через данную поверхность. Регенеративный тип теплообменника, очевидно, неприменим в ПГ, так как невозможно достичь абсолютной плотности контуров и предотвратить переток теплоносителя и рабочего тела из одного контура в другой. В рекуперативных теплообменниках (рис. 1.9) обе среды одновременно проходят через поверхность нагрева, а тепло от первичного теплоносителя передается рабочему телу через разделяющую их стенку. Такой принцип действия теплообменника дает возможность разработать теплообменный аппарат в соответствии со всеми требованиями, предъявляемыми к ПГ АЭС. Следует оговорить, что обоснование типа теплообменника проведено исходя из существующей в настоящее время технологической схемы производства рабочего пара на двухконтурных АЭС.

Конкретные конструкции теплообменников различаются конфигурацией поверхности теплообмена и схемой омывания ее теплоносителем и рабочим телом, конструкцией корпуса, типом камер и т. д. Конструктивное оформление теплообменников — ПГ АЭС — во многом определяется параметрами и свойствами теплоносителей первого контура.

## ПЕРВИЧНЫЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

## § 2.1. ТРЕБОВАНИЯ К ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМ АЭС

Свойства теплоносителей должны удовлетворять требованиям, определяемым условиями протекания ядерно-физических, физико-химических и теплофизических процессов в первом контуре АЭС. По ядерно-физическим свойствам вещество теплоносителя должно состоять из атомов с возможно меньшими сечениями захвата и рассеяния нейтронов. Они должны иметь высокую радиационную стойкость и минимально возможную способность к активации при прохождении через активную зону реактора.

С точки зрения физико-химических свойств вещество теплоносителей не должно иметь высокой химической и электрохимической активности по отношению к материалам контура и рабочему телу.

По теплофизическим свойствам вещество теплоносителя должно обеспечить интенсивный отвод тепла из реактора при высоких температурах. Чем выше температурный уровень отвода тепла из реактора, тем выше могут быть параметры пара, вырабатываемого ПГ. Следует иметь в виду, что температура на выходе из реактора определяется в какой-то степени и физико-химическими свойствами, так как интенсивность химического взаимодействия веществ возрастает при повышении температуры.

Теплоносителем вместе с тем должно быть дешевое и распространенное вещество.

Газообразные и жидкометаллические теплоносители не имеют ограничений по наивысшей температуре. Но следует отметить, что из-за плохих теплофизических свойств газов, обуславливающих весьма большую разность температур на границе стенка — газ, получение высоких температур газа на выходе из реактора возможно только при интенсификации теплоотдачи. В условиях реактора заметная интенсификация теплоотдачи может быть осуществлена главным образом при увеличении массовой скорости, что может быть достигнуто некоторым повышением давления газа в контуре.

Получение высоких температур воды требует создания в контуре высоких давлений, что практически ограничивает максимально достижимую температуру ее на выходе из реактора. При использовании органических теплоносителей такое ограничение накладывается их недостаточная термическая стойкость.

Следовательно, только жидкие металлы и газы дают возможность получить на выходе из реактора высокие температуры, позволяющие вырабатывать в ПГ пар высоких, сверхвысоких и за-

критических параметров. Таким образом, теплоносители можно разделить на две группы: *низкотемпературные и высокотемпературные* (температура на выходе из высокотемпературного реактора более  $450^{\circ}\text{C}$ ).

Ниже кратко рассматриваются теплофизические и физико-химические свойства теплоносителей, оказывающие влияние на конструкцию и работу ПГ.

## § 2.2. ЖИДКИЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

В настоящее время в качестве жидких теплоносителей для АЭС можно рассматривать обычную и тяжелую воду, из органических соединений — некоторые полифенилы, а из жидких металлов — натрий, сплав натрия — калий.

Вода и органические соединения являются низкотемпературными теплоносителями, а жидкие металлы — высокотемпературными.

**Вода.** Обычная вода — наиболее дешевый и распространенный жидкий теплоноситель. Сочетание ее физических и теплофизических свойств (плотность, теплопроводность, вязкость, теплоемкость), определяющих интенсивность теплообмена и расход теплоносителя, весьма благоприятно.

Коэффициенты теплоотдачи для воды достигают больших значений при относительно малых скоростях и резко увеличиваются с их ростом. Так, если при скорости воды около  $0,3$  м/с коэффициент теплоотдачи примерно равен  $2 \cdot 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), то при скорости  $1$  м/с он увеличивается до  $5 \cdot 10^3$ , а при скорости  $5$  м/с — до  $20 \cdot 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Благодаря высокой теплоемкости, малой вязкости и большой плотности затраты на перекачку воды по контуру невелики. К положительным свойствам воды относятся также хорошая устойчивость ее по отношению к ионизирующему излучению и практически невысокая склонность к активации. Из недостатков воды в первую очередь следует иметь в виду как самый серьезный высокое давление ее насыщенного пара, которое к тому же быстро растет с повышением температуры. Так, при давлении  $0,1$  МПа температура насыщения  $99,6$ , а при  $22,11$  МПа только  $374,1^{\circ}\text{C}$ . Таким образом, при увеличении давления более чем в  $200$  раз температура насыщенного пара повышается всего несколько более чем в  $3$  раза. Температурный уровень отвода тепла из реактора водой невысок. В связи с этим невысоки и параметры рабочего пара, вырабатываемого ПГ, обогреваемыми водой под давлением.

Определенным недостатком воды как теплоносителя является зависимость ее плотности от температуры (влияние давления на плотность мало), существенно увеличивающаяся с ростом температуры. Например, при давлении  $10$  МПа и изменении температуры от  $250$  до  $300^{\circ}\text{C}$  удельный объем воды увеличивается на  $11\%$ . Это обстоятельство делает необходимым установку в первом контуре специального компенсирующего объема (компенсатора объема).

Вода — хороший растворитель, и это свойство значительно усложняет водоподготовительные установки, которые должны очищать воду не только от взвешенных или коллоидных частиц, но и от растворенных. Наличие в воде первого контура растворенных примесей приводит к повышению ее радиоактивности за счет возникновения долгоживущих нуклидов. Выпадение активных веществ из раствора в контуре делает его (в том числе и ПГ) труднодоступным для ремонта и ревизии.

Вода — весьма коррозионно-активное вещество. Интенсивность коррозионных процессов при омывании водой различных конструкционных материалов зависит от температуры, наличия в воде растворенных примесей (твердых веществ и газов), концентрации свободных ионов водорода (рН) и некоторых других, менее существенных факторов. Коррозионные процессы, даже если они протекают с небольшими скоростями, загрязняют воду как растворенными, так и твердыми частицами, которые активируются в реакторе. Продукты коррозии, как правило, содержат элементы, нейтронное облучение которых приводит к возникновению долгоживущих радиоактивных нуклидов.

Конструкционные материалы контура должны выбираться исходя из обеспечения допустимой интенсивности коррозионных процессов при минимальных капитальных и эксплуатационных затратах.

В единичных установках первого периода развития ядерной энергетики в качестве теплоносителя в ПГ был использован насыщенный водяной пар (на выходе из активной зоны реактора — пароводяная смесь). При использовании такого теплоносителя интенсивность теплопередачи очень высока, так как она происходит при конденсации пара. Вместе с тем все недостатки, указанные для воды, полностью относятся к ее насыщенному пару.

Тяжелая вода по сравнению с обычной имеет существенно лучшие ядерно-физические свойства. Применение тяжелой воды в качестве замедлителя нейтронов позволяет использовать в ядерном реакторе природный уран. Уменьшаются первоначальная загрузка топлива и ежегодное потребление его. Наибольшая экономия получается в том случае, если тяжелая вода используется и как замедлитель, и как теплоноситель.

Однако стоимость тяжелой воды очень высока. В Советском Союзе, а также в большинстве стран, развивающих ядерную энергетику, тяжеловодные реакторы на АЭС не нашли применения, так как были созданы более рентабельные реакторы на обычной воде. Но в некоторых странах, видимо, сложились условия, более благоприятные для разработки тяжеловодных установок, так как пока имеет место их развитие (главным образом, в Канаде). По своим физико-химическим свойствам тяжелая вода близка к обычной. Практически мало отличаются и ее теплофизические свойства. Так, критические температура и давление тяжелой воды равны соответственно 374,58 °С и 22,2 МПа (обычной воды 374,1 °С и 22,129 МПа). Давление насыщенного пара, плотность, теплопро-

водность, теплоемкость и вязкость тяжелой и обычной воды также близки. Следовательно, с точки зрения влияния свойств теплоносителя на конструкционное оформление ПГ нет основания в отдельности рассматривать обычную и тяжелую воду.

**Органические теплоносители.** Органические вещества, так же как и вода, являются водородсодержащими соединениями, что говорит об их хороших ядерно-физических свойствах. В отличие от воды они имеют сравнительно высокую температуру кипения при умеренных давлениях. В связи с этим понятен тот большой интерес, который был проявлен к ним как к возможным теплоносителям ядерной энергетической установки (ЯЭУ).

Опыт применения органических теплоносителей в обычных теплообменных установках показал их сравнительно высокую (до  $450^{\circ}\text{C}$ ) стойкость к высоким температурам, но исследования в условиях ионизирующего излучения обнаружили склонность их к разложению и полимеризации. Разложение органических соединений под действием ионизирующего излучения и высоких температур (пиролиз) приводит к изменению их первоначальных свойств и во многих случаях сопровождается выпадением продуктов разложения в контуре. Более или менее удовлетворительную стабильность при этих условиях имеют некоторые смеси полифенилов (при температурах  $400^{\circ}\text{C}$  и несколько больше). Физические и теплофизические свойства полифенилов хуже, чем воды; их плотность, теплоемкость и теплопроводность сравнительно малы, а вязкость высока. При одинаковых скоростях движения полифенилов и воды коэффициент теплоотдачи полифенилов меньше на 20 %. Затраты на перекачку теплоносителя для переноса одинаковых количеств тепла у полифенилов больше, чем у воды.

Помимо худших теплопередающих показателей следует иметь в виду необходимость предусматривать в контуре специальные установки для очистки теплоносителя от высокомолекулярных соединений, а для некоторых — и установки для перевода в жидкое состояние во время пуска. Органические теплоносители обладают многими положительными свойствами. Они практически не взаимодействуют с конструкционными материалами контура, слабо активируются при прохождении через активную зону реактора. Возможность нагрева их до  $400^{\circ}\text{C}$  позволяет осуществить для среднего давления рабочего тела паросиловой цикл с заметным перегревом пара, что повышает термический КПД станции.

Коррозионная инертность органических теплоносителей и незначительные давления в первом контуре позволяют применить для всего первого контура, кроме активной зоны реактора, элементы из углеродистой стали. Этим можно достигнуть значительного удешевления и упрощения конструкции реактора, трубопроводов и ПГ. Однако к настоящему времени установлено, что существующие органические теплоносители неконкурентоспособны по отношению к воде не только для мощных АЭС, но и для установок малой мощности, главным образом из-за высокой температуры плавления и процессов полимеризации.

**Жидкие металлы.** Применение на АЭС жидкометаллических теплоносителей в настоящее время обуславливается необходимостью внедрения в ядерную энергетику реакторов на быстрых нейтронах, требующих высоких удельных теплосъемов в активной зоне.

Одновременно обеспечиваются любые параметры паросилового цикла с использованием серийных турбин. Жидкие металлы в отличие от других жидкостей имеют простую атомную структуру, практически не разлагаются под действием облучения и нагрева в активной зоне реактора. Их высокая температура кипения и низкое давление насыщенных паров не ограничивают температуру нагрева при самых малых давлениях в контуре. Жидкие металлы обладают весьма ценными теплофизическими свойствами. В первую очередь это относится к теплопроводности, которая выше, чем у воды, в 10—100 раз. Поэтому интенсивность теплообмена для всех жидких металлов намного выше, чем для воды. Теплоемкость жидких металлов невысока, однако это не приводит к увеличению расхода теплоносителя, так как высокая интенсивность теплообмена позволяет получать значительную разность температур теплоносителя на входе в реактор и на выходе из него. Верхний температурный предел применения жидких металлов ограничивается жаропрочностью конструкционных материалов. По совокупности ядерно-физических, теплофизических и физико-химических свойств можно считать наиболее предпочтительными натрий, калий и их сплавы. Несмотря на существенные недостатки, такие, как высокая химическая активность по отношению к воде и воздуху и активация в реакторе (с образованием долгоживущего нуклида), наиболее эффективным жидкометаллическим теплоносителем все же является натрий. Натрий обладает самой высокой из всех теплоносителей теплопроводностью, его плотность и вязкость такие же, как у воды, а теплоемкость выше, чем у других жидких металлов (кроме лития). Калий практически по всем свойствам, кроме температуры плавления, уступает натрию. Эвтектические сплавы натрия с калием имеют температуру плавления существенно ниже, чем температура плавления самих металлов. Теплофизические свойства сплавов близки к свойствам чистых натрия и калия. Основное ухудшение свойств по сравнению с чистым натрием заключается в уменьшении теплопроводности. Так, теплопроводность эвтектического сплава Na—K (25 % Na, 75 % K), температура плавления которого равна  $-11^{\circ}\text{C}$ , в 2,5 раза ниже, чем теплопроводность Na (а следовательно, примерно в 2,5 раза ниже интенсивность передачи тепла при прочих равных условиях). В связи с этим для всех осуществленных и строящихся АЭС в качестве жидкометаллического теплоносителя выбран натрий.

## § 2.3. ГАЗООБРАЗНЫЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

Специфика характеристик газообразных веществ вызывает противоречия при оценке их как теплоносителей ЯЭУ. Первое, что привлекает к ним внимание — весьма хорошие ядерно-физические свойства. Незначительные сечения захвата тепловых нейтронов дают возможность использовать в реакторах необогащенный уран. Простые одноатомные газы (кроме азота и аргона) в активной зоне реактора не разлагаются и не активируются. Разложение и активация сложных многоатомных газов также незначительны. Физико-химические свойства газообразных веществ вполне удовлетворяют требованиям, предъявляемым к теплоносителям, так как они не обладают химической активностью и коррозионно-инертны. По теплофизическим свойствам большинство газообразных веществ (кроме гелия и водорода) являются плохими теплоносителями. Теплоемкость, плотность и теплопроводность их очень малы. В соответствии с этим для отвода тепла необходимо прокачивать весьма большие объемы теплоносителя. Плохие теплопередающие свойства затрудняют получение высоких температур на выходе из реактора из-за больших перепадов температуры между стенкой твэла и газом. Эта же причина вызывает необходимость обеспечения больших поверхностей теплообмена в реакторе и ПГ. Большие объемные расходы теплоносителя, значительные гидравлические сопротивления поверхностей теплообмена и газопроводов приводят к чрезмерным затратам энергии на перекачку теплоносителя.

**Воздух и азот.** Эти теплоносители по эффективности теплообмена примерно одинаковы, но они существенно активируются в реакторе с образованием радиоактивных нуклидов (аргона и азота).

**Водород** мог бы быть лучшим теплоносителем в отношении теплопередающих свойств. При малой плотности он имеет весьма большую объемную теплоемкость и самый большой для газов коэффициент теплопроводности. Однако его химическая активность (образование взрывоопасных соединений) не дает возможности рассматривать его практическое применение.

**Гелий** — инертный газ, по своим теплопередающим свойствам он несущественно уступает водороду. Теплопроводность гелия на порядок выше теплопроводности других (кроме водорода) газов. В силу этого гелий при прочих равных условиях может воспринять большое количество тепла за счет увеличения разности температур на входе в поверхность теплообмена и выходе из нее. При одной из той же тепловой мощности площадь поверхности теплообмена, омываемой гелием, примерно на 30 % меньше, чем при использовании диоксида углерода. Гелий — самый перспективный теплоноситель для высокотемпературных ЯЭУ, позволяющих получить высокие, сверхвысокие и критические параметры. В настоящее время гелий рассматривается также как альтернативный по отношению к натрию теплоноситель для реакторов на быстрых

нейтронах. Однако это требует освоения весьма высоких давлений и в первом контуре. Из недостатков гелия следует иметь в виду его малую объемную теплоемкость. Поэтому для переноса больших количеств тепла нужно предусматривать большие, чем даже в случае применения диоксида углерода, температурные перепады на входе в поверхность теплообмена и выходе из нее. При практическом использовании гелия нужно иметь в виду его высокую стоимость и такое свойство, как текучесть (способность проходить через очень малые неплотности).

Диоксид углерода ( $\text{CO}_2$ ) по теплопроводности и интенсивности теплообмена существенно уступает гелию. Однако по затратам на перекачку (при одной и той же мощности реактора) он несколько лучше. Кроме того,  $\text{CO}_2$  существенно доступнее. Этот газ сравнительно широко применялся в качестве теплоносителя в ядерной энергетике в первое десятилетие ее развития. В более поздний период ввод АЭС с реакторами, охлаждаемыми  $\text{CO}_2$ , не осуществлялся. Одна из причин — трудность предотвращения попадания теплоносителя в воду или наоборот. Это обусловлено очень большими размерами поверхностей нагрева, а следовательно, большим числом сварных соединений и др.

Если давление в реакторе выше давления в ПГ, то через возможные неплотности  $\text{CO}_2$  попадает в воду. В результате образования  $\text{H}_2\text{CO}_3$  начнется интенсивная коррозия материалов контура ПГ. При более высоком давлении в ПГ вода может попасть в реакторный контур, что вызовет интенсивную коррозию его материалов даже при весьма малых протечках.

Теплопередающие способности газовых теплоносителей существенно улучшаются при повышении давления: с повышением давления повышается плотность и почти пропорционально снижаются затраты на перекачку. Если затраты на перекачку сохранить такими же, как и при низких давлениях, то можно повысить интенсивность теплообмена за счет повышения массовой скорости. При использовании газового теплоносителя выбор давления — сложный технико-экономический вопрос. Повышение давления приводит к снижению затрат на перекачку, уменьшению поверхности теплообмена, повышению температуры газа на выходе из реактора. Но одновременно увеличиваются капитальные затраты на все элементы, работающие под давлением. Для каждого конкретного случая должен быть найден оптимальный вариант.

## КОНСТРУКЦИОННЫЕ СХЕМЫ ПГ

### § 3.1. КОНСТРУКЦИОННЫЕ СХЕМЫ ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ВОДОЙ

**Параметры ПГ.** Температура водного теплоносителя  $t'_1$  на входе в ПГ тем выше, чем выше давление в реакторе  $p_1$ . Технически можно осуществить реактор, трубопроводы и ПГ с давлением вплоть до критического. Но экономические соображения ограничивают давление в реакторе до 17 МПа. Реакторы, охлаждаемые водой, не допускают ее вскипания (за исключением поверхностного кипения), поэтому на выходе из реактора должен быть определенный недогрев  $\delta t_n$  до температуры насыщения  $t_{s1}$ , соответствующей давлению  $p_1$ . Следовательно, температура на выходе из реактора равна  $t'_1 = t_{s1} - \delta t_n$ . Максимально возможная температура рабочего тела  $t''_2$  на выходе из ПГ определяется величиной  $t'_1$  и температурным напором  $\Delta t_{вх}$  на входе теплоносителя в ПГ:  $t''_2 = t'_1 - \Delta t_{вх}$ . Другой характерной температурой рабочего тела является температура его насыщенного пара  $t_{s2}$  при давлении в испарителе  $p_2$ . Ее значение определяется температурой теплоносителя  $t_{исп}$  и температурным напором  $\Delta t_{исп}^{вх}$  на выходе из испарителя.

Охлаждение теплоносителя в ПГ до конечной температуры  $t''_1$  в общем случае осуществляется в пароперегревателе, испарителе и экономайзере соответственно на величины  $\delta t_{пп}$ ,  $\delta t_{исп}$ ,  $\delta t_{эк}$ . Температура теплоносителя на выходе из испарителя  $t_{исп} = t'_1 - \delta t_{пп} - \delta t_{исп}$ , а температура насыщения рабочего тела в нем  $t_{s2}(p_2) = t_{исп} - \Delta t_{исп}^{вх}$ .

Изменение температур теплоносителя и рабочего тела в элементах ПГ представлено на  $t, Q$ -диаграмме рис. 3.1. По оси ординат  $t, Q$ -диаграммы откладываются характерные для каждого элемента ПГ температуры, а по оси абсцисс — количества переданного тепла в экономайзере  $Q_{эк}$ , испарителе  $Q_{исп}$  и пароперегревателе  $Q_{пп}$ .

Ориентировочное соотношение параметров теплоносителя и рабочего тела представлено в табл. 3.1.

Из таблицы видно, что при достижении максимально возможных давлений насыщенного пара, вырабатываемого ПГ, перегрев его невелик (не более  $30^\circ\text{C}$ ). Заметный перегрев при водном теплоносителе может быть получен при низких давлениях насыщенного пара. Известно, что перегрев пара целесообразен только тогда, когда исчерпаны возможности повышения давления насыщенного пара. Как было показано, максимально возможный перегрев пара в ПГ с водным теплоносителем может достигнуть  $30^\circ\text{C}$  (а реально, видимо, и того меньше). Такой малый перегрев

Таблица 3.1. Соотношение параметров водного теплоносителя и рабочего тела

Параметр	Значение		
Давление теплоносителя на входе в ПГ, МПа	10	14	20
Температура теплоносителя на входе в ПГ, °С	284	310	340
Температура, °С:			
теплоносителя на выходе из испарителя	264	290	320
насыщенного пара	244	270	300
Температурный напор на выходе из испарителя, °С	20	20	20
Давление насыщенного пара, МПа	3,7	5,6	8,8
Возможная температура рабочего тела на выходе из ПГ, °С	274	300	330
Возможный перегрев рабочего тела, °С	30	30	30

не дает заметного повышения КПД цикла, но требует определенного усложнения конструкции ПГ. Поэтому действующие мощные АЭС с водным теплоносителем работают на насыщенном паре без перегрева.  $t, Q$ -диаграмма для ПГ насыщенного пара в отличие от диаграммы на рис. 3.1 не имеет участка, характерного для пароперегревателя.

Однако следует иметь в виду, что даже небольшой перегрев пара (20°С) заметно изменит условия работы турбины, повысив ее надежность и КПД. В первую очередь это скажется на повышении надежности работы регулирующих органов, проточной части и особенно ее последних ступеней за счет снижения интенсивности коррозионно-эрозионных процессов. Такой перегрев окажет влияние и на экономические показатели турбины, так как можно будет более уверенно выбрать разделительное давление для установки сепаратора-пароперегревателя (СПП) турбины и получить некоторое повышение КПД в ее ступенях. Возможность осуществления перегрева пара в ПГ на АЭС с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением, в первую очередь зависит от выбранного давления в реакторе, принятой конструкционной схемы ПГ и наличия соответствующих надежных материалов для изготовления паропере-

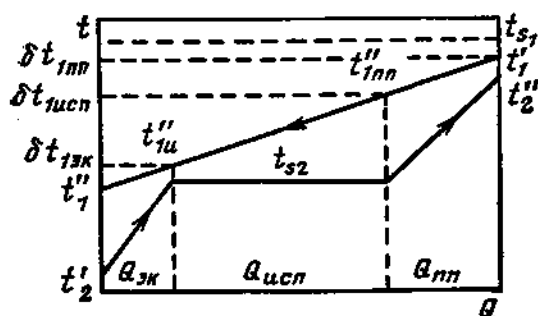


Рис. 3.1.  $t, Q$ -диаграмма ПГ

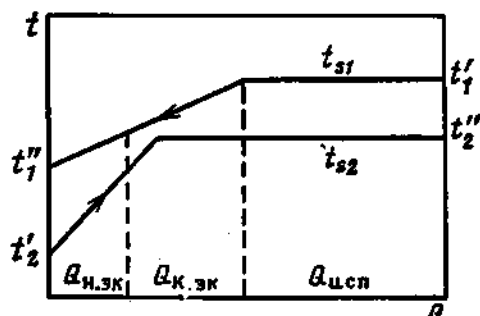


Рис. 3.2.  $t, Q$ -диаграмма ПГ, обогреваемого конденсирующимся насыщенным паром

**Таблица 3.2. Параметры АЭС с насыщенным паром в качестве теплоносителя**

Название АЭС	Параметры теплоносителя			Параметры рабочего тела		
	$p_1$ , МПа	$t_1'$ , °C	$t_1''$ , °C	$p_2$ , МПа	$t_2''$ , °C	$t_2'$ , °C
Белоярская АЭС	15,0	340	240	11,0	317	197
АЭС во Франкфурте-на-Майне	6,4	278	222	4,8	260	177

гревателя. В настоящее время перспективным материалом для этой цели является созданная безникелевая сталь 08X14M.

В настоящее время эксплуатируются несколько ПГ, вырабатывающих перегретый пар.

На рис. 3.2 приведена  $t, Q$ -диаграмма ПГ I блока Белоярской АЭС, обогреваемого насыщенным водяным паром ( $Q_{н.эк}$ ,  $Q_{к.эк}$  — соответственно тепло, переданное в некипящей и кипящей частях экономайзера). Как уже говорилось, АЭС такого типа свое развитие прекратили, уступив место чисто одноконтурным, но краткое рассмотрение основных агрегатов таких блоков все еще сохраняет определенный интерес с точки зрения эволюции инженерных решений в бурно развивающейся отрасли техники. В табл. 3.2 приведены параметры I блока Белоярской АЭС и АЭС малой мощности во Франкфурте-на-Майне (ФРГ).

Сравнение данных табл. 3.1 и 3.2 показывает, насколько насыщенный пар как теплоноситель эффективнее воды. Если для получения в ПГ, обогреваемом водой, насыщенного пара умеренного давления требуется иметь превышение  $p_1$  над  $p_2$  примерно в 2,5 раза, то в первом случае  $p_1$  отличается от  $p_2$  несущественно.

**Конструкционные схемы.** При создании высокоэкономичных и надежных ПГ большое значение имеет правильный выбор его конструкционной схемы. Характеристиками, определяющими схему ПГ в целом и его отдельных элементов, являются: способ омывания теплопередающей поверхности и форма ее, компоновка элементов, принцип движения рабочего тела и т. д. Выбор и обоснование каждой характеристики ведутся последовательно в процессе проектирования и окончательно уточняются при завершении конструкторского расчета.

Первый вопрос рассмотрения — способ омывания теплопередающей поверхности. Рекомендуется среду с большим давлением направлять в каналы с меньшим эквивалентным диаметром, соблюдая принцип противотока. Рациональная форма поверхности теплопередачи выбирается из условий достижения наибольшей компактности и предотвращения температурных напряжений. Первое из них связано с размером поверхности теплопередачи и ее компоновки, а второе обуславливается требованиями надежности. Температурные напряжения возникают вследствие сочетаний в конструкциях элементов с существенно различными температурами или при использовании материалов с разными коэффициен-

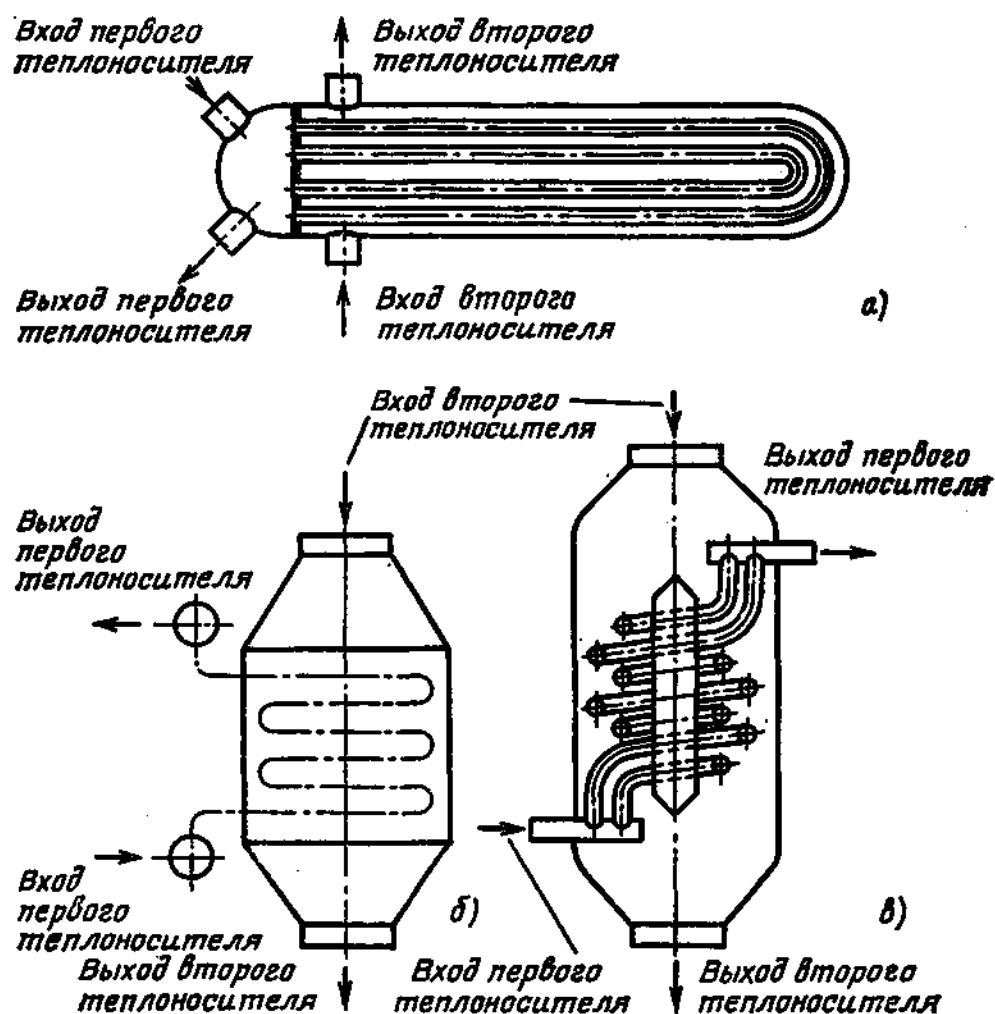


Рис. 3.3. Схемы теплообменников со змеевиковыми поверхностями теплообмена: с плоскими U-образными трубками (а); с плоскими змеевиками (б); с винтовыми змеевиками (в)

тами линейного расширения, а также в элементах большой толщины со значительным перепадом температуры в них. Первые могут быть устранены применением специальных компенсаторов или самокомпенсацией элементов.

Компенсаторы могут быть выполнены на корпусе или непосредственно в поверхности теплопередачи. Наиболее простым компенсатором труб поверхности теплопередачи является предварительный прогиб их. В этом случае компенсация разницы температурных удлинений труб и корпуса будет осуществляться изменением прогиба. На корпусе компенсатор выполняется в виде сильфона. Такой способ, однако, вряд ли пригоден для ПГ вследствие высоких давлений, больших габаритных размеров и толщин корпусов. Наиболее целесообразна самокомпенсация труб поверхности теплопередачи. Она возможна при отсутствии жесткого крепления труб на обоих концах корпуса и в случае применения труб в форме змеевиков. Трубные змеевики могут быть плоскими, винтовыми и спиральными. Простейшим плоским змеевиком является



Рис. 3.4. Теплообменник с обратными элементами

змеевик с одним гибом — U-образная трубка. Змеевики с большим числом гибов как плоские, так и винтовые и спиральные (особенно) усложняют и удорожают поверхность теплопередачи, а увеличение числа сварных соединений усложняет обеспечение надежности. Если площадь поверхности теплопередачи невелика и не требуется повышенная компактность теплообменника, то более целесообразной формой самокомпенсирующейся поверхности будет U-образная. Схемы теплообменников с U-образной, змеевиковой и винтовой поверхностями представлены на рис. 3.3. Полную самокомпенсацию обеспечивает применение поверхности теплообмена из обратных элементов — трубок Фильда (рис. 3.4). Окончательный выбор рассмотренных самокомпенсирующихся форм поверхностей теплопередачи должен проводиться на основе технико-экономических соображений с учетом стоимости изготовления, удобств монтажа и надежности эксплуатации.

В некоторых случаях (видимо, для прямоточных ПГ с перегревом пара) может оказаться более целесообразным применение жестких, без самокомпенсации конструкций в виде прямых трубных пучков с креплением обоих концов труб. В этом случае желательно применять для труб, корпуса и камер один и тот же материал (или разные материалы с близкими температурными коэффициентами линейного расширения) и предусмотреть меры сближения температур стенок элементов теплообменника (рис. 3.5). Однако при разработке специальных мер, направленных на снижение температурных напряжений до допустимых значений, возможно применение материалов и с заметно разными коэффициентами линейного расширения.

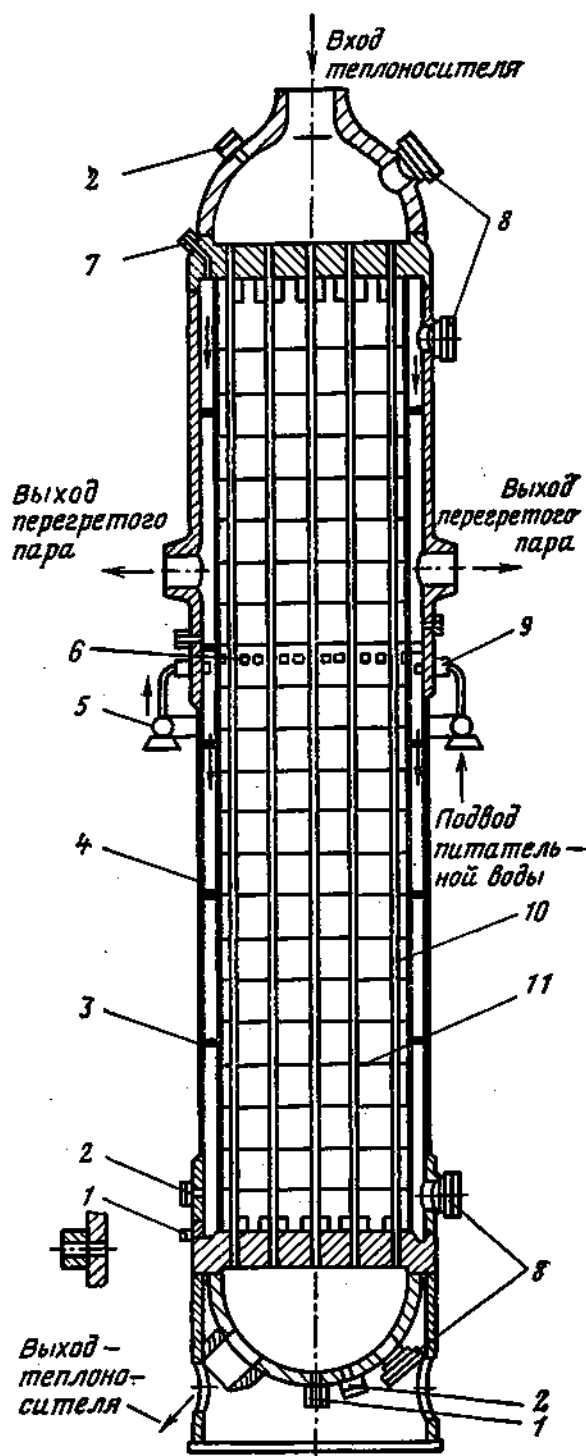
Большое влияние на конструкционную схему теплообменника оказывает способ ввода поверхности теплопередачи в корпус, который может быть осуществлен разными способами: с трубными досками (рис. 3.3, а), с внешними коллекторами (рис. 3.3, б), с внутренними коллекторами (рис. 3.3, в). Наиболее простое решение, казалось бы, имеет первый способ. Однако для мощных теплообменников с высокими перепадами давлений  $p_1$  и  $p_2$  и температур  $t''_1$  и  $t''_2$  требуется весьма толстостенная и потому технологически неудобная трубная доска, в которой к тому же возникают существенные температурные напряжения. Схема с внешними коллекторами удорожает корпус, так как предусматривает большое

Рис. 3.5. Вертикальный прямоточный ПГ:

1 — дренаж; 2 — монтажные отверстия; 3 — дистанционирующие пластины; 4 — кожух; 5 — коллектор питательной воды; 6 — отверстие для прохода пара в опусковой участок; 7 — воздушник; 8 — лаз; 9 — устройство для впрыска питательной воды; 10 — трубки; 11 — дистанционирующие решетки

число вводов и выводов труб через стенку корпуса. Такая схема при высоком давлении в корпусе нецелесообразна. Схема с внутренними коллекторами несколько сложнее и дороже, чем схема с трубными досками, но она более технологична при существующих способах изготовления и более надежна (из-за отсутствия температурных напряжений в соответствующем элементе). С выбранной схемой ввода поверхности теплопередачи в корпус связана и конфигурация последнего. Теплообменники могут быть с прямым (рис. 3.3, 3.4) и с U-образным корпусом (рис. 3.6, а). U-образный корпус может быть осуществлен только для U-образных труб. Основным преимуществом его является разделение трубных досок входной и выходной камер, что очень важно, когда  $t'_1 \gg t''_1$ . Разделение входной и выходной камер может быть существенно и для прямого корпуса без нарушения принципа самокомпенсации элементов теплообменника в случае применения П-образных корпусов и труб поверхности теплообмена (рис. 3.6, б). П-образная форма требует сварки в корпусе двух патрубков большого диаметра, что усложняет конструкцию корпуса.

Компоновка элементов ПГ может быть осуществлена по-разному. В одном варианте экономайзер и испаритель представляют собой самостоятельные теплообменники, соединенные последовательно (см. рис. 4.1), в другом их поверхности объединены в одном корпусе (см. рис. 4.10).



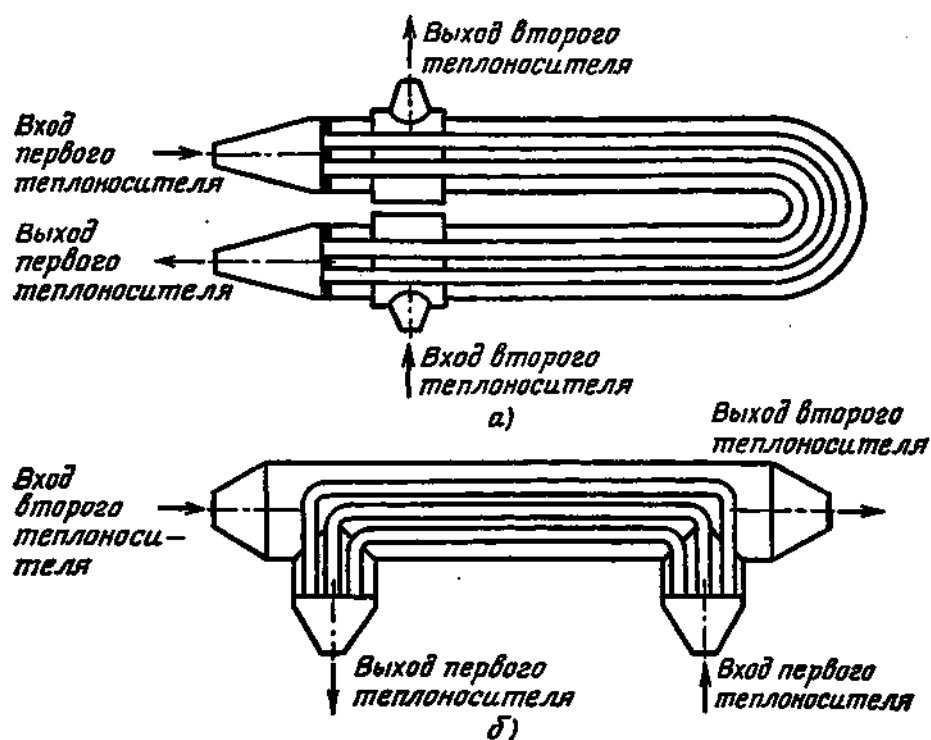


Рис. 3.6. Теплообменники с U- (а) и П-образными корпусами (б)

Некипящий водяной экономайзер — наиболее простой элемент ПГ: его поверхность теплопередачи с обеих сторон омывается однофазными средами — водой. Интенсивность теплоотдачи со стороны как теплоносителя, так и рабочего тела почти одинакова и весьма высока. Количество передаваемого в нем тепла умеренно, а средний температурный напор достаточно высок. В связи с этим площадь поверхности теплообмена сравнительно невелика. Отдельно вынесенный водяной экономайзер должен по возможности выполняться по самой простой схеме (например, по схеме рис. 3.3, а). Движение подогреваемой воды в межтрубном пространстве может быть или продольным, или многократно-поперечным. При объединении водяного экономайзера с испарителем в одном корпусе возможны два варианта. В одном поверхность теплопередачи водяного экономайзера обособлена и сохраняет все признаки экономайзера (омывание однофазной средой с обеих сторон). При движении теплоносителя по трубам такой вариант осуществляется выделением части поверхности специальным кожухом. Второй вариант объединения экономайзерной и испарительной поверхностей заключается в полной ликвидации самостоятельной подогревательной поверхности. Общая поверхность ничем не разделяется, омывается водой с температурой насыщения, и производство пара имеет место по всей поверхности нагрева. Количество произведенного пара в этом случае будет больше заданной паропроизводительности ПГ на величину, необходимую для подгрева конденсирующимся паром питательной воды до температуры насыщения при подаче ее в испаритель.

Во втором случае совмещение экономайзера с испарителем возможно только при условии  $t''_1 \gg t_{s2}$ . Отдельно вынесенный (или выделенный) экономайзер обязателен при  $t''_1 < t_{s2}$ . На АЭС с водным теплоносителем в настоящее время, как правило,  $t''_1 > t_{s2}$ . Решение о совмещении экономайзера с испарителем принимается на основе технико-экономических расчетов. При совмещенной схеме уменьшаются затраты на корпуса и соединительные трубопроводы. Площадь поверхности теплопередачи определяется средними значениями коэффициента теплопередачи и температурного напора. Для рассматриваемого случая интенсивность теплообмена для всей поверхности выше, а средний температурный напор для совмещенной поверхности ниже, чем для отдельной экономайзерной.

Следующая задача при выборе схемы ПГ — определение вида циркуляции рабочего тела в испарителе. Практически можно осуществить любой тип испарителя: прямоточный, с многократно-принудительной или естественной циркуляцией. Для испарителя с погруженной поверхностью естественная циркуляция рабочего тела в межтрубном пространстве является единственным решением. При этом кипение происходит по закономерностям, характерным для большого объема.

Пар, образующийся по всей поверхности, будет подниматься к верхним рядам труб, а вода поступать к любому сечению поверхности под влиянием массовых сил, действующих в кипящем объеме (естественная конвекция).

Собранный в верхней части испарителя пар перед поступлением в отводящий паропровод должен быть осушен до весьма малого водосодержания (влажности). Для турбин, работающих на насыщенном паре, влажность пара на выходе из ПГ не должна превышать 0,25 %.

Отделение пара от воды и осушка его в испарителях с многократной циркуляцией осуществляются в специальных сепарационных устройствах различной конструкции. По принципу осуществления сепарации пара ПГ с многократной циркуляцией могут быть разделены на две группы.

На рис. 4.6 представлен ПГ, в котором производство пара и сепарация совмещены в одном корпусе, а на рис. 4.4 — другой ПГ, производство пара и сепарация в котором осуществлены в разных корпусах. Сепарационное устройство состоит из парового объема определенной высоты, в котором отделение унесенной воды от пара происходит под действием разности плотностей воды и пара (гравитационная сепарация). В объеме дополнительно могут быть установлены одна или две ступени сепараторов с механической сепарацией. Совмещение производства и сепарации пара в одном корпусе существенно увеличивает его размеры. Размещение поверхности теплообмена и сепарационного объема в разных корпусах приводит к уменьшению размеров каждого корпуса, но суммарная затрата металла при этом не уменьшается. Если в однокорпусном испарителе необходимая сухость пара не может быть

достигнута естественной сепарацией, то применяется двухступенчатая механическая сепарация (см. рис. 4.12, б). Та или иная схема сепарации для конкретных условий должна выбираться на основании технико-экономического анализа с учетом затрат металла, условий эксплуатации, технологии изготовления и пр.

В настоящее время накоплен большой опыт проектирования, сооружения и эксплуатации АЭС с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением. ПГ таких АЭС развивались по двум направлениям. В Советском Союзе показали высокую надежность, возможность осуществления в единичном агрегате большой производительности и хорошие эксплуатационные качества однокорпусные горизонтальные ПГ с погруженной поверхностью нагрева (см. рис. 4.11). В США на таких АЭС применяются вертикальные однокорпусные ПГ, также с погруженной поверхностью нагрева. Массовые и габаритные характеристики, площадь поверхности нагрева этих ПГ и горизонтальных практически одинаковы. В горизонтальных ПГ проще и надежнее осуществляется сепарация пара, в то время как в вертикальных очень высоки нагрузки парового объема, и требуемая влажность пара достигается применением сложной системы сепарации. Вместе с тем вертикальные ПГ с трубными досками по сравнению с горизонтальными более компактно устанавливаются в помещении первого контура, что довольно важно при размещении его в защитном кожухе.

Следует иметь в виду, что однокорпусные ПГ с погруженной поверхностью нагрева подходят к границе дальнейшего повышения единичной мощности. Но некоторые резервы в этом направлении еще имеются. В частности, это может быть достигнуто снижением технологического запаса площади поверхности нагрева (сейчас до 25 %), что может быть осуществлено при уверенности обеспечения надлежащей надежности трубок и мест соединения их с коллекторами (камерами). Определенные резервы повышения производительности рассматриваемых ПГ могут быть получены при совершенствовании систем сепарации и отвода пара, особенно в сочетании с установкой в корпусе пароперегревательной поверхности, что дает возможность уменьшить высоту парового объема, а следовательно, увеличить объем для размещения испарительной поверхности.

Вероятно, более уверенно можно предполагать возможность повышения единичной мощности применительно к однокорпусным вертикальным ПГ с многоступенчатой механической сепарацией.

При выявившейся необходимости дальнейшего значительного увеличения паропроизводительности единичного ПГ следует рассмотреть схему с вынесенным сепарационным объемом. Сепарация в ПГ такого типа будет осуществляться проще и надежнее, чем в ПГ с внутрикорпусной сепарацией. Такая схема допускает подсоединение к сепарационному барабану нескольких испарительных корпусов, как горизонтальных, так и вертикальных.

В первое десятилетие развития ядерной энергетики для АЭС с водо-водяными реакторами предлагались конструкции секцион-

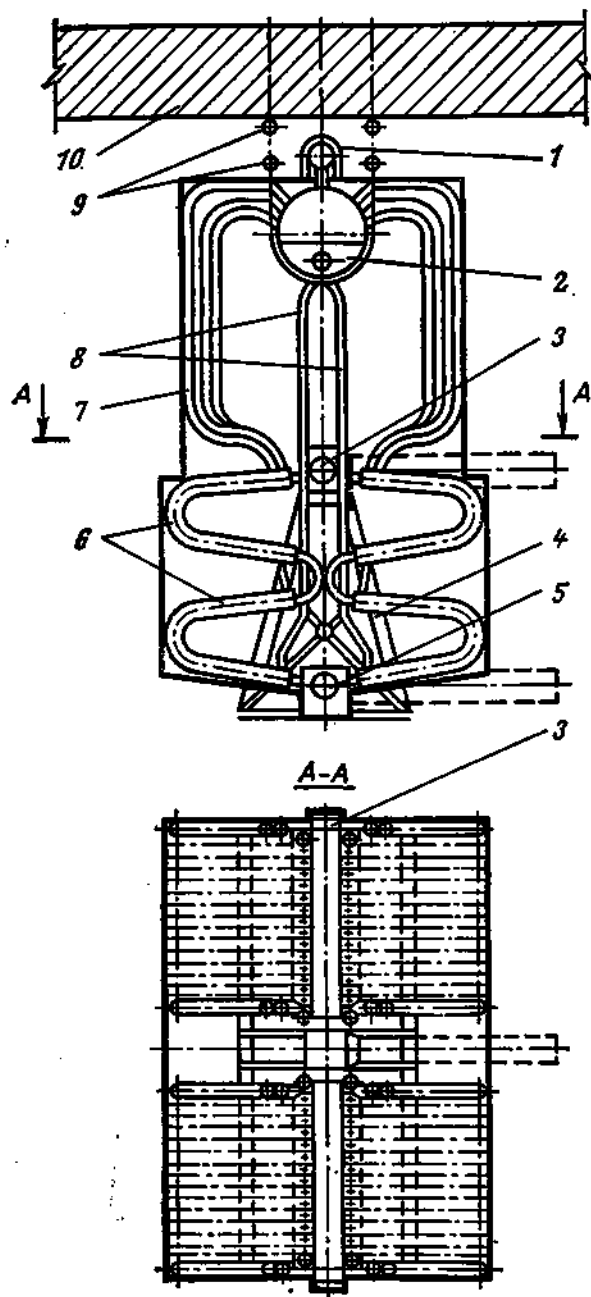


Рис. 3.7. Схема секционного ПГ:

1 — коллектор сухого пара; 2 — сепарационный барабан; 3 — входной коллектор теплоносителя; 4 — опорная конструкция; 5 — выходной коллектор теплоносителя; 6 — секция; 7 — подъемные трубы; 8 — опускные трубы; 9 — детали подвесной опоры барабана; 10 — потолок бокса ПГ

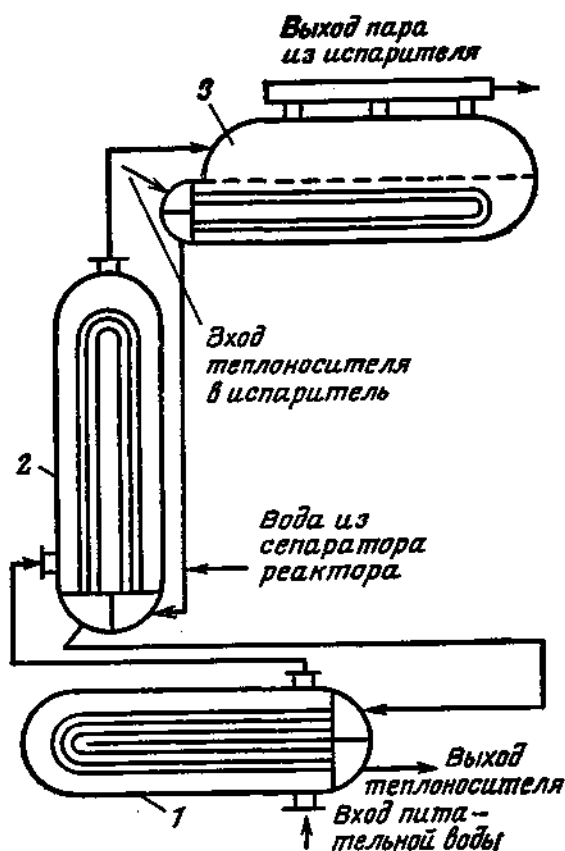


Рис. 3.8. Схема ПГ, обогреваемого насыщенным паром (Белоярская АЭС, СССР):

1 — некипящий водяной экономайзер; 2 — кипящий водяной экономайзер; 3 — испаритель

ных канальных ПГ (рис. 3.7). Поверхность нагрева таких ПГ состоит из большого числа секций (модулей), соединенных параллельно по теплоносителю и рабочему телу.

Каждая секция выполняется из U-образных труб поверхности нагрева. Трубы поверхности нагрева заключены в корпус, выполненный из U-образной трубы большого диаметра. Такие ПГ полностью могут быть собраны на заводе с проверкой на испытательных стендах. Положительным для такого ПГ является возможность замены поврежденной секции. Производство таких секционных ПГ было освоено в свое время в ЧССР. Основные недостатки секционных ПГ — сложность раздачи и сбора теплоносителя и рабочего тела и большая металлоемкость. Эти недостатки не дали возмож-

ности секционным ПГ конкурировать с хорошо освоенными однокорпусными ПГ с погруженной поверхностью нагрева.

Основные принципы выбора конструктивных схем ПГ, обогреваемых насыщенным паром, целесообразно рассмотреть на примере ПГ I блока Белоярской АЭС (рис. 3.8). ПГ состоит из отдельно выполненных испарителя, кипящего и некипящего экономайзеров. Наличие отдельно вынесенного экономайзера объясняется необходимостью переохладения конденсата и сепарата (отсепарированная из пароводяной смеси в сепараторе реактора вода) перед входом в реактор. Давления теплоносителя и рабочего тела близки друг к другу ( $p_1 - p_2 = 4$  МПа), поэтому выбор способа омыwania поверхности теплообмена здесь определяется в основном конструктивными соображениями. Некипящий водяной экономайзер ничем не отличается от рассмотренного экономайзера для ПГ с водой под давлением. Для кипящего водяного экономайзера не нужно организовывать сепарацию пара, поэтому его конструкция в принципе не должна отличаться от конструкции некипящего водяного экономайзера. Наличие же двухфазной среды только облегчает конструкцию поверхности нагрева, так как в этом случае интенсивность теплообмена практически не зависит от скорости пароводяной смеси. В испарителе теплообмен со стороны теплоносителя и рабочего тела происходит при изменении агрегатного состояния, поэтому коэффициент теплопередачи достигает высоких значений. При горизонтальном расположении испарителя (на Белоярской АЭС) теплоноситель следует направлять внутри труб, так как в противном случае нижние пучки труб будут покрываться пленкой конденсата, что снизит интенсивность теплообмена. Такая схема омыwania поверхности нагрева испарителя является единственно возможной при осуществлении его в виде теплообменника с погруженной поверхностью. При вертикальном расположении испарителя может быть применен любой способ омыwania поверхности нагрева. Но обязательно направление теплоносителя сверху вниз, так как восходящее движение конденсирующего пара тормозит стекание пленки конденсата и утолщает ее, что снижает интенсивность теплообмена.

### § 3.2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИОННЫХ СХЕМ ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ОРГАНИЧЕСКИМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

**Параметры ПГ.** В СССР и США были осуществлены АЭС с органическим теплоносителем, температура которого на входе в ПГ  $t'_1$  не выше  $325^\circ\text{C}$ . Такой температурный уровень отвода тепла из реактора позволяет практически рассчитывать на производство рабочего пара среднего давления с небольшим перегревом.

Последующие изыскания более стойких органических теплоносителей давали возможность надеяться на достижение  $t'_1$  несколько более  $400^\circ\text{C}$ , что позволило бы рассчитывать на применение стандартных параметров среднего давления  $p_2 = 3,5$  МПа;

$t''_2 = 410^\circ\text{C}$ .  $t$ ,  $Q$ -Диаграмма такого ПГ аналогична представленной на рис. 3.1.

Однако плохие теплофизические свойства органических теплоносителей, усложнение первого контура из-за нестабильности этих веществ, по крайней мере на ближайший обозримый период, сняли с повестки дня энергетиков рассмотрение АЭС с такими теплоносителями. И это несмотря на совсем малые давления в первом контуре (не более 1 МПа). Если в будущем удастся создать стойкий к разложению высокотемпературный органический теплоноситель, то вполне возможно возвращение к новым разработкам таких энергетических установок.

**Возможные конструкционные схемы.** Различие теплофизических свойств органических веществ и воды определяют другие подходы к определению рациональной конструкционной схемы ПГ с органическим теплоносителем. Возможность нагрева его в реакторе до более высокой температуры (по сравнению с водой) позволяет рассматривать паротурбинный цикл с перегретым паром. Следовательно, ПГ может состоять из пароперегревателя, испарителя и экономайзера. Малое давление теплоносителя по сравнению с давлением рабочего тела дает возможность организовать

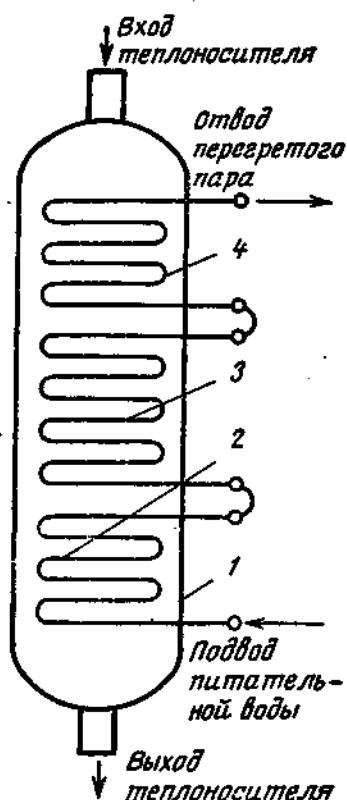


Рис. 3.9. Схема прямоточного ПГ:

1 — корпус; 2 — экономайзер;  
3 — испаритель; 4 — пароперегреватель

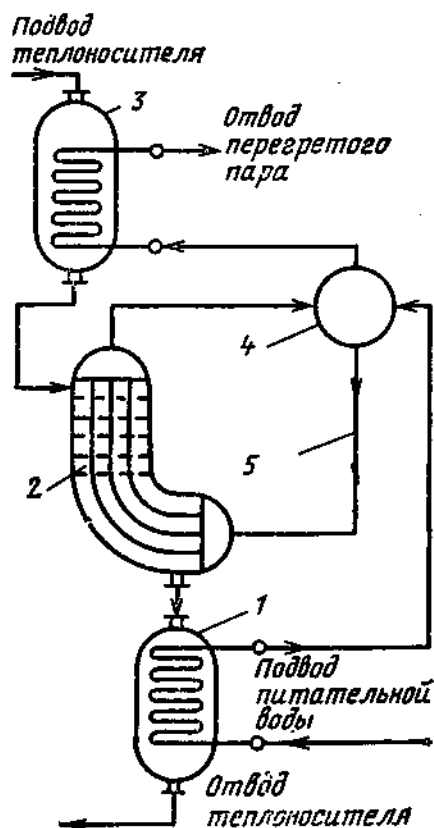


Рис. 3.10. Схема многокорпусного ПГ с естественной циркуляцией:

1 — экономайзер; 2 — испаритель;  
3 — пароперегреватель; 4 — сепарационный барабан; 5 — опускные трубы

его движение в корпусе теплообменника в межтрубном пространстве. При такой схеме омывания поверхности нагрева все элементы ПГ легко komponуются в одном корпусе. Из-за своих теплофизических свойств органические теплоносители не могут обеспечить высокой интенсивности теплообмена, поэтому поверхности нагрева будут иметь весьма большие размеры. Их более целесообразно будет выполнять из змеевиковых, плоских, винтовых или спиральных труб. Движение рабочего тела внутри труб, как правило, принудительное. Схема прямоточного ПГ представлена на рис. 3.9. Схемы ПГ с естественной и многократной принудительной циркуляцией аналогичны схемам, изображенным на рис. 3.18. Для ПГ существенной единичной производительности однокорпусной вариант может оказаться слишком громоздким, в этом случае целесообразен переход на многокорпусной вариант. В этом случае можно более просто осуществить испаритель с естественной циркуляцией, если применить в нем не змеевики, а трубы каких-либо самокомпенсирующихся профилей, например L-образные, как на (рис. 3.10). Если проектируется ПГ на средние параметры, то может оказаться, что наиболее целесообразно выполнение испарителя с погруженной поверхностью нагрева. В этом случае теплоноситель будет проходить внутри труб, а рабочее тело — в межтрубном пространстве. Компоновка такого ПГ будет многокорпусной. При  $t''_1 > t_{s2}$  возможно объединение в одном корпусе экономайзера и испарителя (см. рис. 4.8).

При условии  $t''_1 < t_{s2}$  в экономайзере и пароперегревателе движение теплоносителя по трубам всегда целесообразнее (так как  $p_2 > p_1$ ).

### § 3.3. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИОННЫХ СХЕМ ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ЖИДКИМИ МЕТАЛЛАМИ

**Параметры ПГ.** Жидкометаллические теплоносители относятся к группе высокотемпературных. Находящиеся в работе в настоящее время АЭС с жидкометаллическими теплоносителями оборудованы реакторами с температурой теплоносителя на выходе до  $600^\circ\text{C}$ . Это дает возможность осуществить стандартные паротурбинные циклы с КПД современных ТЭС [III блок Белоярской АЭС, АЭС «Феникс» (Франция)]. Давление в контуре теплоносителя невысокое, рассчитанное практически только на преодоление гидравлических сопротивлений. Перепад температуры в теплоносителе  $t'_1 - t''_1$  может быть довольно большим —  $200^\circ\text{C}$  и более, что позволяет переносить большие количества тепла при относительно малых расходах.

$t$ ,  $Q$ -диаграмма ПГ без промежуточного пароперегревателя показана на рис. 3.1, а с промежуточным пароперегревателем — на рис. 3.17.

**Конструкционные схемы.** В настоящее время на АЭС в качестве жидкометаллического теплоносителя применяется только натрий. Из-за его сильной активации в реакторе и химической активности

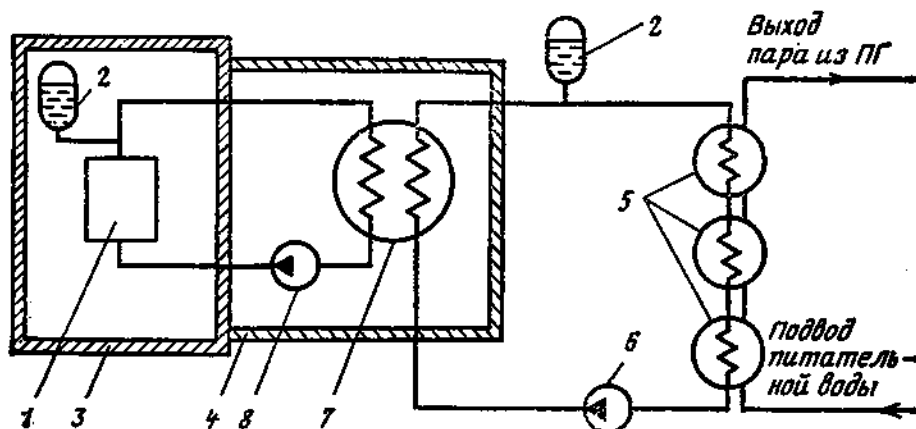


Рис. 3.11. Схема производства пара на трехконтурной АЭС с реактором, обогреваемым жидким натрием:

1 — реактор; 2 — компенсаторы объема; 3 — биологическая защита реактора; 4 — биологическая защита промежуточного контура; 5 — ПГ; 6 — насос промежуточного контура; 7 — промежуточный теплообменник; 8 — насос первого контура

по отношению к воде и воздуху схема АЭС с реакторами, охлаждаемыми жидким натрием, должна состоять из трех контуров (рис. 3.11). В трехконтурной схеме для передачи тепла от реактора рабочему телу имеется два теплообменных аппарата. Один из них отделяет контур теплоносителя с высокой радиоактивностью от контура теплоносителя без радиоактивности. Он называется *промежуточным теплообменником*. На этот теплообменник возложена также задача локализации последствий возможной аварии при случайном контакте  $\text{Na}$  с водой в ПГ. В нем происходит передача тепла от нагреваемого в реакторе теплоносителя другому, циркулирующему в системе промежуточного теплообменника ПГ. Эта система называется *промежуточным контуром*. Теплоносителями промежуточного контура могут быть  $\text{Na}$  или сплав  $\text{Na-K}$ . Более целесообразно применение  $\text{Na}$  не только из-за его лучших теплофизических свойств, но и вследствие нецелесообразности увеличения числа веществ, используемых на АЭС.

Поверхность теплообмена промежуточного теплообменника омывается однофазными средами. Поэтому подход к выбору его конструктивной схемы такой же, как для экономайзера ПГ, обогреваемого водой. В проектах первых установок конструкция промежуточного теплообменника усложнялась и выполнялась с двумя самостоятельными поверхностями теплообмена (как это показано на рис. 3.11, поз. 7): одна — для первичного теплоносителя, вторая — для промежуточного. Пространство между поверхностями заполнялось теплопроводной жидкостью  $\text{Na}$ ,  $\text{Na-K}$  или твердыми прослойками (например, трубки в матрицах из металла, как на установке «Даунри», Великобритания). При наличии трех контуров и хорошо отработанной предохранительной системы выполнение теплообменника с двумя поверхностями теплообмена нецелесообразно. Для того чтобы при нарушении плотности теплообменника радиоактивный  $\text{Na}$  не попадал во второй контур, давление в нем поддерживается несколько большим, чем в первом контуре.

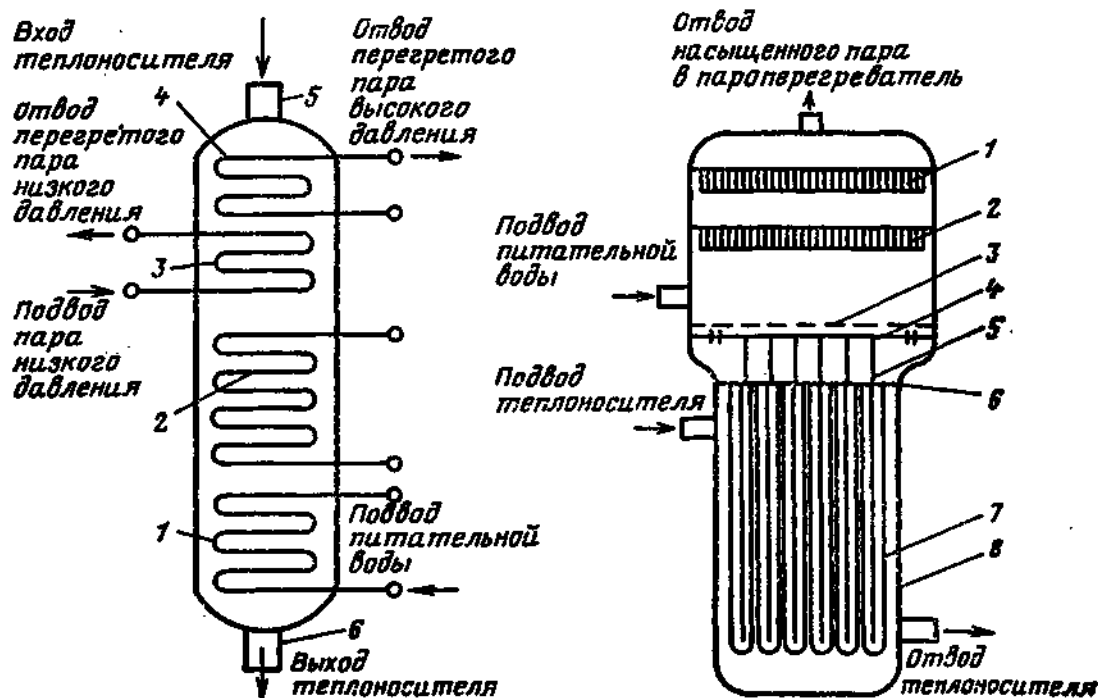


Рис. 3.12. Схема прямоточного ПГ с промежуточным пароперегревателем:

1 — экономайзер; 2 — испаритель; 3 — промежуточный пароперегреватель; 4 — пароперегреватель высокого давления; 5, 6 — патрубки подвода и отвода теплоносителя

Рис. 3.13. Схема испарителя с поверхностью теплообмена из обратных элементов (с естественной циркуляцией):

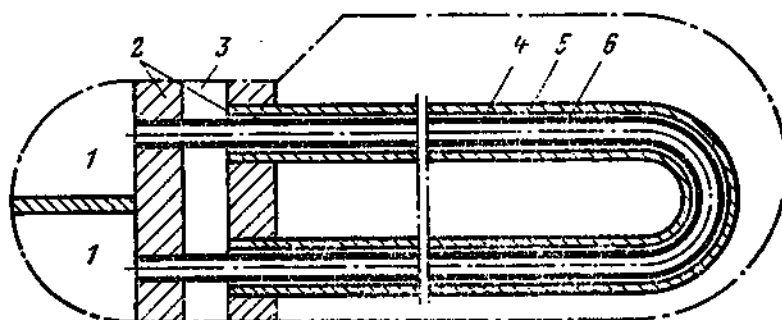
1 — вторая ступень механической сепарации; 2 — первая ступень механической сепарации; 3 — погруженный дырчатый щит; 4 — трубная доска внутренних трубок; 5 — внутренняя трубка элемента; 6 — трубная доска внешних трубок; 7 — внешняя трубка элемента (подъемная система); 8 — корпус

ПГ, рассчитанный на сверхвысокие параметры, включает в себя помимо экономайзера, испарителя и пароперегревателя также и промежуточный пароперегреватель (рис. 3.12). Назначение промежуточного пароперегревателя — перегрев частично отработавшего в турбине пара. Все элементы ПГ могут быть объединены в одном корпусе, а возможны и многокорпусные варианты, вплоть до расположения каждого элемента в своем корпусе. Поверхности нагрева всех элементов ПГ характеризуются сравнительно небольшими площадями при значительных мощностях. В связи с высокими температурами теплоносителя и рабочей среды, большими коэффициентами теплоотдачи, существенным перепадом температуры при охлаждении теплоносителя усложняется задача компенсации температурных напряжений в узлах ПГ. В частности, применение общей трубной доски для раздающей и собирающей камер (рис. 3.14) может оказаться ненадежным. С этой точки зрения имеет преимущества поверхность нагрева, набранная из обратных элементов (рис. 3.13).

Для ПГ, обогреваемых жидким металлом, имеет место  $p_1 \ll p_2$ . Это делает наиболее целесообразным движение теплоносителя в межтрубном пространстве, а рабочего тела — по трубам. Очевид-

Рис. 3.14. Схема элемента поверхности теплообмена из U-образных кольцевых трубок:

1 — раздающая и собирающая камеры теплоносителя; 2 — трубные доски; 3 — камеры индикатора утечек; 4 — кольцевой зазор, заполненный теплопроводной средой; 5 — внешняя трубка поверхности теплообмена; 6 — внутренняя трубка поверхности теплообмена



но, при этом необходимо применение самокомпенсирующихся поверхностей теплообмена (рис. 3.12) в виде простых змеевиков. Выбор принципа циркуляции рабочего тела в испарителе следует проводить с тех же позиций, что и для ПГ с органическими теплоносителями.

Однако нетрудно предположить, что для ПГ АЭС с реакторами на быстрых нейтронах (АЭС работает при постоянной номинальной нагрузке) прямоточные ПГ предпочтительнее. Именно такое решение и принято для современных мощных АЭС. Ниже изложены соображения, лежавшие в основе выбора конструктивных схем первых проектов ЯЭУ с жидкометаллическими теплоносителями. Предполагать, что они могут быть использованы в современных установках (может быть, кроме опытных), оснований нет. Однако рассмотрение их представляет для будущих инженеров большой интерес при анализе выбиравшихся путей для преодоления трудностей, возникавших на первых шагах развития ядерной энергетики.

В первых ПГ АЭС с натриевым теплоносителем применялись усложненные многослойные поверхности теплообмена. Для своевременного предупреждения о начинающемся контакте Na с водой предусматривалась специальная система обнаружения неплотностей. На рис. 3.14 представлен элемент поверхности нагрева, составленной из U-образных кольцевых трубок. Кольцевой зазор соединен с ртутной камерой индикатора утечек. Передача тепла происходит через многослойную стенку с жидкой прослойкой (индикатор утечек). Аварийная ситуация определяется по изменению давления и появлению воды в ртутной камере. Индикатором утечек может быть и любая среда с большой теплопроводностью. Другой тип сложной поверхности нагрева представлен на рис. 3.15. Теплопередающая трубка составлена из двух трубок, соединенных плотной посадкой. На внешней поверхности внутренней трубки имеются каналы малого поперечного сечения, заполненные инертным газом. Эти каналы соединены с камерой инертного газа, который и является индикатором утечек. При разрыве внешней или внутренней трубки соответствующая среда с течением времени достигнет индикаторного канала. По давлению в камере и химическому составу газа индикатор утечек определит

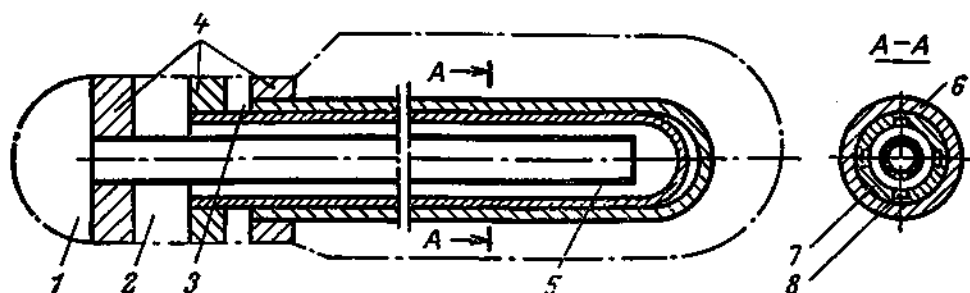


Рис. 3.15. Схема поверхности теплообмена из обратных элементов с двойными наружными трубками:

1 — входная камера теплоносителя; 2 — выходная камера теплоносителя; 3 — камера инертного газа; 4 — трубные доски; 5 — каналы, заполненные инертным газом; 6 — наружная трубка; 7 — внутренняя трубка; 8 — каналы, заполненные инертным газом

нарушение плотности. Многослойные поверхности нагрева дают практически абсолютную гарантию предотвращения контакта воды с натрием, но они сложны в изготовлении и весьма дорогостоящи. Решение о применении их должно приниматься с учетом анализа реальной опасности контакта воды и Na для реакторной установки. Нужно иметь в виду, что эффект взаимодействия Na с водой зависит от количества соприкасающихся веществ, а аварийные ситуации, как правило, начинаются с образования небольших неплотностей. Незначительные количества воды, попадающие в Na в первый период процесса, могут быть своевременно обнаружены, а повышение давления в натриевом контуре может быть ограничено предохранительными устройствами. При использовании трехконтурной схемы АЭС многослойные поверхности в ПГ нецелесообразны. Возможно, при малых мощностях установки следует применить двухконтурную схему и многослойные поверхности.

### § 3.4. КОНСТРУКЦИОННЫЕ СХЕМЫ ПГ С ГАЗОВЫМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

**Параметры ПГ.** Температура газовых теплоносителей на выходе из реактора ограничивается по условиям обеспечения надежной работы оболочек твэлов активной зоны (АЗ). Температура стенки твэла  $t_{ст}$  в любом сечении превышает температуру теплоносителя на определенную величину  $\Delta t$ , зависящую главным образом от интенсивности теплоотдачи от стенки твэла к теплоносителю. При использовании газовых теплоносителей она сравнительно мала, а значение  $\Delta t$  велико. Поэтому для каждого конкретного случая  $t'_{1}$  ограничивается значениями допустимой температуры оболочки твэла  $t_{ст}^{доп}$  на выходе активной зоны и  $\Delta t$  в этом сечении. Для повышения значения  $t'_{1}$  необходимо использование для оболочек материалов с высокими  $t_{ст}^{доп}$  и принятие мер по интенсификации теплообмена на границе стенка — газ. Естественно, что эти мероприятия должны соответствовать требованиям оптимальности АЗ реактора.

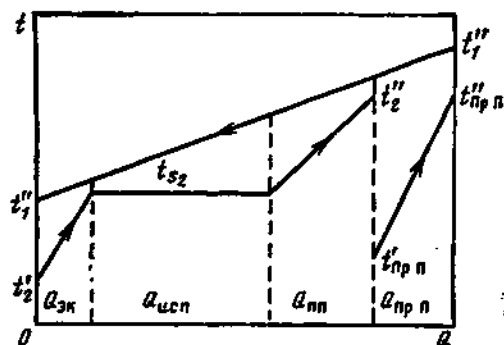
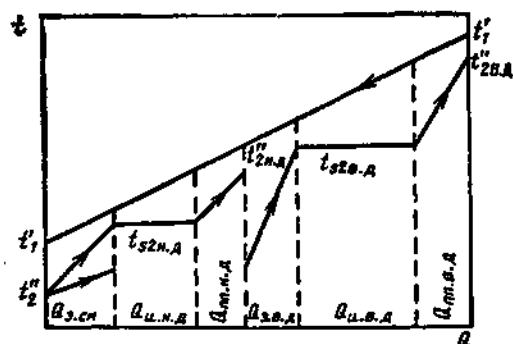


Рис. 3.16.  $t, Q$ -диаграмма ПГ, вырабатывающего пар двух давлений:

$Q_{э.см}$  — тепловая мощность смешанного экономайзера;  $Q_{н.н.д}$  — тепловая мощность испарителя низкого давления;  $Q_{п.н.д}$  — тепловая мощность пароперегревателя низкого давления;  $Q_{э.в.д}$  — тепловая мощность экономайзера высокого давления;  $Q_{н.в.д}$  — тепловая мощность испарителя высокого давления;  $Q_{п.в.д}$  — тепловая мощность пароперегревателя высокого давления;  $t_{2н.д}$  — температура насыщения пара низкого давления;  $t_{2н.д}'$  — температура перегретого пара на выходе из пароперегревателя низкого давления;  $t_{2в.д}$  — температура насыщения пара высокого давления;  $t_{2в.д}'$  — температура перегретого пара на выходе из пароперегревателя высокого давления.

Рис. 3.17.  $t, Q$ -диаграмма ПГ с промежуточным перегревом пара:

$Q_{э.н}$  — тепловая мощность экономайзера;  $Q_{исп}$  — тепловая мощность испарителя;  $Q_{сп}$  — тепловая мощность основного пароперегревателя;  $Q_{ПрП}$  — тепловая мощность промежуточного пароперегревателя;  $t_{2н.д}$  — температура насыщения пара высокого давления;  $t_{2н.д}'$  — температура пара на входе в промежуточный пароперегреватель;  $t_{2н.д}''$  — температура пара на выходе из промежуточного пароперегревателя.

Применение в первых проектах Великобритании АЭС с газовыми теплоносителями хорошо освоенных к тому времени материалов оболочек твэлов типа магнокс при ограниченном давлении газа (не более 2 МПа) при использовании в АЗ естественного урана дало возможность получить  $t_1' = 450^\circ\text{C}$ . Применение оболочек твэлов из нержавеющей стали при обогащенном уране и повышении  $p_1$  до 5 МПа и выше дает возможность повышения  $t_1'$  до  $650^\circ\text{C}$  даже с использованием  $\text{CO}_2$ . Переход при этих же условиях на гелиевый теплоноситель может повысить  $t_1'$  до  $700^\circ\text{C}$  и выше. Использование пористых твэлов из керметов и гелия более высокого давления позволяет надеяться получить  $t_1' \geq 850^\circ\text{C}$ .

В соответствии с вышеизложенным АЭС и ЯЭУ технологического назначения с газовыми теплоносителями могут быть осуществлены с любыми параметрами рабочего тела (низкими, средними, высокими, закритическими). Целесообразным также является и возможность рассмотрения установок с газотурбинным циклом.

На рис. 3.16 представлена  $t, Q$ -диаграмма АЭС с реакторами, охлаждаемыми  $\text{CO}_2$  сравнительно низких параметров:  $p_1 = 0,76$  МПа;  $t_1' \leq 400^\circ\text{C}$ , охлаждение теплоносителя в ПГ  $\delta t = t_1' - t_1'' = 200^\circ\text{C}$  (АЭС «Колдер-Холл» и др., Великобритания). Для этих условий оказался наиболее приемлемым паросиловой цикл низкого давления, но с существенным перегревом пара. При

Таблица 3.3. Параметры ПГ с газовым теплоносителем

АЭС, страна	Тепло- носитель	Параметры газа			Параметры пара	
		$p_1$ , МПа	$t'_1$ , °C	$t''_1$ , °C	$p_2$ , МПа	$t''_2$ , °C
«Колдер-Холл» (Великобритания)	CO <sub>2</sub>	0,76	340	135	1,45*	310*
«Хинкли-Пойнт-А» (Великобритания)	CO <sub>2</sub>	1,3	374	180	4,5*	362*
«Уилфа» (Великобритания)	CO <sub>2</sub>	2,62	414	247	4,9*	401*
EDF-4 (Франция)	CO <sub>2</sub>	2,2	400	220	3,5*	390*
«Данджнесс-Б» (Великобритания)	CO <sub>2</sub>	3,38	675	320	16,2	565
«Хартлпул» (Великобритания)	CO <sub>2</sub>	4,15	648	286	16,3	538
«Форт-Сент-Врейн» (США)	He	4,7	785	400	16,3	538
Великобритания	He	5,5	750	300	17,0	541
США	He	3,06	800	380	24,0	565

\* Указаны параметры пара ступени высокого давления.

этом выявилась также возможность повышения экономичности АЭС за счет осуществления еще одного цикла, но более низкого по сравнению с основным давлением пара (пар пониженного давления направляется в промежуточную ступень турбины).

При  $t'_1$  в пределах до 450 °C целесообразно рассматривать циклы среднего давления с  $p_2 \approx 4 \div 6$  МПа и  $t''_2 \approx 410$  °C. Для таких установок сохраняется технико-экономическое преимущество цикла двух давлений. Для более высоких параметров использование циклов с двумя давлениями нецелесообразно. При увеличении температуры  $t'_1$  до 650 °C могут рассматриваться паротурбинные циклы сверхвысоких и закритических параметров с промежуточным перегревом пара  $p_2 = 16 \div 24$  МПа,  $t''_2 = 650$  °C, что даст возможность ориентироваться на стандартное оборудование ТЭС.

$t$ ,  $Q$ -диаграмма для ПГ, вырабатывающего пар высоких и сверхвысоких параметров, представлена на рис. 3.17.

Основные параметры некоторых ПГ, обогреваемых газовыми теплоносителями, представлены в табл. 3.3. Как видно из таблицы, диапазон изменения давления газа для представленных в ней АЭС изменяется от 0,7 до 6 МПа, и их трудно разделить на группы с высоким и низким давлением.

Влияние параметров газа на конструкционные схемы ПГ несомненно. Условно отнесем к группе с низким давлением газа ПГ с  $p_1 \leq 2$  МПа и  $t'_1 \leq 450$  °C, а остальные ПГ — к группе с высоким давлением газа (высокотемпературные). Разрабатываемые в настоящее время проекты АЭС с реакторами на быстрых нейтронах с гелиевым теплоносителем предполагают  $p_1$  до нескольких десятков мегапаскалей.

**Конструкционные схемы.** Теплообмен между газовым теплоносителем и поверхностью нагрева ПГ происходит в основном за

счет конвекции с низкими коэффициентами теплоотдачи. Теплоотдача за счет излучения может иметь место только при использовании многоатомных газов достаточно высокой температуры. Например для  $\text{CO}_2$  при  $t_1 < 600^\circ\text{C}$  доля излучаемого тепла невелика.

Следовательно, для ПГ высокой единичной производительности потребуются поверхности нагрева весьма больших площадей. Это заставляет изыскивать меры интенсификации теплоотдачи от газа к стенке поверхности нагрева. Как известно, прямым путем интенсификации конвективного теплообмена является увеличения скорости движения теплоносителя. В реакторном контуре могут применяться только абсолютно чистые газы, не содержащие твердых частиц, поэтому приемлемые скорости теплоносителя в контуре определяются только технико-экономическими соображениями по допустимым затратам на перекачку. Достижимые с этих позиций скорости теплоносителя при низких и средних давлениях не дают заметного повышения коэффициента теплоотдачи.

Поэтому следует использовать второй путь интенсификации теплоотдачи — конструкционный. Он заключается в применении развитых с помощью оребрения или ошиповки поверхностей, соприкасающихся с газовым теплоносителем. Это мероприятие дает положительный эффект, если выполнены все остальные условия, определяющие наиболее рациональную систему передачи тепла (противоток, поперечное омывание пакетов поверхности нагрева, выполненных из труб возможно меньших диаметров, и др.).

При рассмотрении конструкционных схем ПГ, обогреваемых жидкими теплоносителями, были указаны основные типы поверхностных рекуперативных теплообменников. Целесообразно рассмотреть, какие из них могут быть применены и при использовании газовых теплоносителей.

При применении в первом контуре газов умеренных давлений имеет место условие  $p_2 > p_1$  (или эти давления близки друг к другу). Вместе с этим следует учесть и то обстоятельство, что расход газа существенно превышает расход рабочего тела, поэтому проще получить оптимальные скорости теплоносителя при движении его в межтрубном пространстве, нежели по трубам (живое сечение трубного пакета в межтрубном пространстве существенно больше живого сечения внутритрубного пространства). Движение газа в межтрубном пространстве — единственная возможность осуществить поперечное омывание трубных пучков (целесообразно при более высокой интенсивности теплоотдачи). Наконец, внешняя поверхность труб более легко может быть развита за счет оребрения или ошиповки.

Все перечисленные обстоятельства говорят о том, что ПГ, обогреваемые газовыми теплоносителями умеренных давлений, должны выполняться с движением рабочего тела по трубкам и движением газа в межтрубном пространстве (водотрубная конструкция). Движение теплоносителя в межтрубном пространстве поверхности нагрева делает более легким объединение всех элементов ПГ в

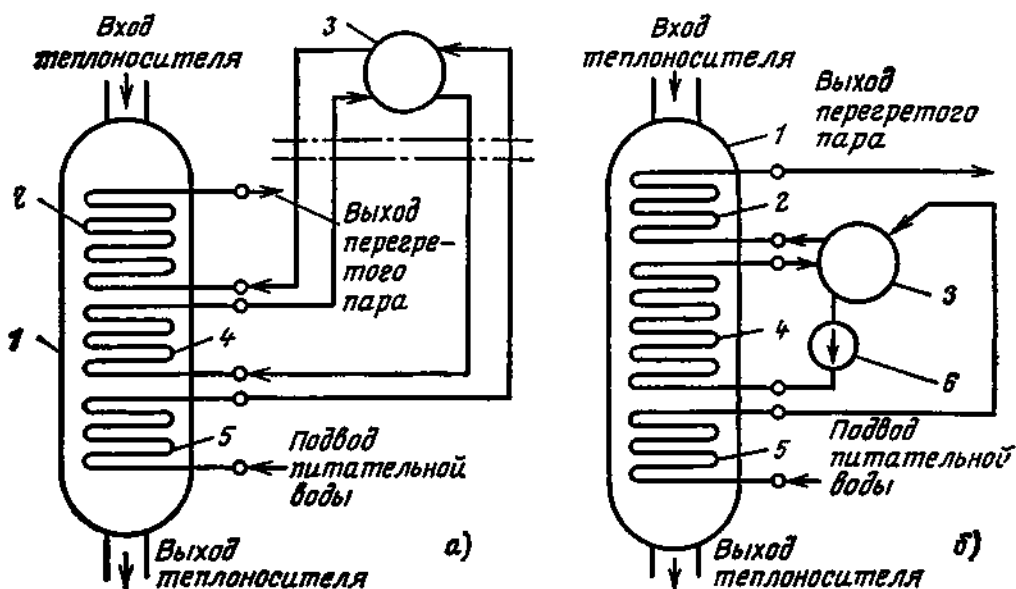


Рис. 3.18. Схемы ПГ со змеевиковыми поверхностями теплообмена с естественной циркуляцией (а) и с многократно-принудительной циркуляцией (б): 1 — корпус ПГ; 2 — пароперегреватель; 3 — сепарационный барабан; 4 — испаритель; 5 — водяной экономайзер; 6 — насос принудительной циркуляции

одном корпусе. Ограниченность диаметра корпуса и необходимость расположения в нем больших площадей поверхностей нагрева приводит к значительной длине его. Очевидно, что цилиндрические агрегаты с таким соотношением размеров более целесообразно на площадке АЭС располагать вертикально. При выборе взаимного направления движения теплоносителя и рабочего тела следует исходить из того, что в элементах ПГ движение рабочего тела должно быть подъемным (особенно это обязательно для испарителя и экономайзера — облегчение отвода растворенных газов и пара). Следовательно, требование противотока однозначно определяет необходимость движения теплоносителя сверху вниз. При применении в качестве теплоносителей газов существенно повышенных давлений и температур интенсивность теплообмена будет выше за счет возможного увеличения массовых скоростей, а для многоатомных газов и за счет некоторого увеличения доли лучистого теплообмена на входных участках ПГ. Все это приведет к уменьшению поверхности теплообмена. Но все же она будет существенно выше, чем для ПГ с жидкими теплоносителями.

Из изложенного видно, что ПГ, обогреваемые газами, более целесообразно выполнять в виде вертикального водотрубного теплообменного аппарата со змеевиковой поверхностью и противоточным движением теплоносителя и рабочего тела. Все элементы по возможности следует располагать в одном корпусе башенного типа.

По принципу циркуляции рабочего тела в испарителе ПГ может быть прямоточным (см. рис. 3.9, 3.12), с естественной циркуляцией (рис. 3.18, а) и с многократной принудительной циркуляцией (рис. 3.18, б).

Естественная циркуляция в змеевиковых поверхностях затруднительна. Для получения достаточных движущих сил необходима значительная высота циркуляционного контура. ПГ, вырабатывающий пар двух давлений, представлен на рис. 4.27. Последовательность расположения поверхностей теплообмена в ПГ может отличаться от представленной на рис. 4.27. В частности, пароперегреватель низкого давления может быть перемещен в зону высоких температур газа и установлен вслед за перегревателем высокого давления или же они могут быть выполнены в виде одного смешанного трубного пучка.

Башенные конструкции ПГ имеют большой недостаток — значительные размеры корпусов. Для исключения этой дорогостоящей и нетранспортабельной конструкции возможно разукрупнение единого агрегата на большое число секций, как это, в частности, было сделано в ПГ АЭС EDF-1 (Франция). Схема этого ПГ представлена на рис. 3.19.

Преимущество такой схемы — малый диаметр секций, а также ввод и вывод теплоносителя и рабочих сред, осуществляемые через днища. Корпус состоит из двух частей. В нижней части расположены элементы низкого давления, а в верхней части — высокого. Экономайзеры и пароперегреватели выполнены из концентрических спиральных змеевиков. Испарители состоят из вертикальных цилиндрических барабанов (диаметр 0,3, длина 7,6 м), к которым присоединены вертикальные концентрически расположенные оребренные трубы.

Испарительная поверхность теплообменника омывается газом, движущимся продольно. Движение рабочей среды в испарителе происходит за счет естественной циркуляции. Единичная мощность одной секции (при высоте 27,5 м) меньше 1 МВт. Для мощных ПГ с газом высоких давлений и высоких температур применение башенной конструкции типа представленной на рис. 4.27 практически невозможно из-за большой толщины корпуса и ненадежной его работы в зоне высоких температур. Такая же проблема при изготовлении и транспортировке корпуса возникает, естественно, и для реакторов АЭС с высокотемпературным газовым теплоносителем. Поэтому в настоящее время мощные АЭС с газовыми теплоносителями высоких давлений и температур оборудуются реактором с корпусом из предварительно напряженного железобетона, способным выдерживать давления 6 МПа и более.

Размеры корпуса значительны — высота до 36, диаметр до 29 м. Все оборудование первого контура, включая ПГ и газодувки, расположено внутри железобетонного корпуса (так называемое интегральное расположение оборудования). Внутри корпус облицован стальной оболочкой небольшой толщины — до 30 мм. ПГ такой АЭС разбит на 8—12 секций паропроизводительностью 50—70 кг/с каждая, которые располагаются либо в кольцевом зазоре между реактором и корпусом, либо внутри ячеек в стенке бетонного корпуса (рис. 3.20). Данная конструкция является, по видимому, наиболее удачной, так как позволяет уменьшить диа-

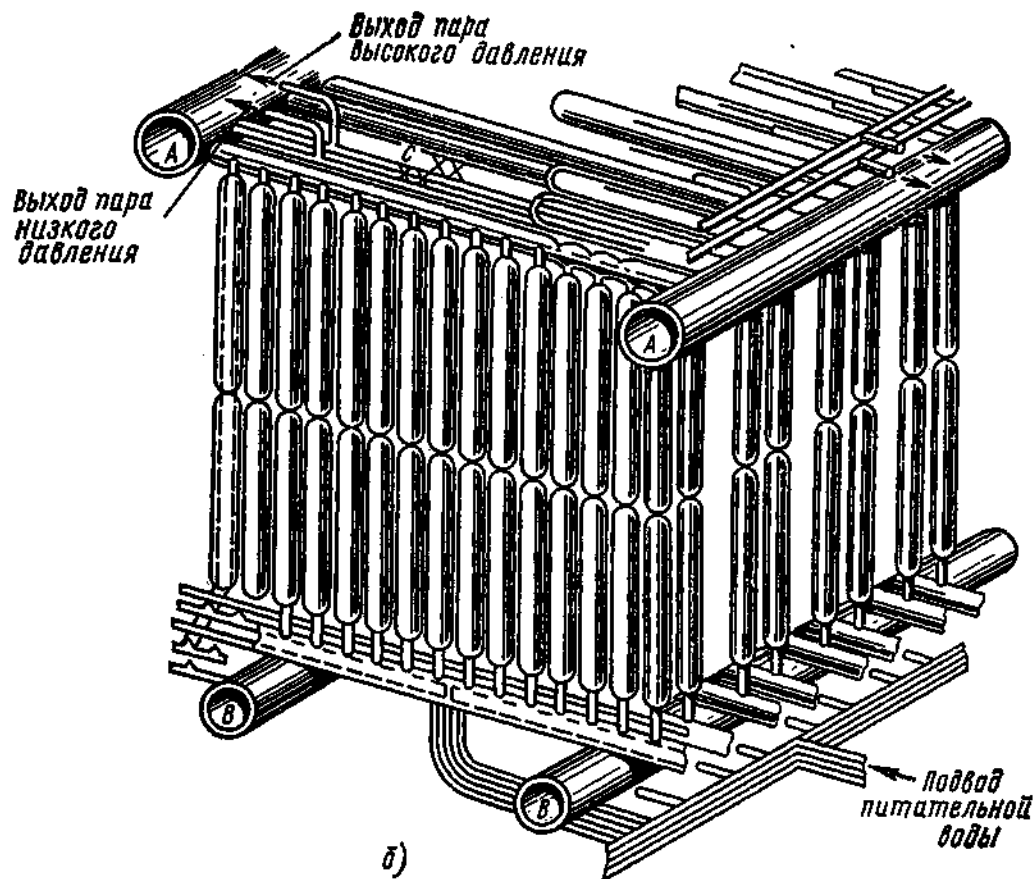
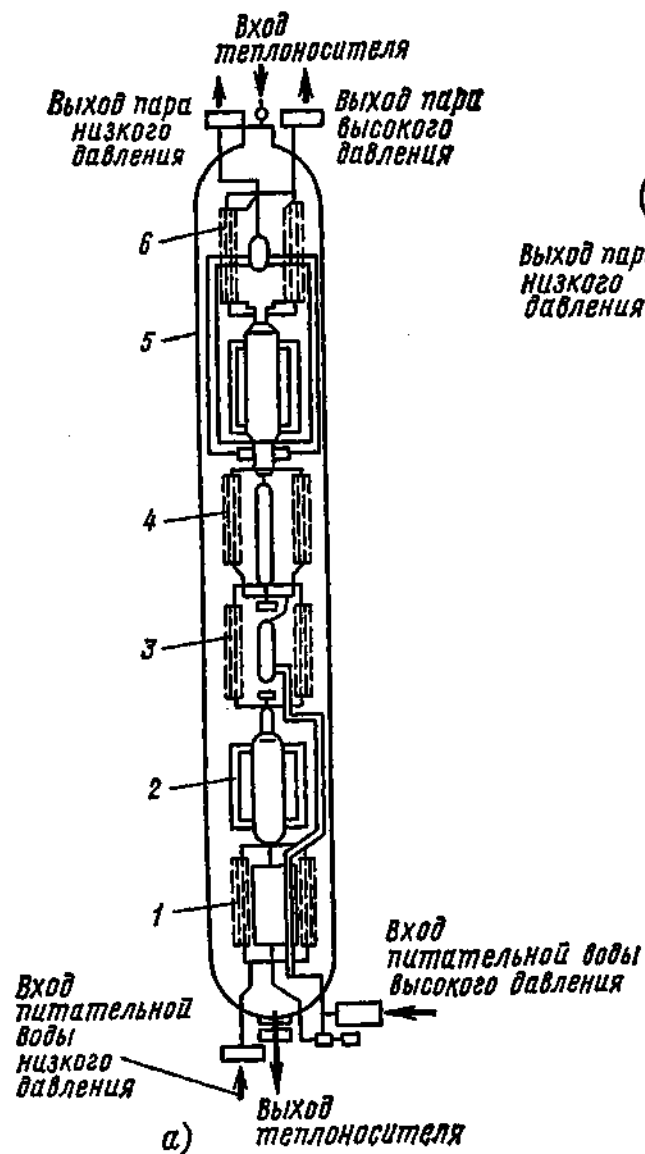


Рис. 3.19. Схема секционного ПГ с газовым теплоносителем:

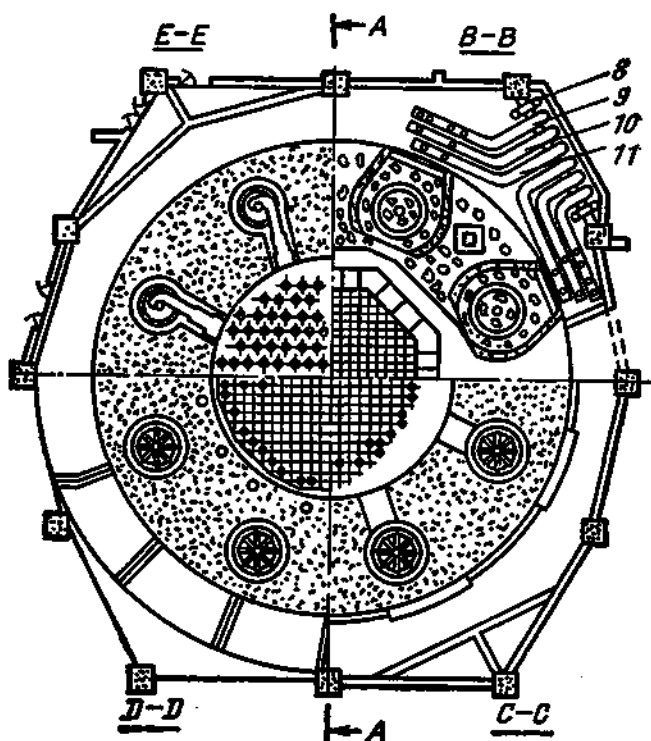
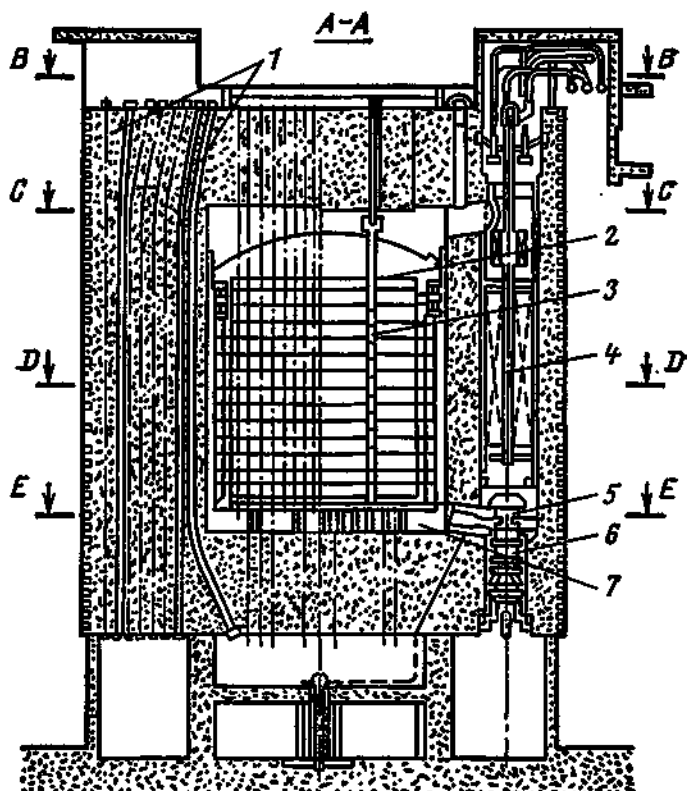
секция ПГ (а): 1, 2, 3 — соответственно экономайзер, испаритель, пароперегреватель низкого давления; 4, 5, 6 — соответственно экономайзер, испаритель, пароперегреватель высокого давления; компоновка секций (б): А — раздающие трубопроводы теплоносителя; В — собирающие трубопроводы теплоносителя

Рис. 3.20. Расположение ПГ на АЭС с интегральной компоновкой оборудования:

1 — предварительно напряженный бетон; 2 — защитная пробка; 3 — твэл; 4 — ПГ; 5 — циркуляционная газодувка; 6 — мотор; 7 — ввод  $\text{CO}_2$ ; 8 — подвод питательной воды; 9 — выход острого пара; 10 — выход пара из промежуточного пароперегревателя; 11 — вход пара в промежуточный пароперегреватель

метр бетонного корпуса. Прямоточные ПГ с поверхностью теплообмена, выполненной из оребренных плоских или многозаходных винтовых змеевиков, целиком изготавливаются и испытываются на заводе. Монтируются они в ячейках корпуса реактора, располагаясь над газодувками.

Для ПГ с высоким давлением газов может оказаться приемлемой также конструкция по типу пучок труб в трубе. Достоинство такого ПГ — отсутствие корпуса высокого давления. Его поверхность нагрева по сравнению со змеевиковой дает большую свободу в выборе принципа циркуляции в испарителе. ПГ с многократной принудительной циркуляцией и циклом двух давлений дан на рис. 4.32. Схема с естественной циркуляцией отличается от последней отсутствием циркуляционного насоса в испарителях.



# КОНСТРУКЦИИ ПГ

## § 4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПГ

В настоящее время еще нет достаточных данных для однозначного выбора конкретных конструкций как ПГ в целом, так и отдельных его элементов. Это относится и к ПГ, обогреваемым водой под давлением, несмотря на длительный опыт их изготовления и эксплуатации. Если для относительно умеренных единичных мощностей (тепловая мощность 750—800 МВт) созданы надежные экономичные ПГ (типа ПГ на Нововоронежской АЭС), которые можно считать уже стандартными для АЭС с реакторами ВВЭР-440 и ВВЭР-1000, работающими на насыщенном паре, то для более высоких мощностей и при использовании слабого перегрева такой ясности еще нет. Что же касается АЭС с другими теплоносителями, то для них имеет место практически индивидуальное проектирование каждого агрегата, в том числе и ПГ.

При проектировании ПГ в качестве исходных принимаются следующие данные: параметры и вид теплоносителя, параметры пара и питательной воды, принцип движения теплоносителя во всех элементах ПГ и рабочего тела в пароперегревателе и экономайзере, взаимное направление движения теплоносителей. Все остальные факторы, необходимые для создания ПГ, должны выбираться на основе технико-экономического анализа.

В табл. 4.1 представлены возможные варианты конструкционного исполнения ПГ и его узлов, в соответствии с которыми можно проводить классификацию ПГ и их элементов.

Таблица 4.1. Варианты конструкционного исполнения ПГ

Способ омывания поверхности теплообмена	Конфигурация поверхности теплообмена	Расположение ПГ (элементов) в здании	Конфигурация корпуса
1. Теплоноситель в трубках ( $p_1 > p_2$ )	Змеевики: а) плоские б) винтовые в) спиральные	Горизонтальное Вертикальное	Прямой U-, L-, П-образный
2. Теплоноситель в межтрубном пространстве ( $P_1 < P_2$ )	Трубки: а) U-образные б) L- и П-образные Труба в трубе Пучок труб в трубе Обратные элементы		Комбинированный (прямой с разными диаметрами) по длине

## § 4.2. КОНСТРУКЦИИ ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ВОДОЙ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Первым ПГ АЭС, вступившим в промышленную эксплуатацию, является ПГ Первой АЭС. Принятые параметры теплоносителя и пара определили его многокорпусность. Он состоит из последовательно включенных пароперегревателя, испарителя и экономайзера (рис. 4.1). Пароперегреватель и экономайзер имеют одинаковую конструкцию (рис. 4.2). Корпус ( $\varnothing 273$  мм) имеет U-образную форму.

Поверхность теплообмена набрана из 55 U-образных трубок 4 диаметром 22 мм. Рабочее тело (пар или вода) проходит в межтрубном пространстве, продольно омывая поверхности теплообмена. Для достижения нужных скоростей прямые участки каждой трубки поверхности теплообмена заключены в трубки-чехлы, т. е. на прямых участках рабочее тело проходит по кольцевым каналам. Трубки крепятся к трубным доскам при помощи развальцовки и обварки.

Для снижения в трубных досках температурных напряжений и исключения возможности их пульсаций (при изменениях  $t'_2$ ) установлены перегородки 2, создающие застойные зоны. Все элементы, соприкасающиеся с первичным теплоносителем (раздающая и собирающая камеры 1, трубки 4) выполнены из стали 12X18H9T, U-образный корпус 3 и патрубки рабочего тела — из углеродистой стали.

Продольные разрезы испарителя представлены на рис. 4.3. В корпусе объединены производство и сепарация пара. Для обеспечения равномерного выхода пара в сепарационный объем под уровнем воды установлен щит с отверстиями (дроссельный щит). Поверхность теплообмена расположена в водяном объеме и пред-

Количество корпусов (компоновка элементов)	Принцип движения рабочей среды в испарителе	Система сепарации пара в испарителях с многократной циркуляцией
Однокорпусный	Естественная циркуляция	1. Производство пара и сепарация в одном корпусе 2. Сепарация пара в отдельном корпусе
Многокорпусный	Многократная принудительная циркуляция	Для 1) и 2): а) отсутствие механических сепараторов б) одноступенчатая механическая сепарация в) двухступенчатая механическая сепарация

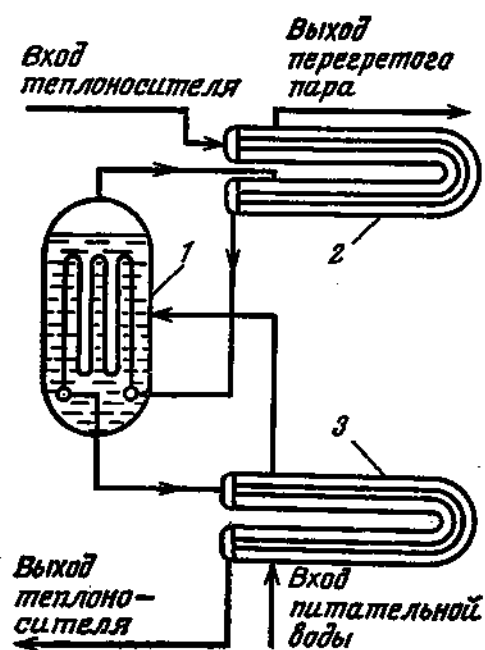


Рис. 4.1. Принципиальная схема ПГ Первой АЭС:

1 — испаритель; 2 — пароперегреватель; 3 — экономайзер

ставляет собой вертикальный трубный пучок из 36 плоских змеевиков диаметром 21 мм. Питательная вода из экономайзера вводится в верхнюю часть водяного объема.

Конструкционные материалы отдельных элементов испарителя выбраны по тем же критериям, что и для пароперегревателя и экономайзера.

При конструировании, изготовлении и эксплуатации ПГ Первой АЭС было апробировано несколько решений, которые в дальнейшем легли в основу создания современных отечественных ПГ. К таковым относятся: коллекторная раздача теплоносителя по трубкам поверхности нагрева, внутрикорпусная сепарация пара, изготовление поверхности нагрева из аустенитной нержавеющей стали, U-образные трубки и корпуса и др.

Несколько другие конструкционные решения были осуществлены в ПГ первых американских АЭС.

На рис. 4.4 представлены общие виды двух конструкций ПГ АЭС «Шиппингпорт» (США). ПГ вырабатывают насыщенный пар среднего давления. Экономайзерная поверхность в них объединена с испарительной, таким образом, ПГ состоит из одного элемента — испарителя. В обеих конструкциях теплоноситель движется по трубкам, производство пара осуществляется в межтрубном пространстве. Сепарация пара вынесена в отдельный барабан 1. Испаритель 2 соединен с сепарационным барабаном системой подъемных 3 и опускных 4 труб. Движение пароводяной смеси и воды в рабочем контуре происходит вследствие естественной циркуляции. Питательная вода подается в водяной объем сепаратора, где, контактируя с паром, нагревается за счет конденсации части его. Поэтому количество пара, произведенного в испарителе, больше, чем на выходе из сепаратора, на соответствующее значение. Осушенный в сепараторе пар (влажность около 0,2 %) отводится в верхней части барабана. Для хорошей осушки пара и обеспечения надежности циркуляции уровень воды в барабане автоматически поддерживается постоянным. Для уровнемера предусмотрены в паровом и водяном объемах барабана специальные штуцера 5.

Различие в конструкциях ПГ этой АЭС заключается в применении разных типов теплообменников-испарителей. В одном из них испаритель представляет собой теплообменник с прямым корпусом и прямыми трубками, в другом имеет U-образную поверх-

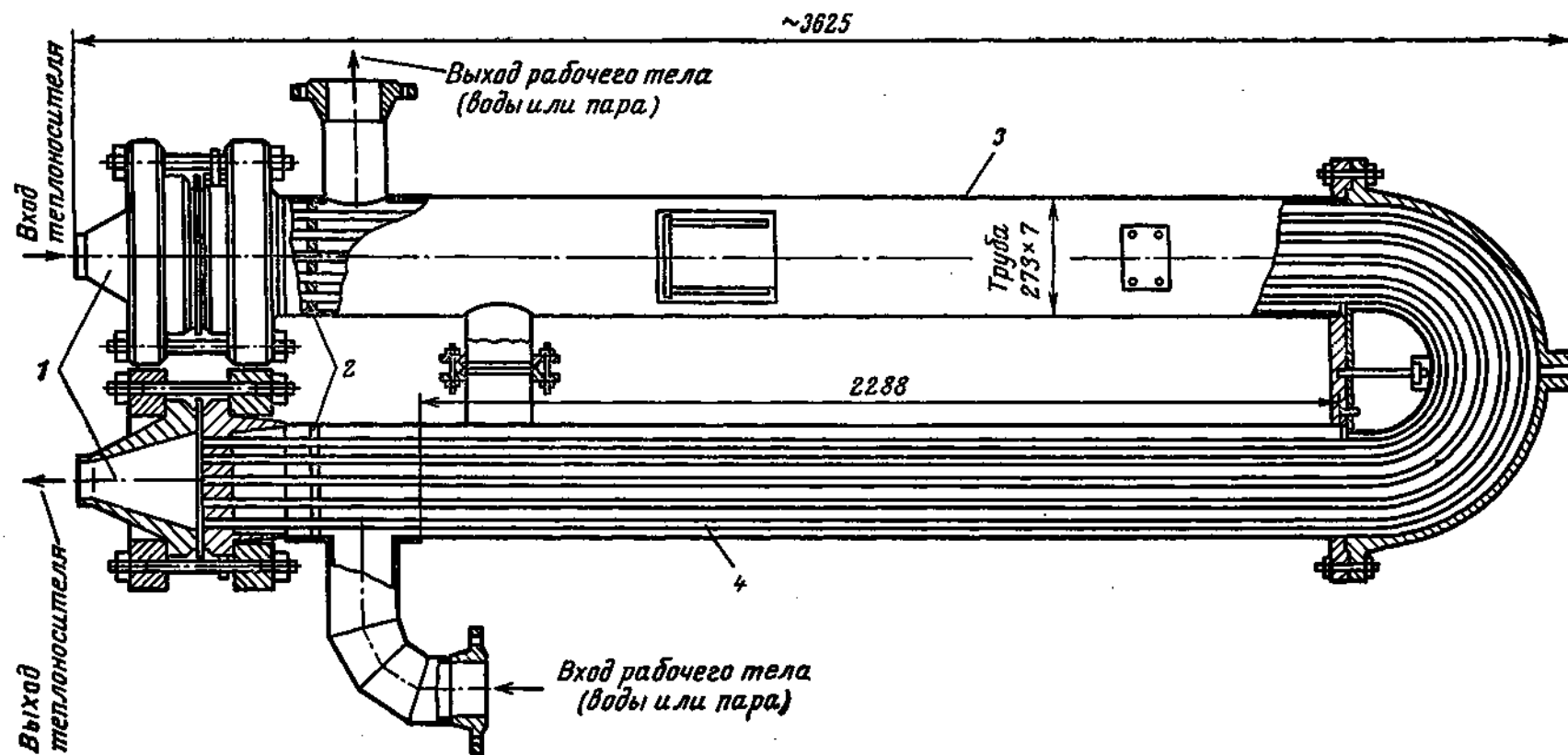


Рис. 4.2. Пароперегреватель (экономайзер) ПГ Первой АЭС

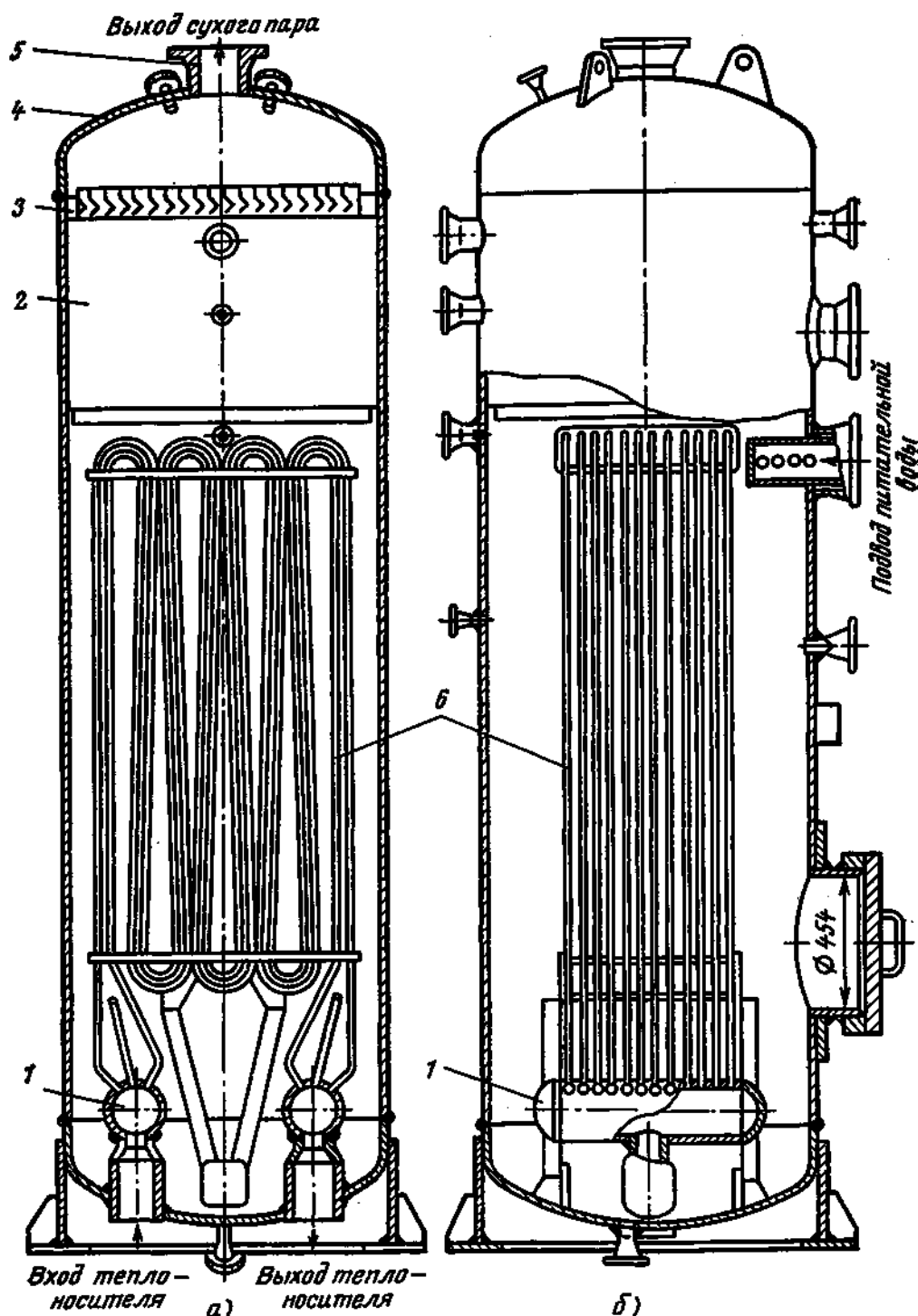


Рис. 4.3. Испаритель ПГ Первой АЭС (вид спереди а и вид сбоку б):  
 1 — коллекторы теплоносителя; 2 — сепарационный объем; 3 — жалюзийный сепаратор;  
 4 — корпус; 5 — патрубок выхода пара; 6 — поверхность теплообмена

ность и U-образный корпус. В соответствии с этим при одинаковых тепловых характеристиках ПГ имеют различные конструктивные характеристики. Основные из них приведены в табл. 4.2.

Основное преимущество испарителя с прямыми трубками и корпусом сводится только к большей простоте изготовления и монтажа. Для сведения температурных напряжений к допустимым

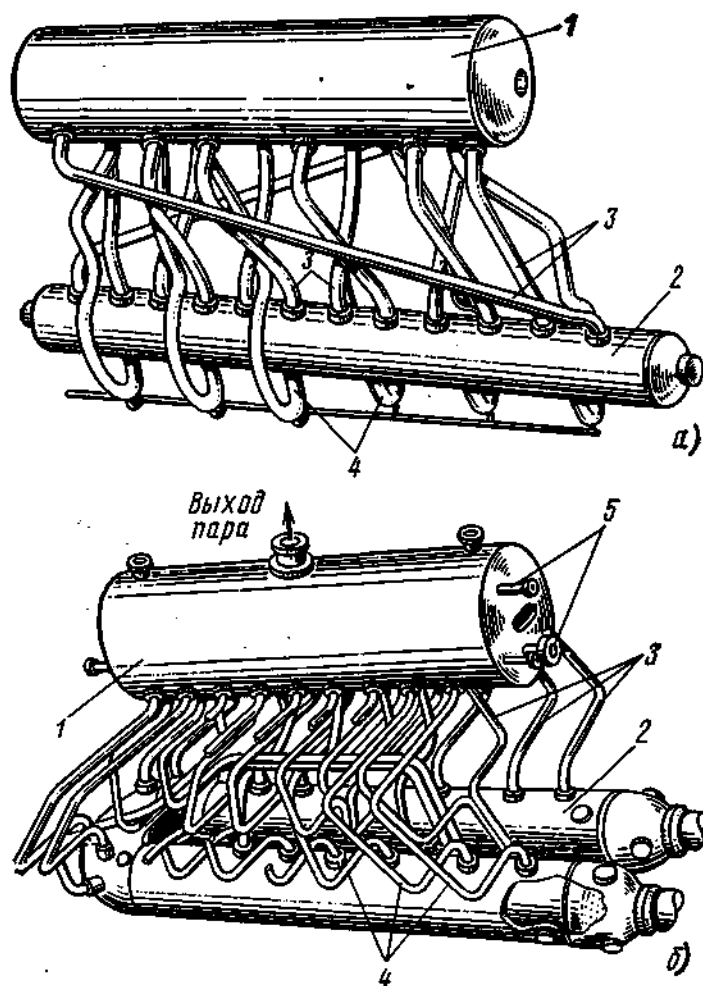


Рис. 4.4. Парогенераторы АЭС «Шиппингпорт» с прямыми (а) и с U-образными трубками (б)

Т а б л и ц а 4.2. Конструкционные характеристики ПГ АЭС Шиппингпорт (США)

Элемент ПГ и его характеристика	ПГ с U-образным испарителем	ПГ с прямым испарителем
Корпус испарителя:		
диаметр, м	0,97	1,07
длина, м	8,5	11
Поверхность теплообмена:		
диаметр трубок, мм	19	12,7
количество трубок	921	2096
толщина трубной доски, мм	210	146
Система сепарации и циркуляции:		
диаметр барабана, м	1,5	1,5
длина барабана, м	7,2	8
число подъемных труб	18	12
Диаметр подъемных труб, мм	127	200
Число опускных труб	14	6
Диаметр опускных труб, мм	100	200
Высота между центрами сепарационного барабана и корпуса испарителя, м	4,8	4,8

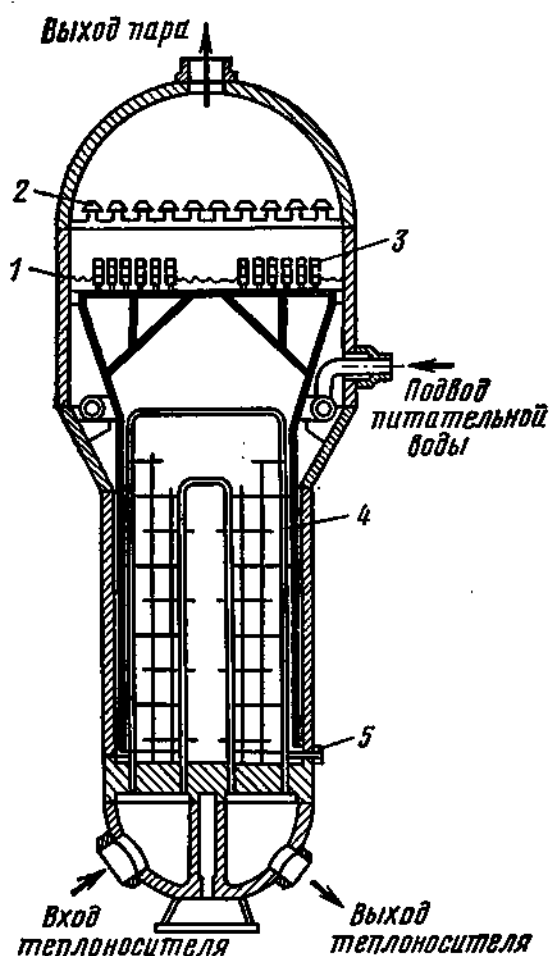


Рис. 4.5. Вертикальный ПГ насыщенного пара для АЭС с ВВЭР (США, ФРГ): 1 — уровень воды; 2 — жалюзийные сепараторы; 3 — центробежные сепараторы; 4 — трубный пучок; 5 — дренаж и продувка ПГ

значениям трубки поверхности теплообмена и корпус выполнены из одного и того же весьма дорогостоящего материала — аустенитной нержавеющей стали.

Только трубки поверхности теплообмена U-образного испарителя изготовлены из нержавеющей стали. Корпус и трубные доски выполнены из углеродистой стали. Благодаря U-образной форме поверхности теплообмена и корпуса температурные напряжения сведены к минимуму.

Подобные конструкции горизонтальных ПГ с вынесенным сепарационным объемом были осуществлены только на двух американских АЭС. В дальнейшем для мощных АЭС с водородными энергетическими реак-

торами была разработана конструкция однокорпусного вертикального ПГ (рис. 4.5).

ПГ изготовляют двумя отдельными секциями. В нижней секции расположена теплосылающая поверхность из U-образных трубок, изготовленных из нержавеющей стали или из сплава никеля, хрома и железа (сплав инконель-600). Трубы заделаны в трубные доски, которые со стороны первичного теплоносителя плакируются нержавеющей сталью. Приваренное к трубной доске сферическое днище разделено перегородкой на две части, образующие раздающую и собирающую камеры теплоносителя. К камерам приварены один входной и два выходных патрубка, а также патрубки люков-лазов.

В верхней секции ПГ располагаются сепарационные устройства. Первая ступень их образована сепараторами центробежного типа, вторая — жалюзийными сепараторами. Циркуляция рабочего тела в ПГ естественная. Опускной участок контура циркуляции образован корпусом ПГ и кожухом, в который заключена поверхность теплообмена. Производительность ПГ составляет 195—250 кг/с сухого пара давлением 4,8—5,2 МПа. Давление теплоносителя  $p_1 = 14,5 \div 15,5$  МПа, а температура на входе в ПГ и выходе из него соответственно 308—315 и 285—288 °С. Площадь поверхности теплообмена 2500—3000 м<sup>2</sup>.

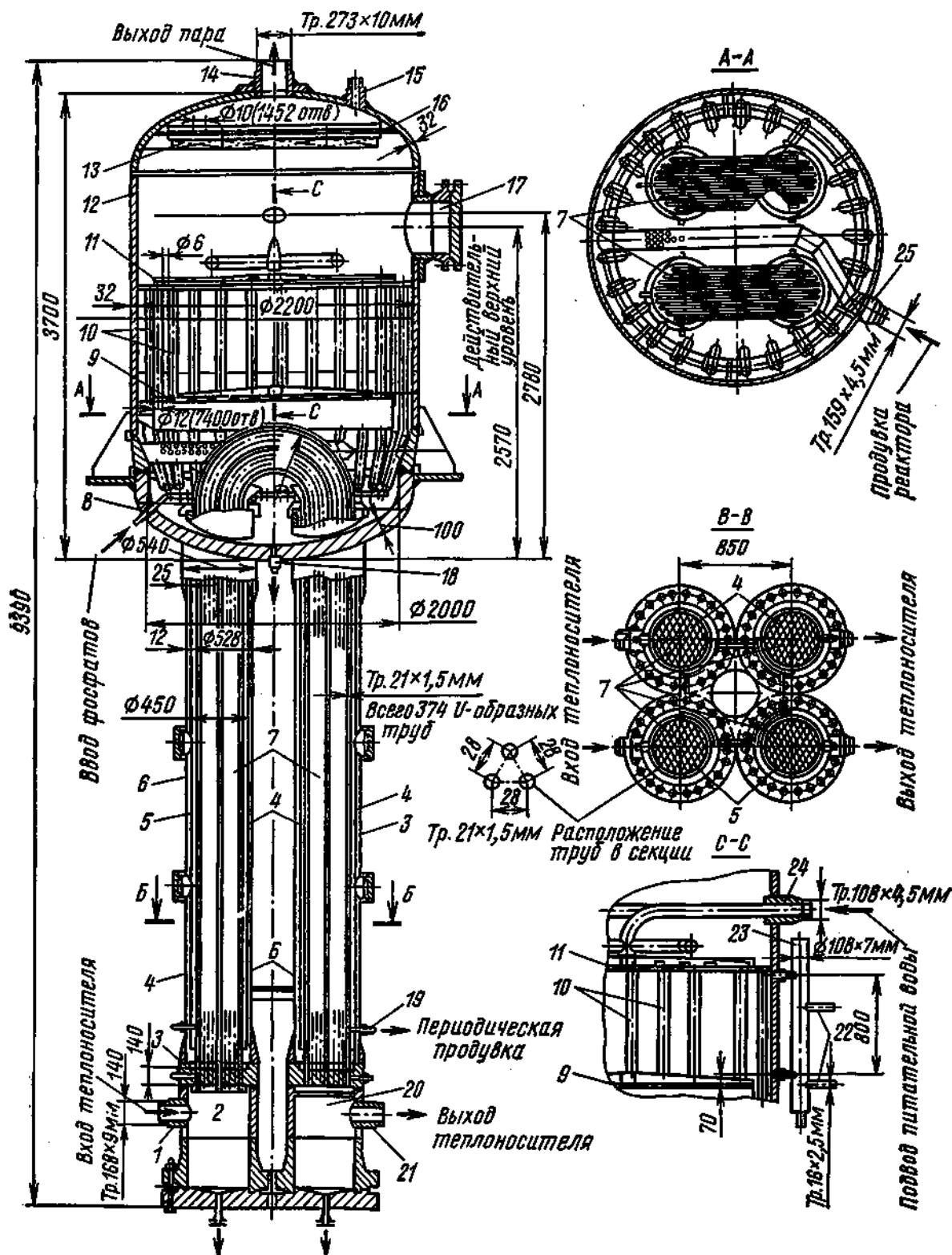


Рис. 4.6. ПГ установки НИИАР:

1, 21 — патрубки входа и выхода теплоносителя; 2, 20 — входные и выходные камеры теплоносителя; 3 — трубная доска теплообменника; 4 — опускные каналы; 5 — обечайка; 6 — корпус теплообменника; 7 — трубные пучки; 8 — штуцер ввода фосфатов; 9 — дырчатый погруженный щит; 10 — опускные трубы питательной воды; 11 — паропромысловое устройство; 12 — сепарационный барабан; 13 — жалюзийный сепаратор; 14 — паростоводящая труба; 15 — штуцер предохранительного клапана; 16 — пароприемный потолок; 17 — лаз; 18 — штуцер непрерывной продувки; 19 — штуцер периодической продувки; 22 — штуцера указателя уровня; 23 — успокоительная колонка; 24 — патрубок ввода питательной воды; 25 — штуцер ввода продувочной воды реактора

Дальнейшее развитие ПГ этого типа было направлено на увеличение тепловой мощности. Разработана конструкция ПГ производительностью около 420 кг/с. Диаметр такого ПГ равен 4200 мм, высота 20,5 м, площадь поверхности теплообмена 4100 м<sup>2</sup>, масса 330 т.

В ПГ такого типа достигнуто повышение паропроизводительности, однако не очень существенное. Как говорилось выше, не исключен возврат к схемам с вынесенным сепарационным объемом.

В качестве примера конструкции ПГ с вынесенным сепарационным объемом может быть рассмотрена разработанная в свое время для АЭС в Дмитровграде и Райнсберге (ГДР) (рис. 4.6).

Основными элементами ПГ являются два U-образных трубных пучка, включенных параллельно по теплоносителю, и сепарационный барабан. В ПГ шесть испарительных поверхностей: четыре вертикальные, расположенные в отдельных корпусах, и две U-образные, находящиеся в водяном объеме сепарационного барабана.

Движение пароводяной смеси и воды во всех испарителях происходит вследствие естественной циркуляции. В вертикальных испарителях предусмотрены опускные кольцевые каналы, образованные корпусом и специальной обечайкой. Подъем пароводяной смеси происходит в межтрубном пространстве. Отсепарированный в водяном объеме пар поступает в паровой объем сепаратора, высота которого здесь довольно велика — 2 м. Паровой объем разделен паропромывочным устройством на две примерно равные части. В первой части происходит гравитационная сепарация пара. Осушенный пар поступает в промывочное устройство, где отдает часть своих примесей промывочной (питательной) воде и выходит в следующую ступень парового пространства с заметно повышенной влажностью. Здесь пар еще раз осушает и поступает в жалюзийный сепаратор.

Питательная вода из паропромывочного устройства по специальным опускным трубам подается в глубину водяного объема. В связи с последовательным включением по теплоносителю испарителей одного трубного пучка они вырабатывают разное количество пара. Для выравнивания распределения пара по сечению сепаратора под уровнем воды установлен дырчатый погруженный щит. Все элементы ПГ, соприкасающиеся с первичным теплоносителем, выполнены из нержавеющей стали. Разделение поверхности теплообмена на отдельные части вызвано желанием уменьшить диаметры отверстий в днище сепарационного барабана, а также необходимостью разделения входных и выходных камер теплоносителя. В этом случае помимо уменьшения диаметра фланцевых соединений обеспечивается работа всей трубной доски при одинаковой температуре.

Большой интерес представляет многокорпусный ПГ Белоярской АЭС как вырабатывающий пар самого высокого давления по сравнению с ПГ других АЭС. Схема этого ПГ, состоящего из двух ступеней экономайзеров и испарителя, представлена на рис. 3.8, а конструкция его элементов — на рис. 4.7 и 4.8. Экономайзер пер-

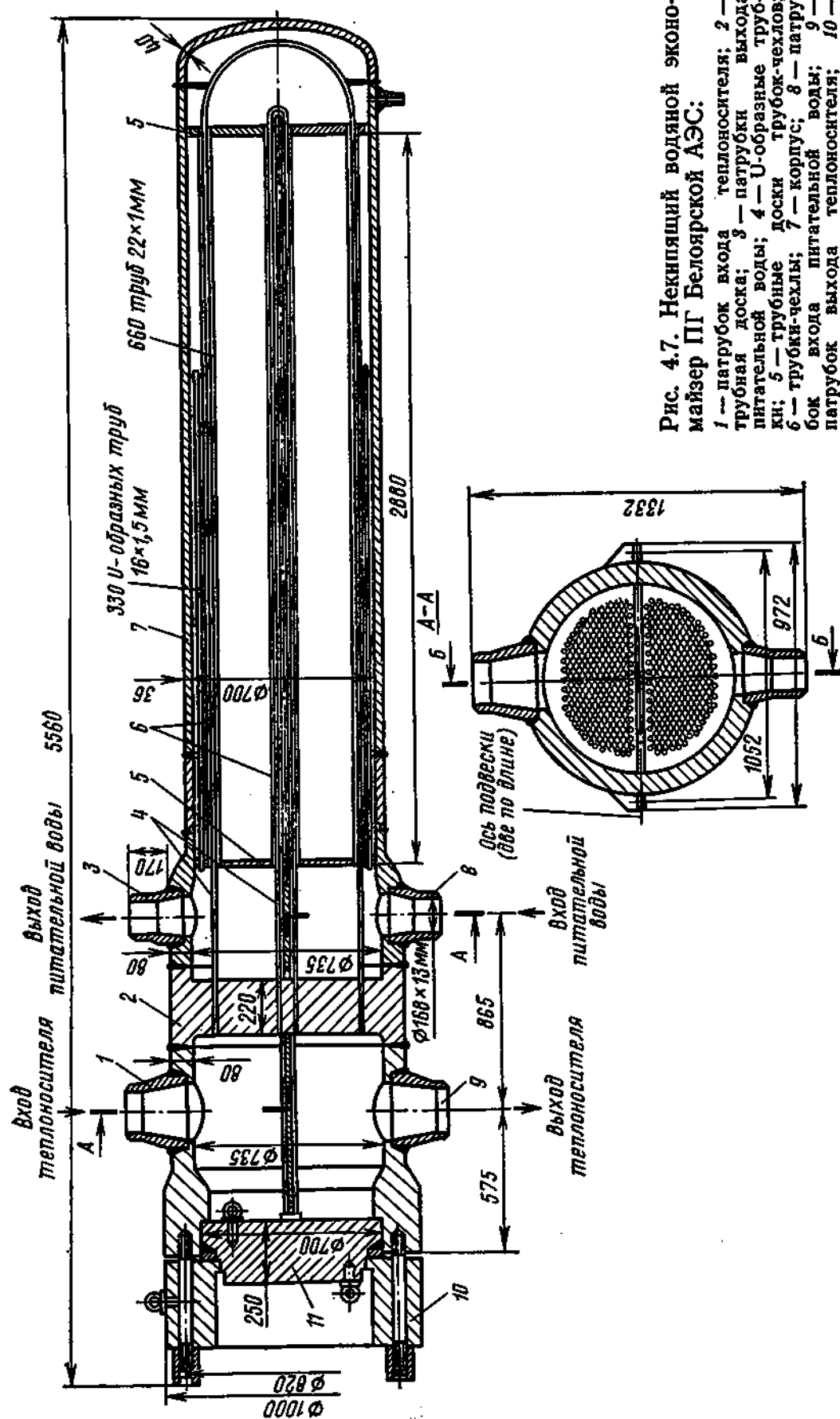
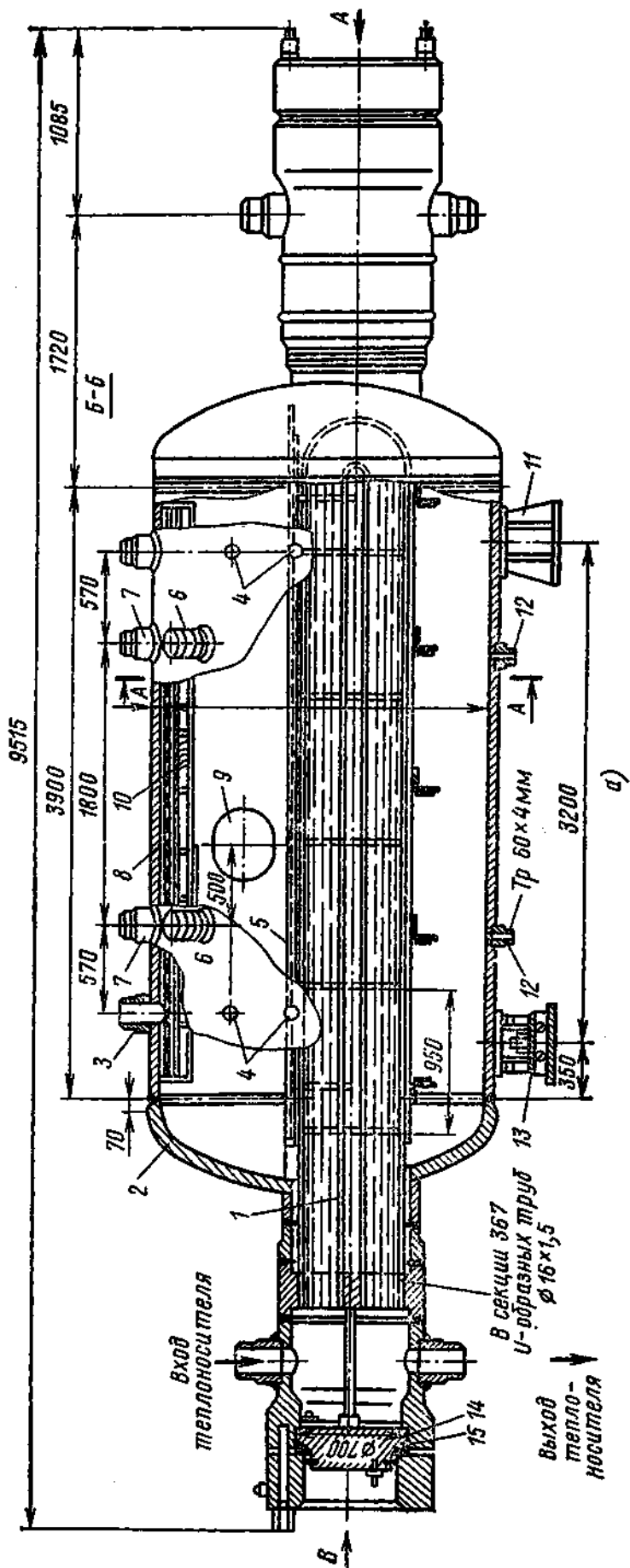


Рис. 4.7. Некипящий водяной экономайзер ПГ Белоярской АЭС:

1 — патрубок входа теплоносителя; 2 — трубная доска; 3 — патрубки выхода питательной воды; 4 — U-образные трубки; 5 — трубные доски трубок-чехлов; 6 — трубки-чехлы; 7 — корпус; 8 — патрубок входа питательной воды; 9 — патрубок выхода теплоносителя; 10 — фланец крышки; 11 — крышка камеры



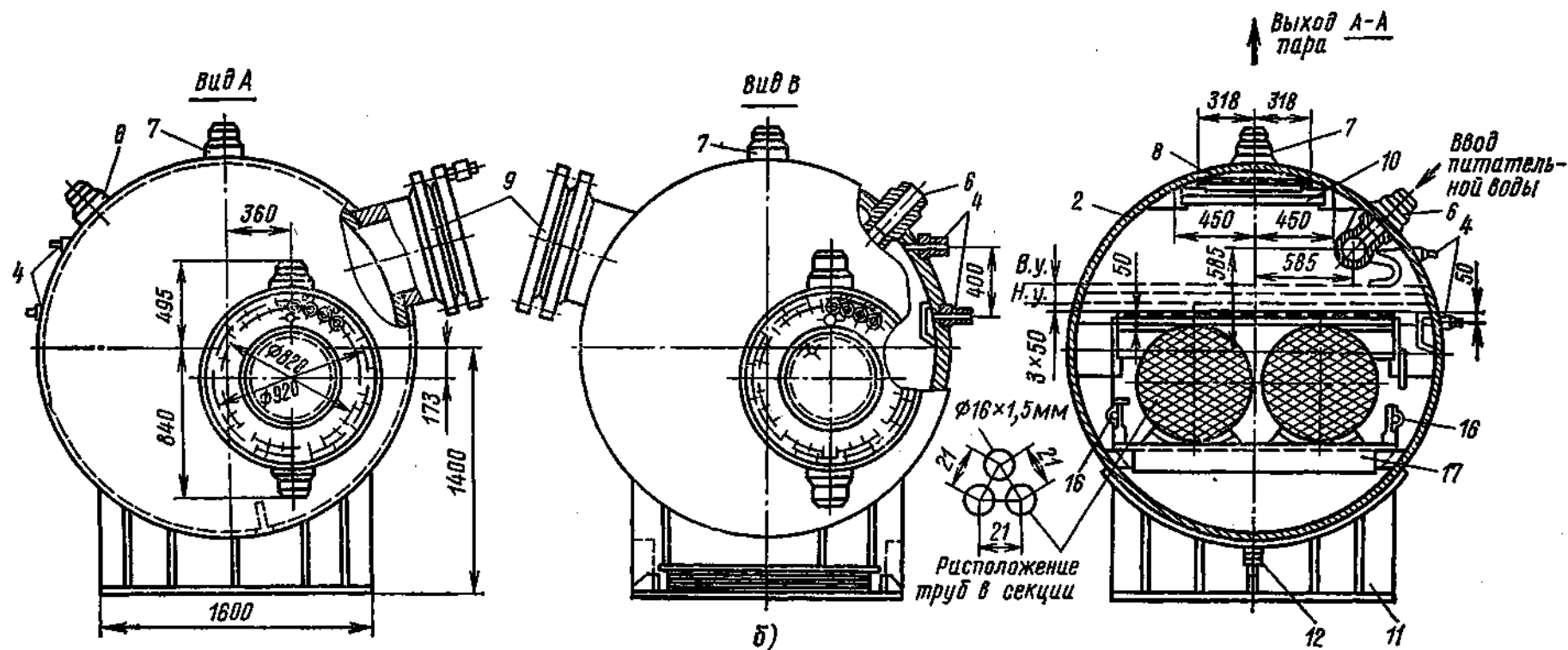


Рис. 4.8. Испаритель ПГ Белоярской АЭС:

1 — трубки поверхности теплообмена; 2 — корпус; 3 — патрубок для предохранительного клапана; 4 — штуцера указателя уровня; 5 — дырчатый погруженный щит; 6 — ввод питательной воды; 7 — паропроводящие трубы; 8 — пароприемный потолок; 9 — лаз; 10 — жалюзийный сепаратор; 11 — неподвижная опора; 12 — штуцера непрерывной продувки; 13 — подвижная опора; 14 — крышка камеры; 15 — прокладка; 16 — подача фосфатов; 17 — опорные балки

вой ступени является модификацией экономайзера Первой АЭС. Она заключается в замене U-образного корпуса прямым и совмещения раздающей и собирающей камер в одну, разделенную перегородкой.

Корпус теплообменника разделен трубной доской на две части: камеру первичного теплоносителя и камеру расположения поверхности теплообмена. Камера поверхности теплообмена выполнена из сравнительно тонкостенной обечайки (диаметр 700 и толщина 36 мм), имеющей эллиптическое днище. Камера первичного теплоносителя выполнена из толстостенных элементов. Толщина трубной доски 220, толщина крышки камеры 250, толщина обечайки камеры 80 мм. Почти все соединения сварные. Единственное разъемное соединение — крышка камеры. Такая конструкция не дает возможности заменять дефектные трубки, а позволяет только заглушить их. Поверхность теплообмена набрана из U-образных трубок. Для увеличения скорости воды в экономайзере, так же как и в экономайзере Первой АЭС, предусмотрено ее движение на прямых участках труб в кольцевом зазоре. Для установки трубчехлов здесь предусмотрены две специальные трубные доски. Для организации продольного движения полость теплообмена разделена продольной перегородкой.

Элементы, соприкасающиеся с первичным теплоносителем, выполнены из нержавеющей стали, остальные — из перлитной.

Теплообменник второй ступени водяного экономайзера имеет такое же конструктивное оформление. Некоторые отличия касаются в основном схемы подвода и отвода рабочей среды и организации ее движения в межтрубном пространстве. Эта ступень экономайзера — с кипящим потоком. Для лучшей организации гидродинамики кипящего потока принято вертикальное расположение теплообменника. Нагретая до температуры насыщения в первой ступени экономайзера питательная вода через подводящий штуцер поступает в нижнюю часть теплообменника. Пароводяная смесь выводится через трубопровод диаметром 219 мм в верхнем днище. Парообразование имеет место по всей поверхности теплообмена, поэтому скорость движения среды не оказывает влияния на коэффициент теплоотдачи. В связи с этим трубки-чехлы здесь отсутствуют. В остальном этот теплообменник подобен теплообменнику первой ступени.

Конструкция испарителя дана на рис. 4.8. В испарителе поверхность теплообмена разделена на два самостоятельных трубных пакета, вводимых в корпус через противоположные днища. Камеры теплоносителя присоединяются к корпусу через штуцера диаметром 820 мм. Конструкция камер такая же, как и экономайзера.

Пароводяная смесь из второй ступени экономайзера через два штуцера 6 подводится к горизонтальному перфорированному коллектору, расположенному над уровнем воды. При выходе из коллектора пароводяная смесь разделяется. Пар вместе с основным потоком, выработанным в трубах поверхностей теплообмена ис-

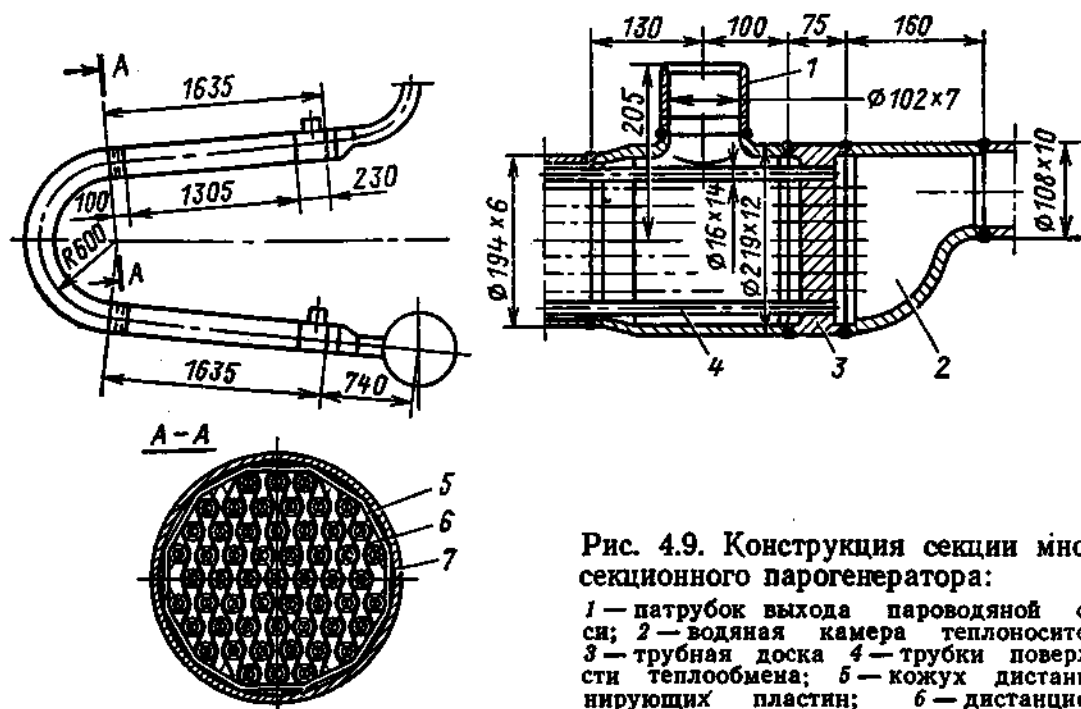


Рис. 4.9. Конструкция секции много-  
секционного парогенератора:

1 — патрубок выхода пароводяной смеси; 2 — водяная камера теплоносителя; 3 — трубная доска; 4 — трубы поверхности теплообмена; 5 — кожух дистанционирующих пластин; 6 — дистанционирующие пластины; 7 — корпус секции

парителя, через жалюзийный сепаратор отводится в паропровод, а вода стекает в водяной объем.

Греющая среда в испарителе — насыщенный пар, конденсирующийся внутри труб поверхностей теплообмена, следовательно, теплообмен в них происходит при постоянном по всей поверхности температурном напоре. Поэтому количество производимого пара постоянно по всей длине поверхности. Однако вследствие того, что форма пучков круглая, производство пара по ширине испарителя неодинаково. Поэтому для выравнивания скоростей паровых потоков на выходе в паровое пространство установлен дроссельный (дырчатый) щит. Циркуляция воды в испарителе естественная, опускное движение воды происходит в зоне, прилегающей к стенкам корпуса. В связи с этим дырчатый лист перекрывает не все сечение барабана, а только его часть, соответствующую размерам трубных пучков. Как и во всех установках с водным теплоносителем, материалом для деталей, соприкасающихся с водой первичного контура, является аустенитная нержавеющая сталь. Корпус выполнен из слаболегированной углеродистой стали перлитного класса в целях уменьшения толщины стенки корпуса.

Как указано в гл. 3, для ПГ с водным теплоносителем была предложена и секционная схема (см. рис. 3.7). На рис. 4.9 показана конструкция секции такого ПГ. Теплоноситель движется по трубам из нержавеющей стали, завальцованным в трубную доску, плакированную со стороны теплоносителя нержавеющей сталью. Пароводяная смесь продольно омывает поверхность теплообмена и через выходной патрубок направляется в подъемные трубы. Дистанционирование трубок осуществляется профильными дистанционирующими пластинами, приваренными к короткому кожуху.

Масса ПГ, спроектированного для параметров, соответствующих

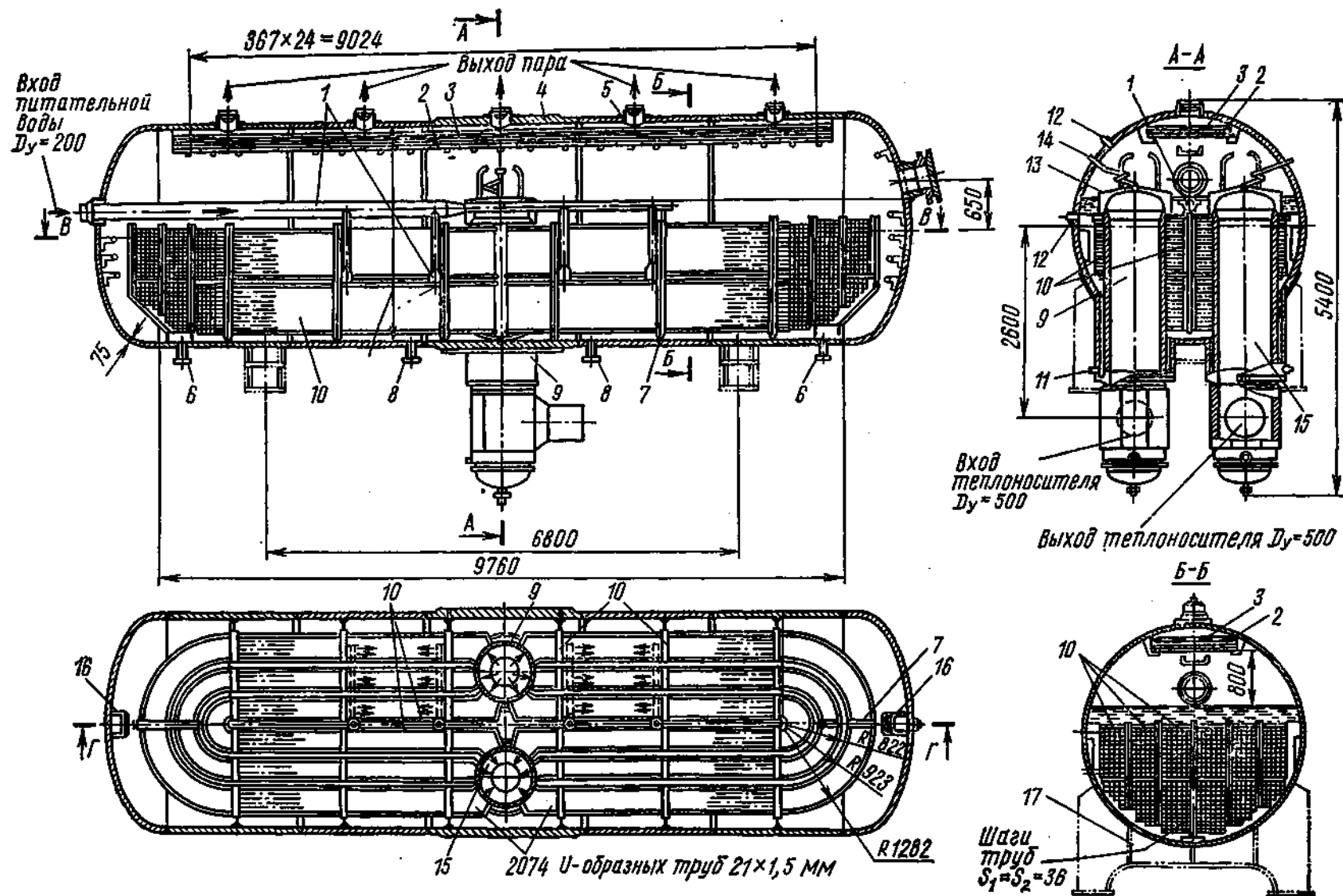


Рис. 4.10. Парогенератор I блока НВАЭС:

1 — труба подачи питательной воды; 2 — жалюзийный сепаратор; 3 — пароприемный потолок; 4 — корпус; 5 — паростводящие трубки; 6, 8 — штуцера непрерывной и периодической продувки; 7 — опоры трубок; 9 — входной коллектор теплоносителя; 10 — поверхность теплообмена; 11 — штуцера дренажа; 12 — штуцера уровнемеров; 13 — защитный кожух; 14 — воздушники; 15 — выходной коллектор теплоносителя; 16 — опорные ск. бм; 17 — опоры

щих ПГ второго блока НВАЭС, составляет около 110 т, включая массу сепарационного барабана.

По металлоемкости секционный и корпусной ПГ одинаковы (см. табл. 4.3). Однако габаритные размеры парогенераторного бокса в первом случае намного больше, что вызовет соответствующее увеличение капитальных затрат. Поэтому для АЭС с водным теплоносителем целесообразность рассмотрения секционных конструкций (в любом конструкционном исполнении) может возникнуть только при исчерпании возможностей дальнейшего увеличения единичных мощностей корпусных вариантов. Это подтверждается и развитием конструкций ПГ для АЭС ВВЭР.

Конструкция ПГ I блока такой АЭС (НВАЭС) представлена на рис. 4.10. Подогрев питательной воды до  $t_s$ , производство, сепарация и осушка рабочего пара осуществляются в одном корпусе. Горизонтальный корпус диаметром 3 и длиной 12,5 м, выполненный из перлитной стали, состоит из цилиндрической обечайки и эллиптических днищ. По высоте он делится на две части. Верхняя предназначена для сепарации пара, а нижняя — для размещения поверхности теплообмена, которая выполнена из нержавеющей труб  $21 \times 1,5$  мм максимальной длиной 12 м. Входные и выходные концы труб завальцованы с подваркой в вертикальные коллекторы. Коллекторы и узлы ввода их в корпус — сложные конструкции. Коллекторы внутренним диаметром 750 и толщиной 75 мм, выполненные из стали 12Х18Н9Т, имеют по 2074 отверстия под трубы. В корпус они вводятся через штуцера диаметром 1040 мм. Между стенками коллекторов и штуцеров предусмотрена водяная рубашка. Питательная вода вводится в ПГ выше уровня одной трубой. Между трубой и корпусом ПГ имеется защитная паровая рубашка для предотвращения возникновения чрезмерных температурных напряжений (в том числе и переменных) в толстостенных элементах.

Из трубы питательная вода по четырем перфорированным отводам / направляется во входную зону поверхности теплообмена. Во входной зоне имеет место большой температурный напор, поэтому в ней производится и большее количество пара. Направление именно в эту зону холодной питательной воды приводит к уменьшению паросодержания за счет конденсации части пара. Такая схема подвода питательной воды несколько выравнивает паросодержание по сечению водяного объема, что приводит к примерно равным скоростям пара на входе в паровое пространство. В паровом пространстве для повышения степени осушки установлен жалюзийный сепаратор. Пароприемный поток, представляющий собой дырчатый щит, способствует выравниванию скоростей паровых токов в сепарационном объеме. Для обеспечения необходимой чистоты пара предусмотрены непрерывный и периодический выводы определенного количества воды (непрерывная и периодическая продувки) из водяного объема ПГ. Непрерывная продувка служит для поддержания в воде допустимых концентраций растворенных примесей, а также для вывода твердых веществ

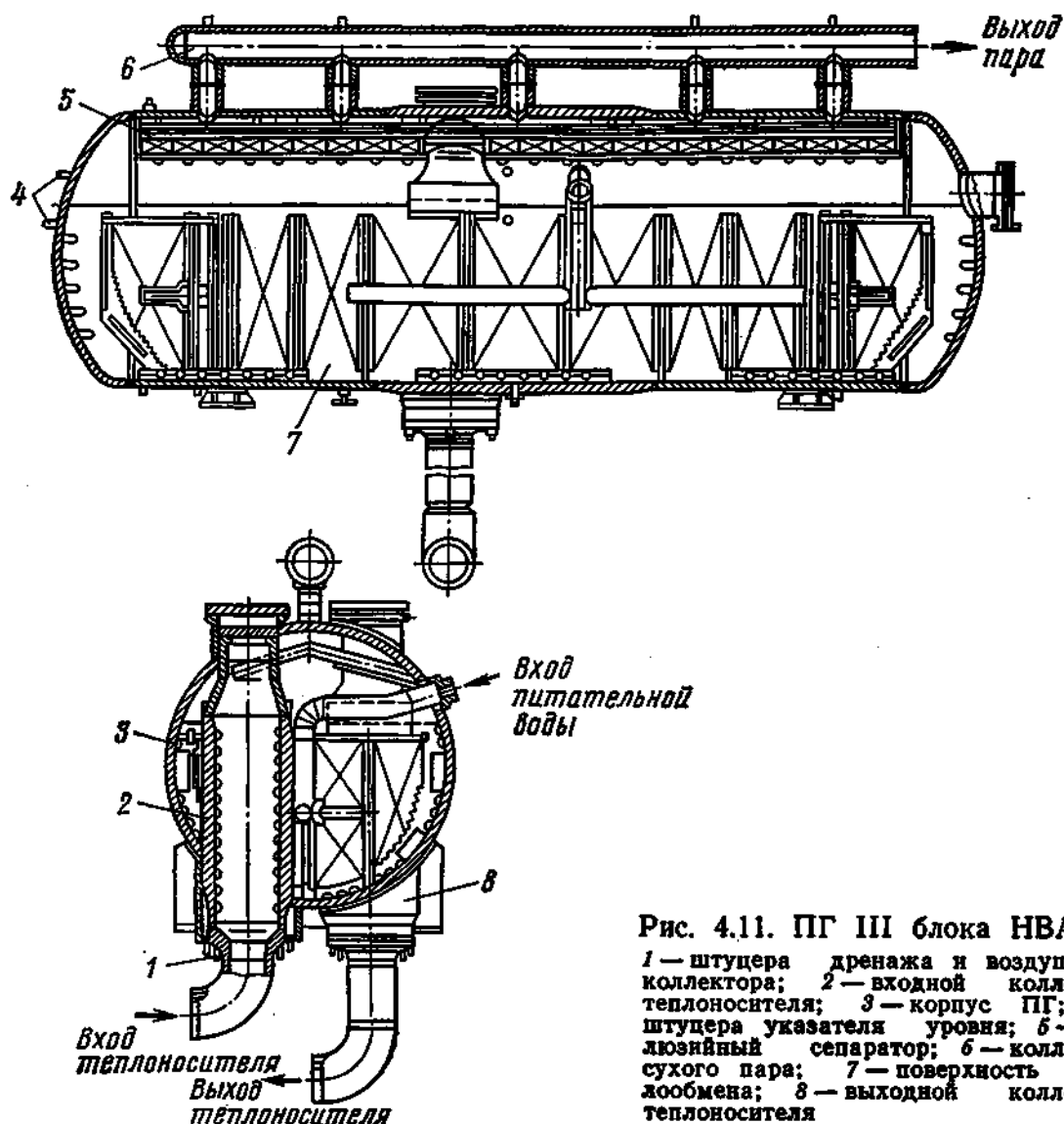


Рис. 4.11. ПГ III блока НВАЭС:

1 — штуцера дренажа и воздушника коллектора; 2 — входной коллектор теплоносителя; 3 — корпус ПГ; 4 — штуцера указателя уровня; 5 — жалюзийный сепаратор; 6 — коллектор сухого пара; 7 — поверхность теплообмена; 8 — выходной коллектор теплоносителя

(шлам как коррозионного происхождения, так и образующийся при специальной обработке воды внутри ПГ). Периодическая продувка предусмотрена из самых низких точек корпуса и служит для кратковременного сброса относительно больших количеств воды со значительным содержанием твердых частиц.

Опыт эксплуатации ПГ первого блока НВАЭС показал, что принятые конструкционные решения обеспечили надежную работу при всех осуществляющихся режимах. Поэтому при проектировании ПГ для более мощных модификаций реакторов ВВЭР эти решения практически были полностью сохранены. ПГ II блока не отличаются ни по габаритным размерам, ни по конструкции узлов от ПГ I блока. Посредством применения трубок меньшего диаметра поверхность нагрева увеличена примерно в 1,4 раза, что дало и соответствующее увеличение паропроизводительности (см. табл. 4.3).

На рис. 4.11 представлена конструкция ПГ для серийного реактора ВВЭР-440 (III и IV блоки НВАЭС, Армянская и Кольская АЭС, а также АЭС в ГДР, Болгарии, Финляндии).

**Таблица 4.3. Основные характеристики ПГ НВАЭС и вертикального ПГ единичной тепловой мощностью 750 МВт**

Характеристика	ПГ НВАЭС				
	I блок	II блок	III и IV блоки	V блок	Вертикальный ПГ
Паропроизводительность, т/ч	230	325	452	1460	1460
Давление пара на выходе, МПа	3,2	3,3	4,7	6,27	6,4
Температура пара на выходе, °С	236	238	259	278,5	278
Температура питательной воды, °С	189	195	226	220	220
Давление теплоносителя, МПа	9,8	10,3	12,5	15,7	17,0
Температура теплоносителя на входе, °С	273	280	301	320	331
Температура теплоносителя на выходе, °С	252	252	266	289,7	295
Диаметр и толщина стенки трубок поверхности теплообмена, мм	21×1,5	16×1,4	16×1,4	16×1,5	12×1,2
Число трубок	2074	3664	5146	11 000	14 000
Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	1300	1800	2500	5096	5000
Внутренний диаметр корпуса, мм	3010	3010	3200	4000	3900
Длина, м	12,4	12,4	13	13,84	14,5
Масса, т	104,2	122	145	321	320
Удельный расход металла, кг металла/кг пара	0,45	0,344	0,32	0,22	0,22

По решению новых конструкционных вопросов этот ПГ также не отличается от ПГ первой модификации. Повышение параметров и производительности этого ПГ в 1,4 раза по сравнению с ПГ второго блока НВАЭС достигнуто путем существенного повышения температуры и давления теплоносителя, увеличения площади поверхности теплообмена и некоторого увеличения габаритных размеров корпуса и коллекторов (см. табл. 4.3). Следует обратить внимание на новое конструкционное решение узла, обеспечивающего обслуживание внутренних полостей трубных коллекторов (ревизию, ремонт, глушение дефектных труб). Как видно из рис. 4.11, обслуживание коллекторов осуществляется сверху. Такое решение позволило значительно сократить размеры парогенераторных боксов, но усложнило конструкцию корпуса ПГ (за счет дополнительных фланцевых разъемов на корпусе).

Для следующего поколения АЭС с ВВЭР-1000 (единичная мощность 1000 МВт) наиболее целесообразны ПГ, единичная мощность которых соответствует 1/4 мощности реактора (оптимальное число циркуляционных петель — четыре). Длительный опыт, накопленный отечественными проектно-конструкторскими организациями, показывает, что ПГ единичной электрической мощностью 250 МВт практически с одинаковыми технико-экономическими показателями могут быть как горизонтальными, так и вер-

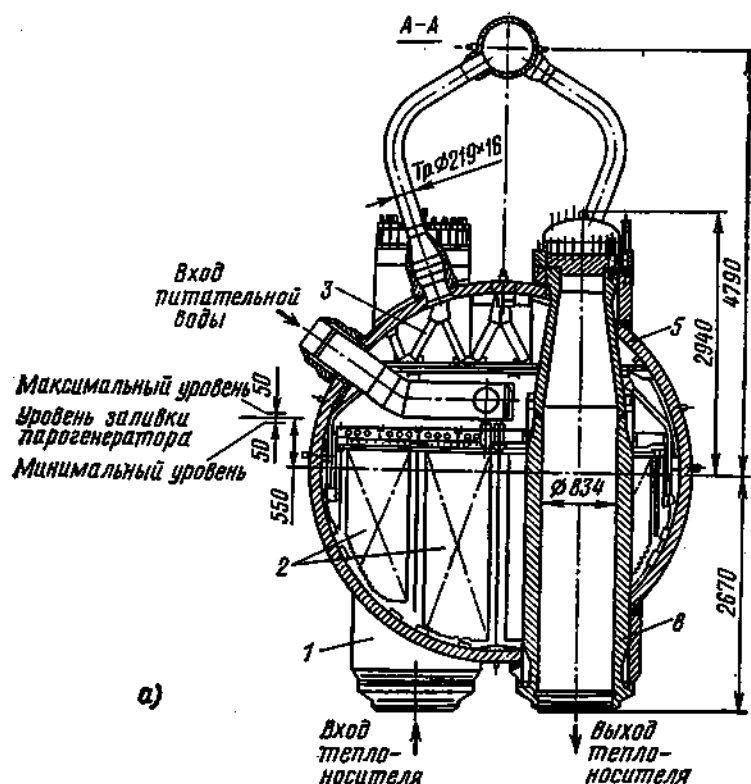
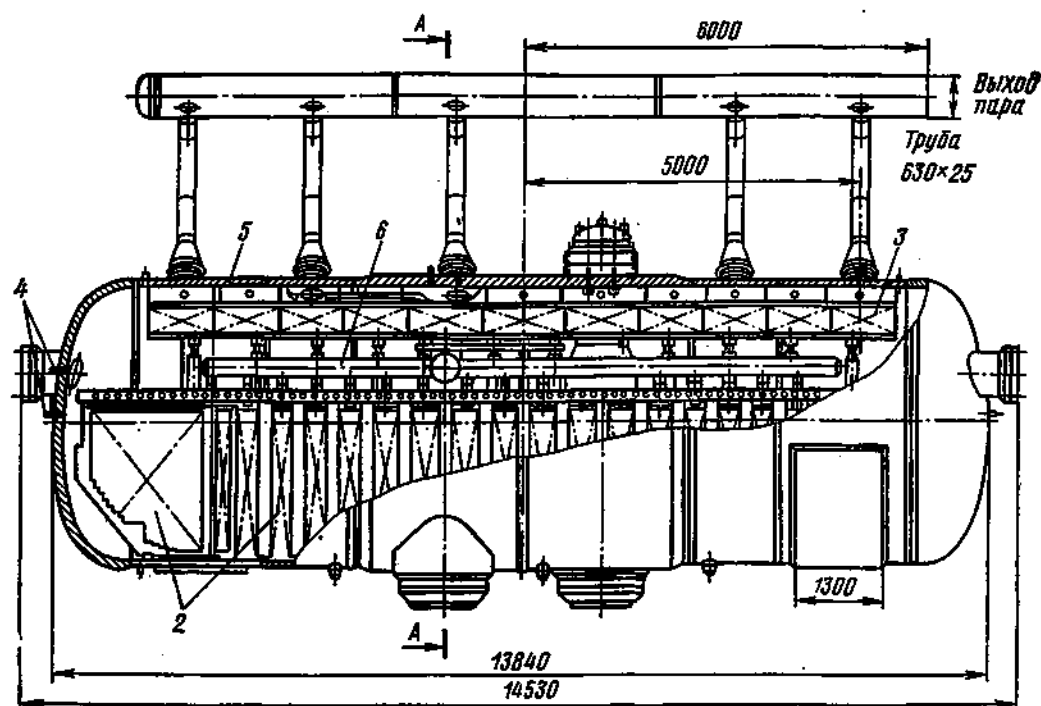


Рис. 4.12. ПГ для мощных АЭС с водяным теплоносителем в горизонтальном (а) и вертикальном (б) исполнении:

1 — входной коллектор теплоносителя; 2 — поверхность теплообмена; 3 — сепараторы второй ступени сепарации; 4 — штуцера уровнемера; 5 — корпус ПГ; 6 — раздающий коллектор питательной воды; 7 — сепараторы первой ступени сепарации; 8 — выходной коллектор; 9 — обечайка опускного участка

тикальными. Для первых блоков с ВВЭР-1000 поставляются горизонтальные ПГ, технология изготовления которых наиболее отработана. В дальнейшем данный вопрос должен решаться на основании технико-экономического анализа с учетом в числе других и компоновочных факторов для петли в целом.

Представление о конструкционном оформлении ПГ большой мощности дает рис. 4.12.

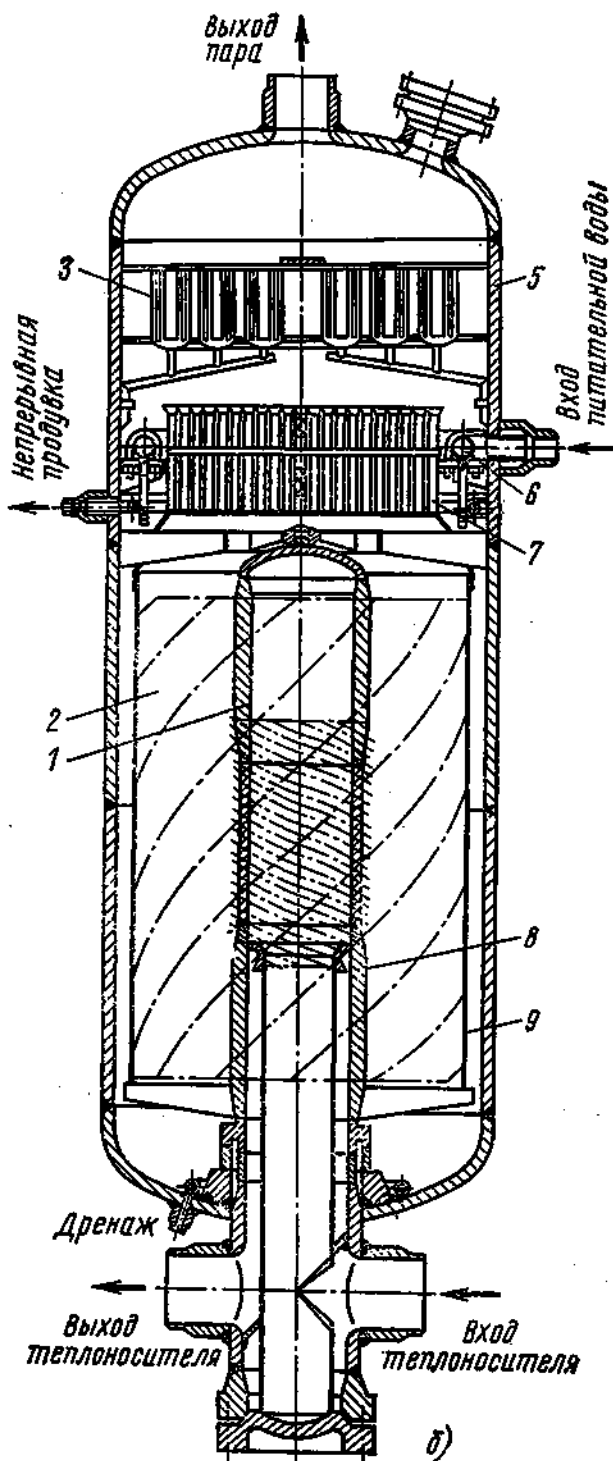
Горизонтальный ПГ (рис. 4.12, а) — дальнейшее развитие ПГ НВАЭС — отличается большим внутренним диаметром корпуса, значительным увеличением числа трубок и площади нагрева.

В вертикальном ПГ (рис. 4.12, б), так же как и в горизонтальном, в одном корпусе совмещено производство пара (нижняя часть корпуса) и его сепарация (верхняя часть корпуса).

В отличие от американских конструкций вместо трубных досок для заделки труб поверхности теплообмена предусматриваются круглые трубные коллекторы, а для поверхности теплообмена — винтовые змеевики.

Основные характеристики ПГ НВАЭС и ПГ единичной тепловой мощностью  $Q = 750 \text{ МВт}$  [250 МВт (эл.)] приведены в табл. 4.3.

При создании еще более мощных ПГ основные принципы выбора оптимальных конструкций сохраняются, поэтому нет оснований для отказа от корпусных теплообменников с погруженными поверхностями теплообмена, с движением рабочего тела в межтрубном пространстве. Совершенствование их будет заключаться в интенсификации теплообмена, применении материалов с лучшими технологическими, теплофизическими и механическими свойствами, изыскании более рациональных конструкций основных узлов.



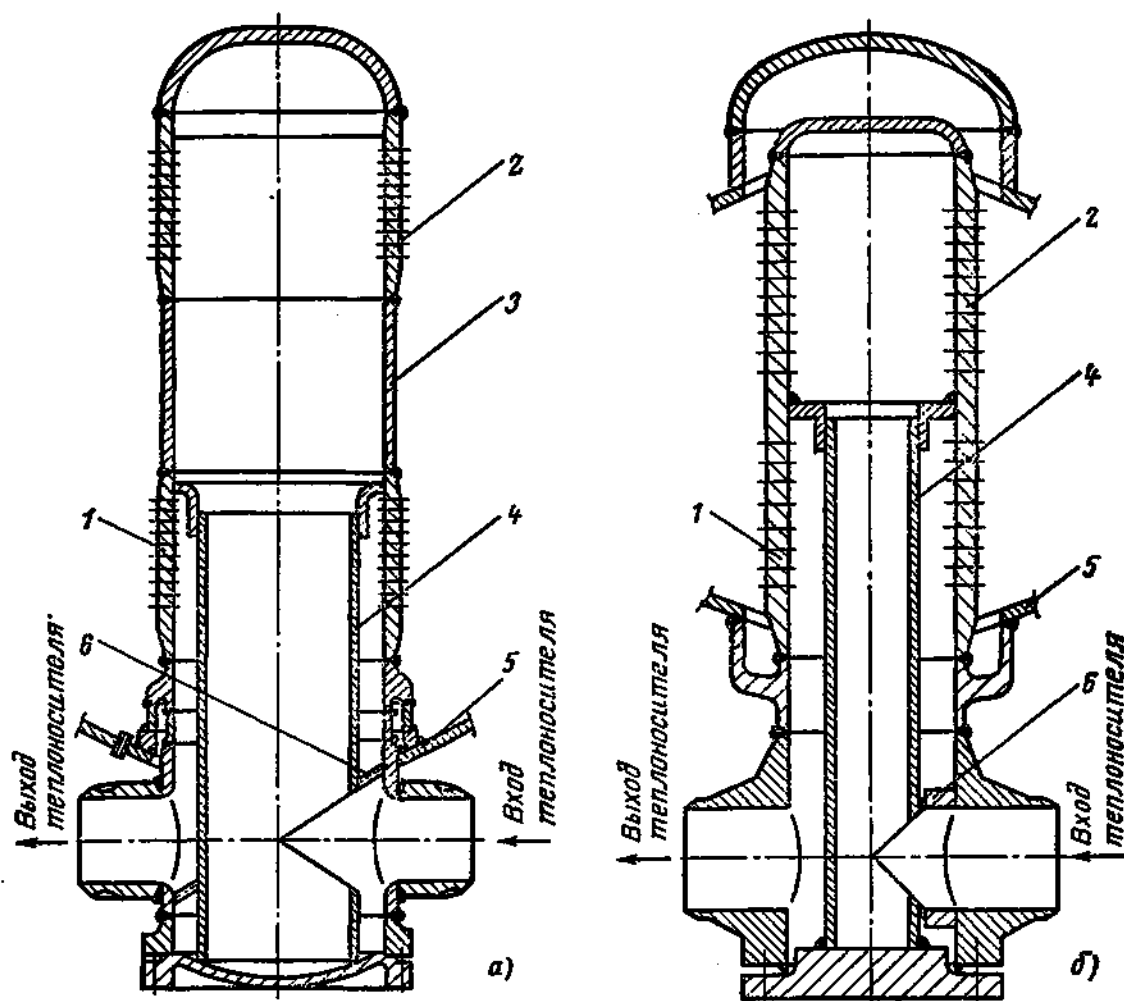


Рис. 4.13. Вертикальный (а) и горизонтальный (б) коллекторы теплоносителя с совмещением раздающей и собирающей камер в одном корпусе:

1 — собирающая камера; 2 — раздающая камера; 3 — соединительная камера; 4 — разделительная обечайка; 5 — корпус ПГ; 6 — разделительная перегородка

Важной проблемой является определение оптимальных диаметров корпуса. Сейчас технически возможно выполнить толстостенный корпус практически любого нужного диаметра. Но наиболее правильным будет выбор его с учетом условий транспортировки и монтажа, не исключая целесообразности перехода на многокорпусные схемы с выделением в отдельный элемент сепарационной системы. Дальнейшее разукрупнение может быть достигнуто выделением экономайзерной поверхности в отдельный корпус.

Серьезные задачи предстоит решать при создании надежных камер теплоносителя больших диаметров, трубных досок или коллекторов со значительной толщиной стенки. Применение коллекторных камер поднимает вопрос об их допустимых диаметрах. Одним из конструкторских бюро, разрабатывающих ПГ для отечественных АЭС, предложена оригинальная коллекторная камера, совмещающая раздачу и сбор теплоносителя в одном корпусе.

На рис. 4.13 представлены конструкции таких коллекторов применительно к вертикальному ПГ с винтовыми и U-образными змеевиковыми поверхностями теплообмена.

Рис. 4.14. ПГ для АЭС с водным теплоносителем и перегревом пара:

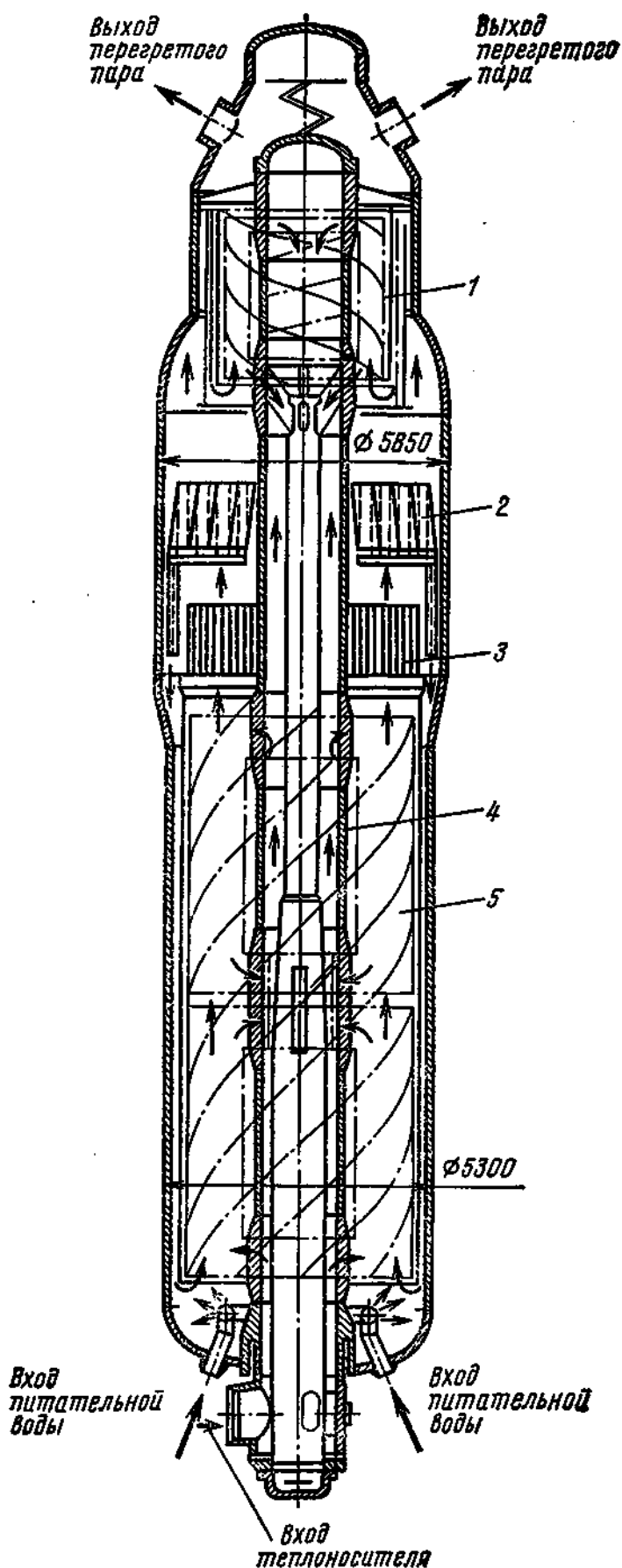
1 — пучок труб пароперегревателя;  
2 — жалюзийные сепараторы; 3 — осевые сепараторы; 4 — коллектор теплоносителя; 5 — пучок труб испарителя

Для мощных ПГ с многократной циркуляцией существенно усложняется и система сепарации. Выбор должен быть сделан между схемами с вынесенным сепарационным объемом и применением нескольких ступеней механической сепарации.

Серьезно стоит вопрос о разработке ПГ с водным теплоносителем, вырабатывающих перегретый пар. Не исключена возможность осуществления таких ПГ с многократной циркуляцией как в корпусных, так и в секционных конструкциях.

На рис. 4.14 представлена схема одного из возможных вариантов вертикального ПГ с перегревом пара, теплопередающая поверхность которого выполнена в виде винтовых змеевиков.

Подвод питательной воды осуществляется из коллектора, расположенного в нижней части корпуса. Сюда же по кольцевому каналу, образованному корпусом ПГ и обечайкой трубного пучка, поступает вода из осевых и жалюзийных сепараторов. Образующаяся в испарительной части ПГ пароводяная смесь проходит через сепарационные устройства, в которых происходит разделение смеси на пар и воду и осушка па-



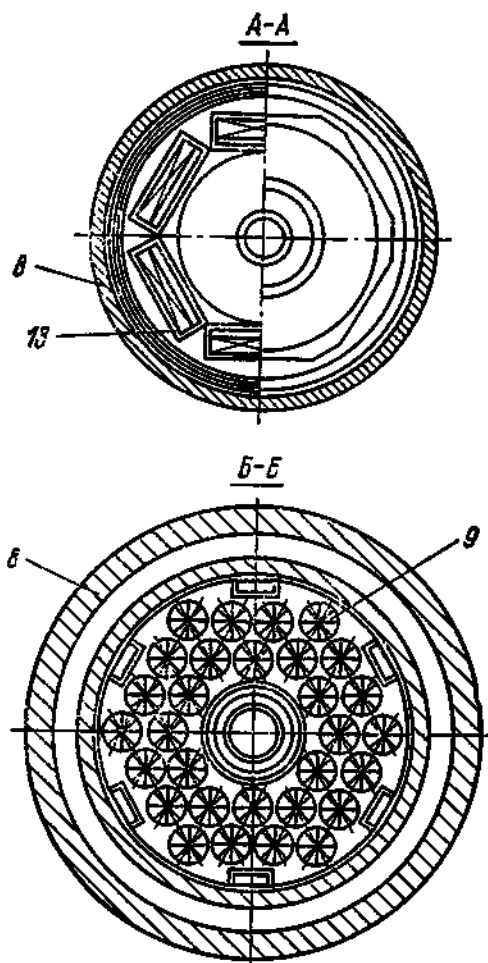
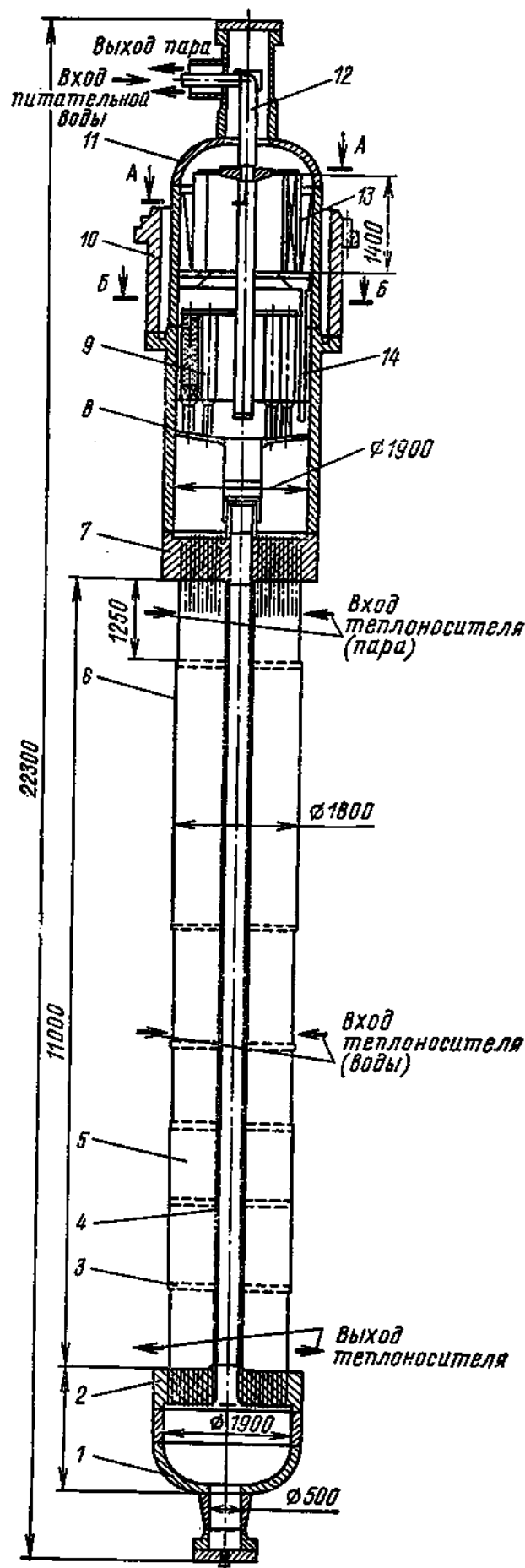


Рис. 4.15. Секция ПГ для АТЭЦ с водным теплоносителем:

1 — днище раздающей камеры; 2 — нижняя трубная доска; 3 — дистанционирующие пластины; 4 — опускная труба; 5 — трубы теплопередающей поверхности; 6 — кожух ПГ; 7 — верхняя трубная доска; 8 — корпус камеры сепарационного объема ПГ; 9 — циклонные сепараторы; 10 — опоры; 11 — днище сепарационной камеры; 12 — труба подвода питательной воды; 13 — жалюзийные сепараторы; 14 — труба отвода воды из жалюзийных сепараторов

ра. Сухой насыщенный пар перегревается в пароперегревателе, размещенном в верхней части ПГ.

Теплопередающие поверхности испарительной и пароперегревательной частей ПГ включены параллельно по теплоносителю. С этой целью внутри коллектора теплоносителя установлены труба и система перегородок, обеспечивающих деление потока теплоносителя на две части.

Однако наиболее рациональны прямоточные ПГ. Эта схема предпочтительна при прямых вертикальных корпусах и прямых трубах поверхности теплообмена, что возможно осуществить для материалов с одинаковыми коэффициентами температурного расширения с разработкой специальных мер сближения температур поверхности нагрева и корпуса (см. рис. 3.5). Возможно также применение самокомпенсирующихся вертикальных трубных панелей, однако это будет сильно усложнять и удорожать изготовление.

На строящихся в СССР АСТ применяется интегральная компоновка оборудования первого контура. ПГ АТЭЦ и промежуточные теплообменники АСТ располагаются в корпусе реактора. Это позволяет применить естественную циркуляцию теплоносителя. На рис. 4.15 представлена схема секции ПГ АТЭЦ. Секции располагаются по периферии внутрикорпусного объема над активной зоной реактора. Выходящая из активной зоны вода первого контура содержит небольшое количество пара, который, проходя через слой воды над активной зоной, образует в верхней части корпуса паровой объем.

Секции ПГ специальными опорами крепятся к корпусу реактора в верхней его части, в паровом объеме.

Теплопередающая поверхность ПГ образована прямыми трубами, присоединенными к нижней и верхней трубным доскам. Трубы заключены в кожух, имеющий в верхней, средней и нижней частях окна. Через верхние окна в межтрубное пространство поступает пар из парового пространства. Конденсируясь на трубах, он отдает тепло парогенераторной воде. Вода первого контура поступает в межтрубное пространство ПГ через окна в кожухе, расположенные ниже уровня воды. Она смешивается с конденсатом, движется в межтрубном пространстве вниз и через нижние окна кожуха выходит из ПГ. Далее она проходит по кольцевому каналу между корпусом и кожухом активной зоны и снизу входит в твэлы активной зоны.

Питательная вода подается в ПГ по трубе, проходящей через корпус реактора. Она смешивается с отсепарированной водой из сепараторов и по опускной трубе в центре входит в нижнюю раздающую камеру. Поднимаясь по трубам теплопередающей поверхности, вода нагревается до температуры кипения и частично испаряется. В циклонных и вертикальных жалюзийных сепараторах происходят разделение пароводяной смеси и осушка пара. Сухой насыщенный пар по трубе, проходящей через корпус реактора, выходит на ПГ и подается на турбину.

### § 4.3. КОНСТРУКЦИИ ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ЖИДКИМИ МЕТАЛЛАМИ

Разработка ПГ, охлаждаемых жидкими металлами. За более чем 20-летний период работ по созданию ЯЭУ с жидкометаллическим теплоносителем создано большое число различных конструкций теплообменников и ПГ. Большинство их относится к экспериментальным или полупромышленным вариантам. Наибольший интерес представляет рассмотрение конструкций относительно мощных установок, созданных в качестве прототипов АЭС. К таковым из введенных в строй относятся Хэллэмская АЭС и АЭС «Энрико Ферми» (США). АЭС «Феникс» (Франция) и Шевченковская АЭС (СССР).

Теплообменные аппараты и ПГ Хэллэмской АЭС. На Хэллэмской АЭС тепловой мощностью 256 МВт установлено шесть промежуточных теплообменных аппаратов (теплообменников) и три ПГ. Конструкция промежуточного теплообменного аппарата представлена на рис. 4.16. Натрий, охлаждающий реактор, входит в теплообменник, имея температуру  $507^{\circ}\text{C}$ , и выходит при  $321^{\circ}\text{C}$ . Вертикальный теплообменник состоит из 1395 прямых труб общей площадью поверхности  $266\text{ м}^2$ . Натрий первого контура проходит внутри труб. Натрий промежуточного контура движется в межтрубном пространстве с многократным поперечным обтеканием труб. Компенсация температурных деформаций осуществляется компенсатором, установленным на корпусе. Для предотвращения механического воздействия потоков натрия на трубки предусмотрены отражательные листы. Натрий промежуточного контура входит в теплообменник при  $290$  и выходит при  $479^{\circ}\text{C}$ . ПГ (рис. 4.17), тепловая мощность которого составляет 85 МВт, состоит из пароперегревателя и испарителя и имеет следующие параметры:  $p_2 = 6,3\text{ МПа}$ ;  $t''_2 = 468$  и  $t'_2 = 150^{\circ}\text{C}$ . Поверхности теплообмена испарителя и пароперегревателя выполнены из элементов с обратными трубками.

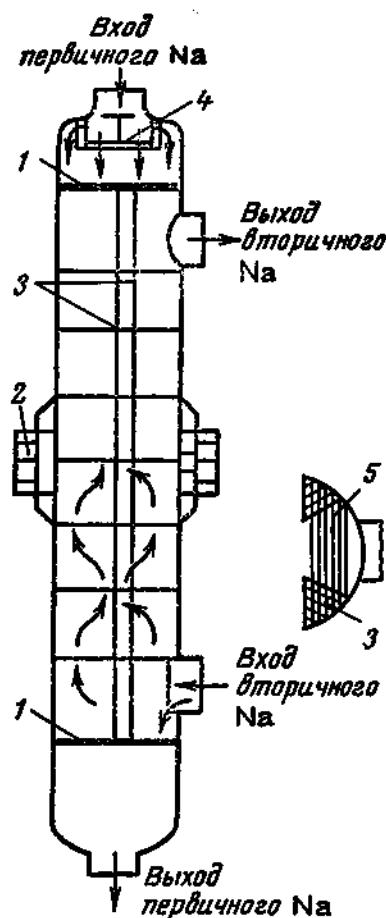


Рис. 4.16. Промежуточный теплообменник Хэллэмской АЭС:

1 — трубная доска; 2 — компенсатор; 3 — трубы; 4 — отражательный перфорированный лист; 5 — боковой отражательный лист

Конструкция наружной и внутренней трубок показана на рис. 4.18. Внутренняя трубка двойная. Цель усложнения ее конструкции — пред-

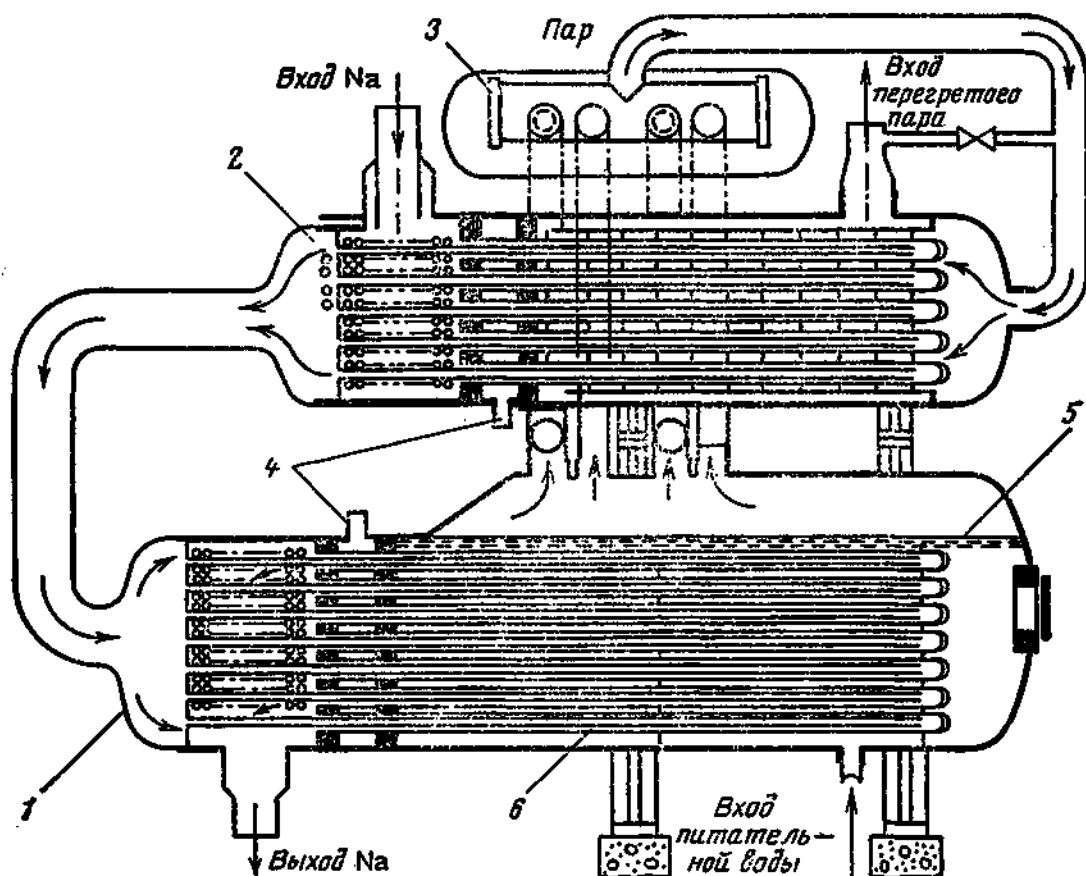


Рис. 4.17. ПГ Хэллэмской АЭС:

1 — испаритель; 2 — пароперегреватель; 3 — сепаратор; 4 — отводы к сигнальным устройствам; 5 — уровень воды; 6 — обратные элементы с двойными стенками

отвращение теплообмена между натриевыми потоками, движущимися в кольцевом зазоре. Поэтому наружный слой является теплоизолятором. Для компенсации разности температурных удлинений основной трубки и теплоизолятора последний крепится к трубной доске через сильфонный компенсатор. Смысл установки теплоизолятора заключается в увеличении температурного напора и уменьшении площади поверхности теплообмена.

Пароперегреватель набран из 560 обратных элементов, площадь теплопередающих поверхностей которых равна  $560 \text{ м}^2$ . В испарителе 680 элементов, площадь поверхности теплообмена составляет  $680 \text{ м}^2$ . Размеры обратных элементов для испарителя и пароперегревателя одинаковы: наружный диаметр внешней трубки 38,6, а внутренний 35 мм.

Внешняя трубка также двойная. Поверхность трубки меньшего диаметра имеет 66 продольных полукруглых канавок шириной 0,4 мм, сообщающихся с гелиевой камерой. Возможное нарушение плотности внешней трубки со стороны рабочего тела или натрия приведет к изменению давления в гелиевом контуре. Такая конструкция внешней трубки слишком сложна, но она позволяет практически исключить возможность попадания воды в натрий. При этом 25 % температурного напора приходится на гелиевые

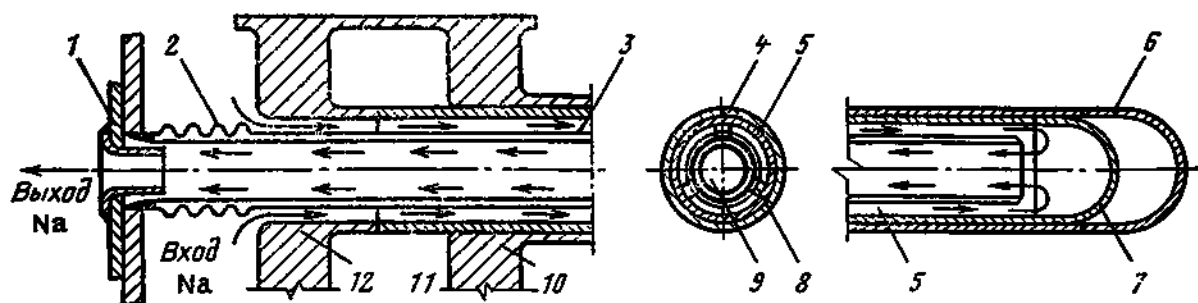


Рис. 4.18. Соединение обратных элементов с трубными досками:

1 — трубная доска; 2 — сильфонный компенсатор; 3 — экранная труба; 4 — наружная трубка; 5 — внутренняя трубка; 6 — донышко наружной трубки; 7 — донышко внутренней трубки; 8 — упоры; 9 — центральная трубка элемента; 10, 12 — трубные доски; 11 — камера указателя утечек

прослойки, что существенно снижает интенсивность передачи тепла.

Схемы движения натрия в элементах поверхностей теплообмена пароперегревателя и испарителя различные: в пароперегревателе с раздающей камерой соединены кольцевые каналы, а с собирающей — центральные трубки, в испарителе — наоборот, т. е. с раздающей камерой соединены центральные трубки, а с собирающей — кольцевые каналы.

Питательная вода из регенеративной схемы турбины поступает в межтрубное пространство испарителя. Сепарация пара осуществляется в паровом объеме испарителя и в отдельном сепараторе (см. рис. 4.17).

Детали ПГ, контактирующие с натрием при температуре ниже  $344^{\circ}\text{C}$ , выполнены из углеродистой стали. При более высоких температурах натрия применены хромомолибденовые стали.

Конструкция поверхности теплообмена сложна. Стоимость такой поверхности по сравнению со стоимостью поверхности из одностенных труб при прочих равных условиях выше в 3—4 раза. Поэтому при разработке промышленных ПГ необходима оценка мероприятий, обеспечивающих их надежность и безопасность. В их числе следует учитывать: число контуров в системе реактор — ПГ, быстроту нарастания и конечное давление при взаимодействии максимально возможных масс воды и натрия, эффективность гашения ударных волн различными компенсаторами объемов, быстродействие и мощность предохранительных клапанов и отключающих устройств.

Теплообменники и ПГ АЭС «Энрико Ферми». Разработанный для АЭС «Энрико Ферми» теплообменник имеет несколько усложненную конструкцию, а ПГ, наоборот, существенно упрощен.

Схема теплообменника представлена на рис. 4.19. Поверхность теплообменника, набранная из 1860 трубок с синусоидальным прогибом, размещена в корпусе диаметром 2,24 и высотой 9,45 м. Натрий из реактора поступает в межтрубное пространство и движется сверху вниз. Натрий промежуточного контура подается вверх корпуса и по центральной трубе опускается в раздающую

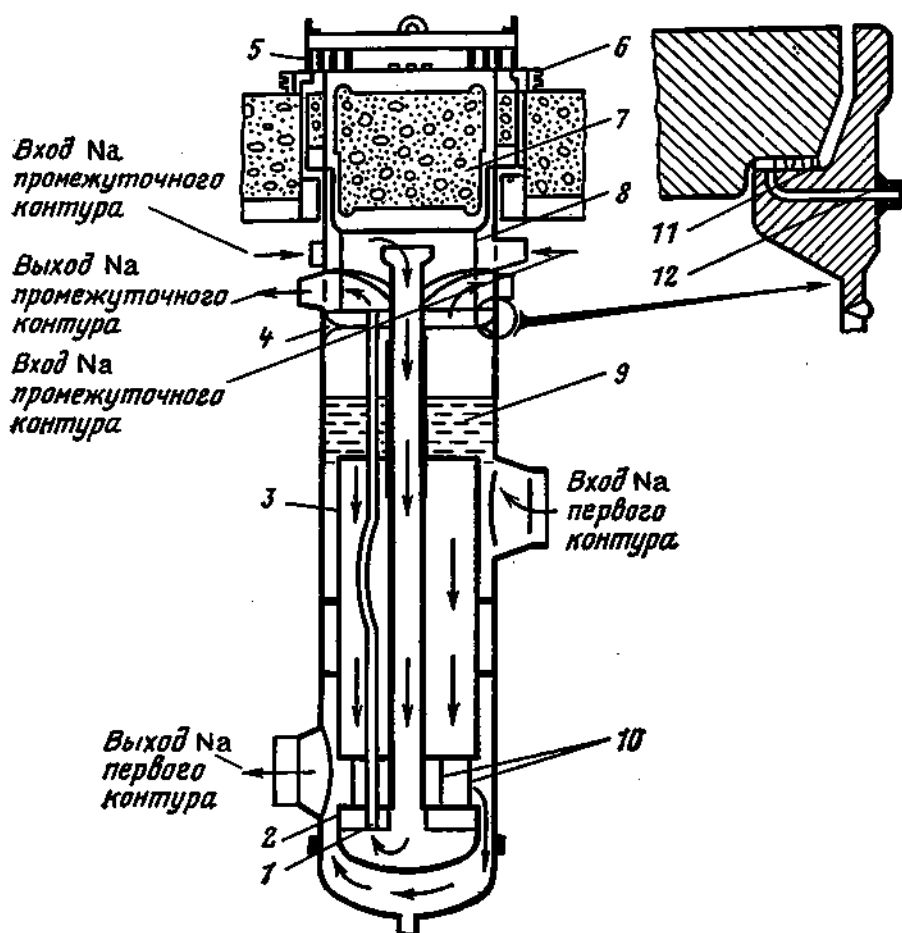


Рис. 4.19. Теплообменник АЭС «Энрико Ферми»:

1 — трубки; 2 — раздающая камера; 3 — экранный кожух; 4 — трубная доска; 5 — компенсатор; 6 — пружина; 7 — защитная плита; 8 — прижимная кассета; 9 — уровень натрия; 10 — опора экранного кожуха; 11 — прокладка; 12 — указатель утечек

камеру. Нагрев его осуществляется при подъемном движении внутри трубок. Поверхность теплообмена, заключенная в стальной кожух, погружена в натрий первого контура. Кожух предназначен для предохранения поверхности теплообмена от тепловых ударов и вибрационных воздействий потока. Кольцевой зазор между кожухом и корпусом заполнен неподвижным натрием, что предотвращает пульсацию температур в стенке корпуса. Компенсация температурных удлинений осуществляется изменением прогиба труб при плавающей раздающей камере. Доступ к поверхности теплообмена осуществляется через верхнюю защитную плиту. Объем между трубной доской поверхности теплообмена и уровнем первичного натрия заполнен инертным газом. Уплотнение между трубной доской и корпусом осуществляется гофрированной асбестоникелевой прокладкой.

Необходимые уплотняющие усилия, создаваемые верхней защитной плитой и пружинами, передаются на трубную доску кассетой. Уплотнение имеет указатель утечек.

Давление в промежуточном контуре выше, чем в первом. Это исключает возможность попадания в него радиоактивного натрия.

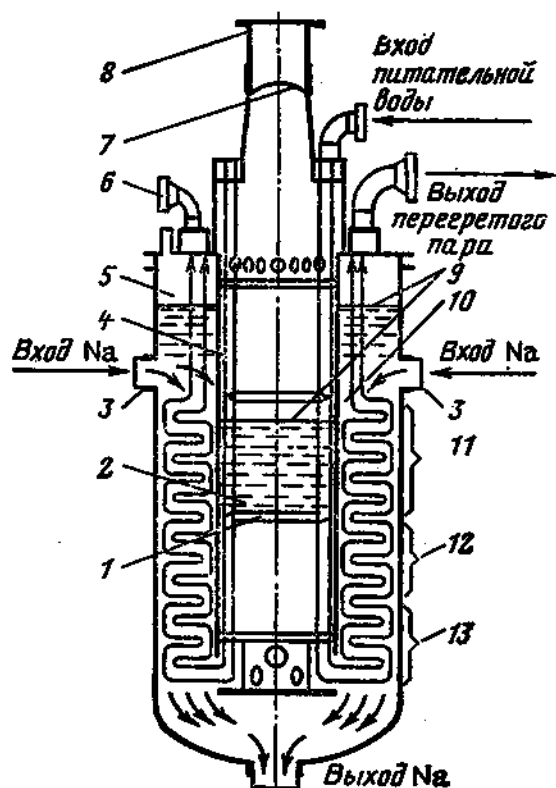


Рис. 4.20. ПГ АЭС «Энрико Ферми»:

1 — элементы крепления змеевиков; 2 — опускающие секции труб; 3 — входной патрубок Na; 4 — центральная труба; 5 — газовая подушка; 6 — патрубок предохранительного клапана; 7 — разрывная диафрагма; 8 — отвод продуктов реакции натрий-вода; 9 — уровень жидкого натрия; 10 — отводящие трубы; 11 — пароперегреватель; 12 — испаритель; 13 — экономайзер

На рис. 4.20 изображен ПГ этой АЭС. Упрощение его по сравнению с предыдущим достигнуто за счет применения прямоточной схемы, отказа от двухстенных трубок поверхностей теплообмена и системы указателя утечек теплоносителя. Поверхность теплообмена, представляющая собой двухрядные змеевики, расположена в кольцевом объеме, созданном корпусом и центральной трубой. Большой объем центральной трубы занят натрием, а верхняя часть — инертным газом. Назначение газового объема — компенсация температурного расширения натрия, а также повышения давления при случайном взаимодействии воды и натрия. При помощи патрубка газовый объем соединен со специальным сепаратором, улавливающим продукты выброса в случае чрезмерного повышения давления из-за выделения водорода при реакции воды с натрием. Патрубок отделен от объема сепаратора предохранительным устройством — разрывной мембраной, рассчитанной на установленное давление газа.

Натрий из промежуточного теплообменника поступает в кольцевую полость по двум входным патрубкам, выход охлажденного натрия осуществляется через патрубок, установленный в центре нижнего днища. В кольцевой полости и центральной трубе устанавливается определенный уровень натрия.

Питательная вода из регенеративной схемы турбогенератора поступает в кольцевой коллектор, огибающий центральную трубу. Из него по 1200 трубам, установленным в два ряда по внутренней стенке центральной трубы, питательная вода поступает в поверхность теплообмена. Водяной экономайзер, испаритель и пароперегреватель соединены последовательно. Движение рабочих сред в них осуществляется под действием напора, развиваемого питательным насосом. Выходные концы труб пароперегревателя объединяются кольцевым коллектором. Из кольцевого коллектора перегретый пар отводится в паропровод станции. Помимо патрубка для паропровода на коллекторе установлен патрубок для предохранительного клапана. В кольцевом пространстве над уровнем

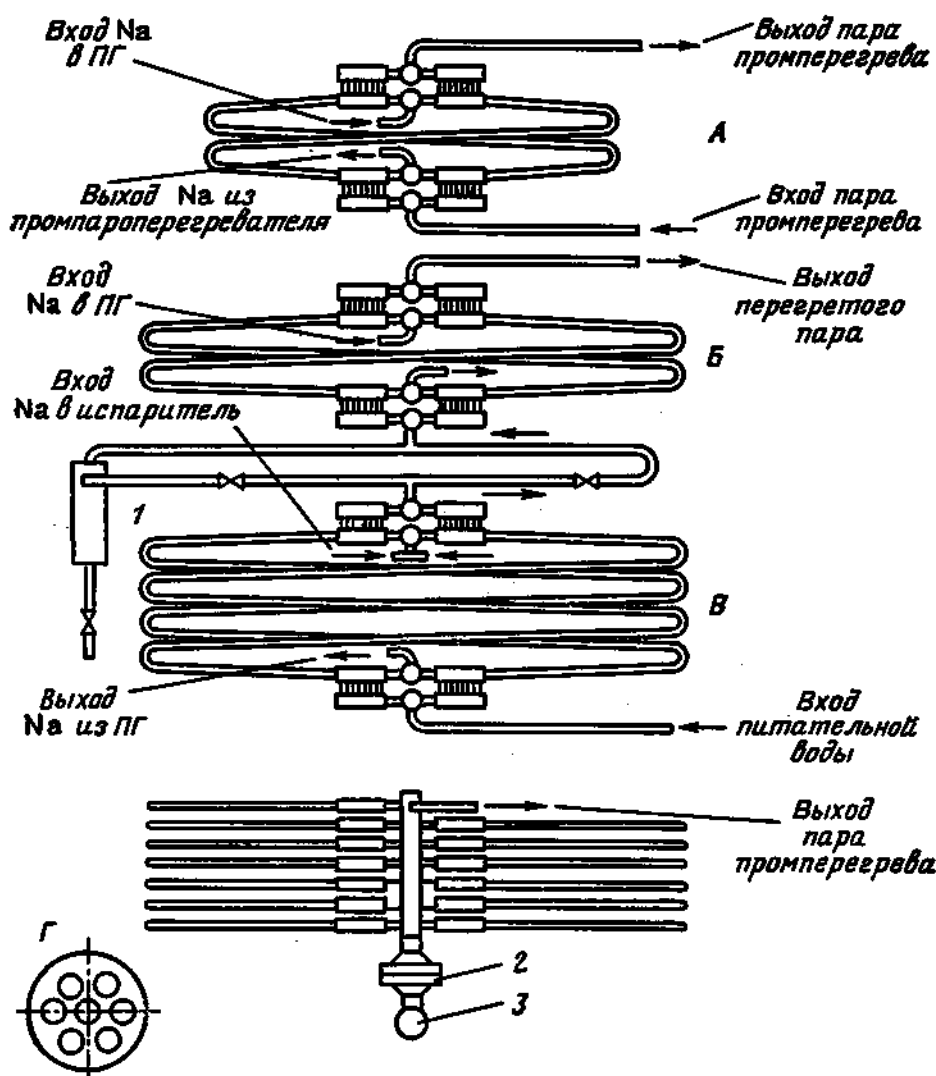


Рис. 4.21. Схема секционного ПГ АЭС «Феникс»:

А — промпароперегреватель; Б — пароперегреватель; В — испаритель; Г — поперечное сечение через трубу секции: 1 — растопочный сепаратор; 2 — фланцевое соединение для разрывной мембраны; 3 — коллектор для отвода продуктов взаимодействия натрия с водой

натрия, так же как и в центральной трубе, имеется газовая подушка, защищающая верхний коллектор от тепловых ударов при изменениях нагрузок ПГ, а также и при возможных разрывах.

В ПГ поверхность теплообмена выполнена из тонкостенных труб малого диаметра ( $16 \times 1,1$  мм). Толщина корпуса рассчитана на давление греющего теплоносителя. Конструкция и расположение коллекторов рабочего тела дают возможность при разрыве трубки заглушить ее.

Элементы ПГ, омываемые натрием при температуре  $350^\circ\text{C}$ , выполнены из углеродистой стали. Для более высоких температур применена легированная хромомолибденовая сталь.

ПГ АЭС «Энрико Ферми» оказались очень ненадежными. Выход из строя, видимо, связан не только (и не столько) с конструктивными недостатками, но и с технологией изготовления деталей и эксплуатации.

ПГ АЭС «Феникс». ПГ АЭС «Феникс» — прямоточный, секционный. Производительность 209 кг/с перегретого пара давлением 16,8 МПа и температурой 512°C. Схема ПГ показана на рис. 4.21. Секции состоят из модулей испарителя В, пароперегревателя Б и промежуточного пароперегревателя (промпароперегревателя) А. Все модули выполнены по типу пучок труб в трубе и имеют вид S-образных змеевиков. Во всех модулях натрий движется в межтрубном пространстве, а рабочее тело — внутри труб.

Натрий при температуре 550°C подается в промежуточный и основной пароперегреватели и, отдав тепло пару, направляется в испаритель, где нагревает питательную воду от 246°C до  $t_s$  и испаряет ее. Из испарителя натрий выходит с температурой 350°C.

В ПГ 36 секций. В каждом модуле внутри наружной трубы располагаются смесь труб теплопередающей поверхности диаметром 28×4 мм в испарителе, 32×3,6 мм в пароперегревателе и 42×2 мм в промпароперегревателе. Диаметр наружной трубы 194×6,5 мм в модулях испарителя и пароперегревателя и 194×5,5 мм в модуле промпароперегревателя.

Коллекторы теплоносителя имеют фланцевое соединение, закрытое при нормальных условиях работы разрывной мембраной. При повышении давления теплоносителя в случае образования течи и начала реакции взаимодействия натрия с водой мембрана разрывается и продукты взаимодействия отводятся в специальную камеру, предусмотренную в схеме станции.

Растопочный сепаратор служит для сепарации пара при пуске ПГ. После выхода на нормальный режим сепаратор отключается.

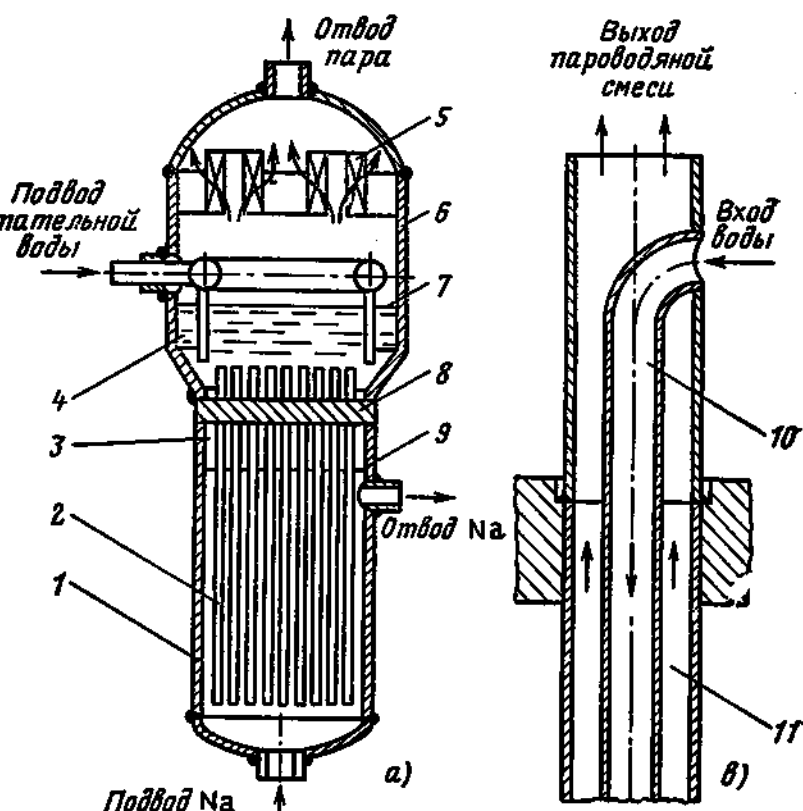
Трубы теплопередающей поверхности в пароперегревателях выполнены из аустенитной нержавеющей стали. Материал труб испарителя — сталь с содержанием 2,25 % хрома и 1 % молибдена.

Теплообменник и ПГ Шевченковской АЭС (установка БН-350) и установки БН-600. В Советском Союзе в течение длительного времени отрабатывались основные принципы создания АЭС с жидкометаллическим теплоносителем на исследовательском реакторе (БР-5). Полученные результаты использованы при проектировании ядерной установки БН-350 мощностью 350 МВт. Станция имеет трехконтурную схему. Теплоносителем первого и промежуточного контуров является натрий. Исследования работы теплообменников типа натрий — натрий показали, что основными причинами выхода из строя могут быть: пульсации температур в стенках трубок, вибрационные воздействия входных струй на трубки, особенно в зоне крепления к трубным доскам, надежность самокомпенсации при применении прямых и изогнутых трубок.

Поэтому для теплообменников установки БН-350 принята довольно простая конструкция. Натрий первичного контура движется в межтрубном пространстве, а натрий промежуточного контура — внутри змеевиковой поверхности теплообмена. Давление в

Рис. 4.22. Общий вид (а) и узел выхода пароводяной смеси (б) испарителя парогенератора установки БН-350:

1 — корпус поверхности теплообмена; 2 — питательный обратные элементы; 3 — газовая подушка; 4 — водяной объем сепаратора; 5 — жалюзийный сепаратор; 6 — сепарационный барабан; 7 — уровень воды; 8 — трубная доска; 9 — уровень натрия; 10 — опускная трубка элемента; 11 — паропроводящие каналы



промежуточном контуре выше, чем в первом контуре. При возникновении течи в поверхности теплообмена исключается проникновение радиоактивного натрия в контур, не имеющий биологической защиты. Поступление же натрия из промежуточного контура в первый контур аварийной ситуации не вызовет.

ПГ установки БН-350 вырабатывает пар давлением 4,5 МПа при  $t''_2=435^\circ\text{C}$ . Он состоит из испарителя и пароперегревателя. На рис. 4.22, а представлена конструктивная схема испарителя. Поверхность теплообмена набрана из вертикальных обратных элементов, трубки которых одностенные. Движение воды и пароводяной смеси происходит вследствие естественной циркуляции. Опускными участками являются центральные трубки элементов, а подъемными — кольцевые зазоры, где и происходит производство пара. Вышедшая из трубок пароводяная смесь поступает в водяной объем барабана с диаметром несколько большим, чем диаметр корпуса поверхности теплообмена.

Сепарационный барабан и корпус соединены коническим переходом. Питательная вода из регенеративной системы турбины подается в водяной объем сепаратора. Схема подачи воды в испарительные элементы и вывода из них пароводяной смеси ясна из рис. 4.22, б.

Отсепарированный и осушенный насыщенный пар из испарителя поступает в пароперегреватель (рис. 4.23).

Поверхность теплообмена пароперегревателя набрана из U-образных одностенных трубок, расположенных в U-образном кор-

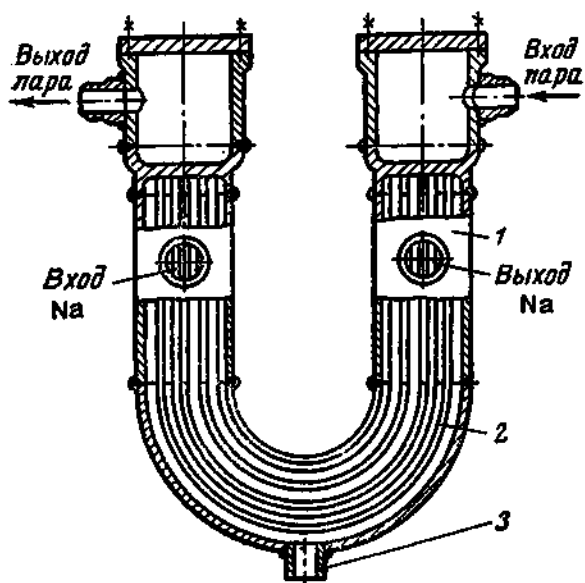


Рис. 4.23. Пароперегреватель ПГ установки БН-350:

1 — корпус; 2 — трубки поверхности теплообмена; 3 — дренаж натрия

пусе. Такая форма корпуса позволила отделить входную и выходную камеры, что существенно облегчило условия работы трубных досок. Движение теплоносителя и пара происходит по противоточному принципу. В отличие от испарителя в пароперегревателе нет газовой подушки, но предусмотрены линии постоянных протечек из-под трубных досок для удаления, например, газо-

вых пузырей. В качестве конструкционного материала в испарителе и пароперегревателе использована низколегированная сталь перлитного класса.

Опыт эксплуатации ПГ установки БН-350 показал, что использование обратных элементов в испарителе предъявляет очень высокие требования к чистоте воды испарителя. Содержащиеся в воде даже в незначительном количестве взвешенные частицы мо-

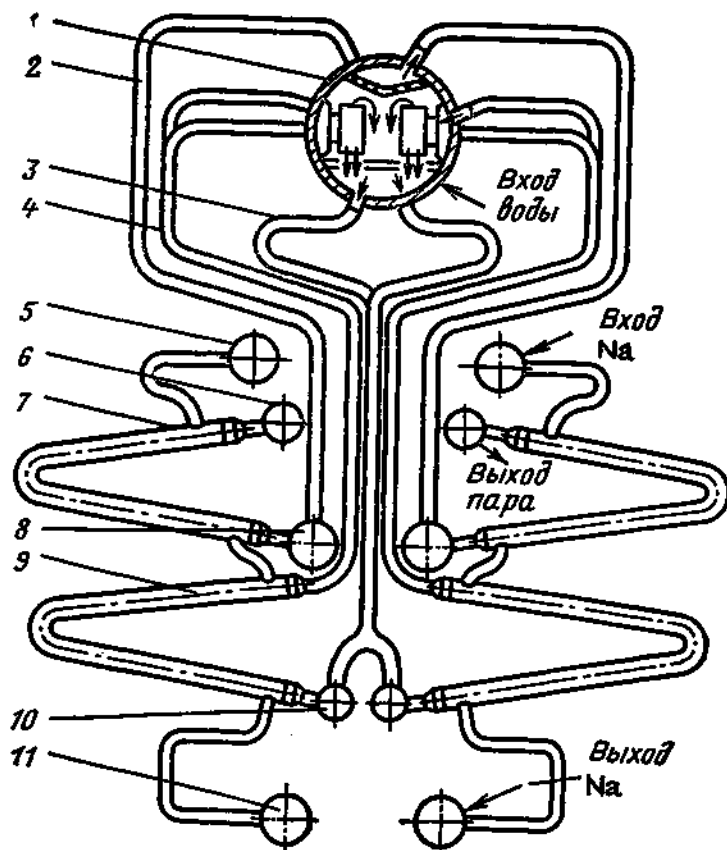


Рис. 4.24. Секционный ПГ установки БН-350:

1 — барабан-сепаратор; 2 — труба подвода пара к пароперегревателю; 3 — опускная труба контура естественной циркуляции ПГ; 4 — паропроводящая труба контура естественной циркуляции; 5 — раздающий коллектор натрия; 6 — коллектор перегретого пара; 7 — модуль пароперегревателя; 8 — раздающий коллектор модулей пароперегревателя; 9 — модуль испарителя; 10 — раздающий коллектор циркуляционной воды; 11 — собирающий коллектор натрия

гут выпадать в нижней части наружной трубы при повороте потока, выходящего из внутренней трубки обратного элемента. Накопление осадка и последующее упаривание способствуют развитию процесса коррозии и появлению течей, что и имело место в ПГ.

Поэтому в 1980 г. ПГ с обратными элементами были заменены секционными, изготовленными в ЧССР (рис. 4.24). Секция ПГ состоит из модулей испарителя и пароперегревателя, конструкции которых аналогичны представленной на рис. 4.9. U-образная форма корпуса и труб теплопередающей поверхности обеспечивает самокомпенсацию температурных удлинений. В корпусе модуля диаметром 170 мм расположено 19 трубок диаметром  $22 \times 2,5$  мм в испарителе и  $18 \times 2,15$  мм в пароперегревателе.

Рабочее тело движется внутри труб, натрия — в межтрубном пространстве.

Циркуляция рабочего тела в испарителе естественная. Контур естественной циркуляции включает в себя опускные трубы, подающие циркуляционную воду к раздающему коллектору, модуль испарителя, подъемные трубы, отводящие пароводяную смесь в барабан-сепаратор, внутрибарабанные циклоны, в которых пар отделяется от воды. Сухой насыщенный пар из барабана-сепаратора поступает в пароперегреватель и из него в сборный коллектор, откуда подается в турбину.

К входному коллектору натрия присоединены модули пароперегревателя. Из модулей испарителя натрия собирается в общий сборный коллектор.

Следующим этапом развития в СССР АЭС с реакторами на быстрых нейтронах является строительство на Белоярской АЭС реактора БН-600 с натриевым теплоносителем. Установка работает по трехконтурной схеме.

Схема промежуточного теплообменника установки БН-600 представлена на рис. 4.25. Шесть теплообменников размещены в кольцевом объеме между активной зоной и корпусом реактора. Натрий первого контура циркуляционными насосами через перфорированные участки в опоре и верхней части корпуса теплообменника поступает в межтрубное пространство, движется вниз и через перфорации в нижней части корпуса выходит из теплообменника. Натрий промежуточного контура течет внутри труб теплопередающей поверхности диаметром  $16 \times 1,4$  мм, расположенных между корпусом и внутренней обечайкой. В последней проходит труба, подводящая натрий промежуточного контура к нижней раздающей камере. Трубки присоединены к трубным доскам. Нижняя трубная доска соединена с корпусом теплообменника не жестко, что обеспечивает компенсацию разных температурных удлинений пучка труб и корпуса теплообменника. Этой же цели служит и изгиб труб.

Три прямоточных ПГ производят перегретый пар давлением 12,7 МПа при температуре  $505^\circ\text{C}$  для трех турбогенераторов, электрическая мощность каждого из них 200 МВт.

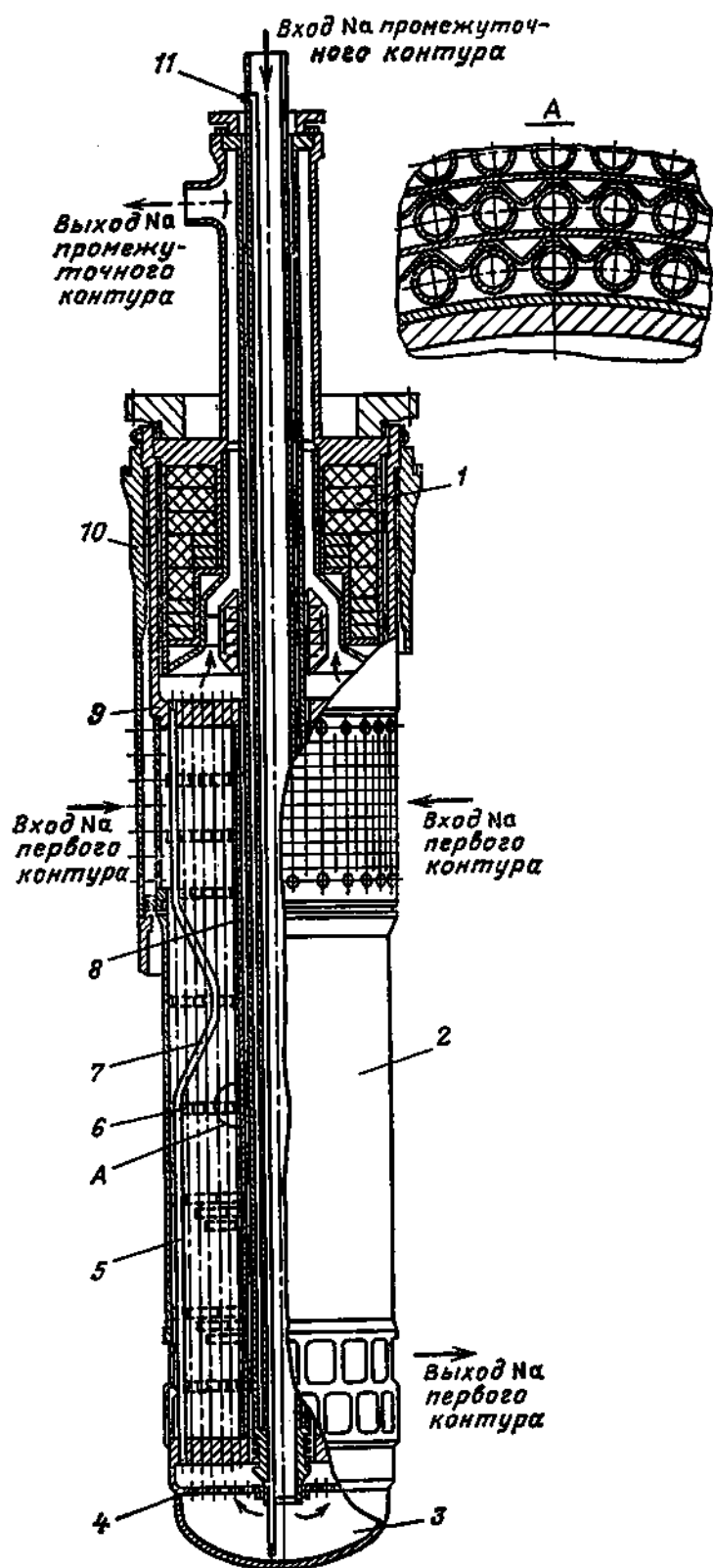


Рис. 4.25. Промежуточный теплообменник установки БН-600:

1 — биологическая защита; 2 — корпус теплообменника; 3 — раздающая камера натрия промежуточного контура; 4 — дроссельная (распределительная) решетка; 5 — трубка теплопередающей поверхности; 6 — дистанционирующая решетка; 7 — изгиб труб для компенсации температурных удлинений; 8 — внутренняя обечайка; 9 — верхняя трубная доска; 10 — опора теплообменника; 11 — трубка для дренажа натрия

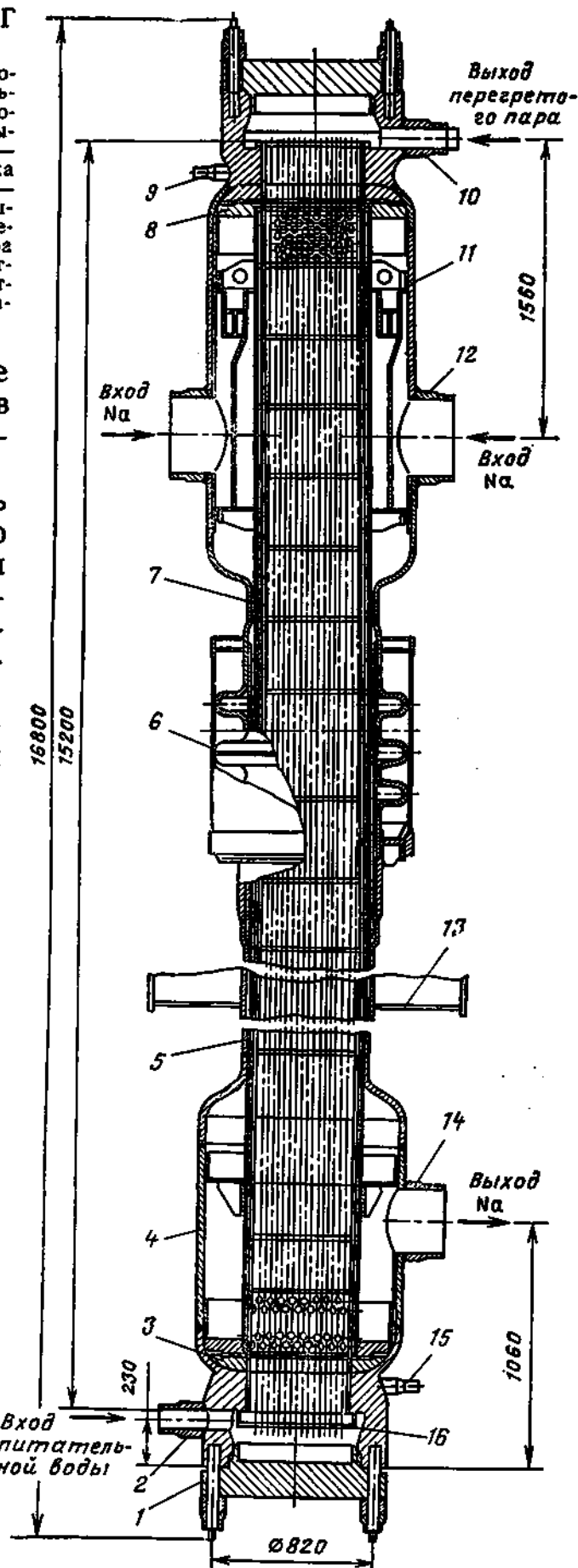
Рис. 4.26. Модуль испарителя ПГ установки БН-600:

1 — крышка входной камеры воды; 2 — патрубок входа питательной воды; 3 — вытеснители и теплоизолирующие прокладки; 4 — выходная камера теплоносителя; 5 — корпус; 6 — сиффон; 7 — трубка теплопередающей поверхности; 8 — вытеснитель; 9 — штуцер воздушника; 10 — патрубок выхода перегретого пара; 11 — входная камера натрия; 12 — входной патрубок натрия; 13 — опора; 14 — выходной патрубок натрия; 15 — штуцер дренажа; 16 — дроссельная плита

Предусмотрен также промежуточный перегрев пара после цилиндра высокого давления (ЦВД).

Паропроизводительность одного многосекционного ПГ 178 кг/с. Каждая секция состоит из трех модулей: испарителя, пароперегревателя и промпароперегревателя.

Натрий из промежуточного теплообменника при температуре  $520^{\circ}\text{C}$  разделяется на два потока, один из которых направляется в модули пароперегревателя, другой — в модули промпароперегревателя. Вышедший из этих теплообменников натрий подается в модули испарителя, где охлаждается до  $322^{\circ}\text{C}$ . Из испарителей натрий поступает в буферную емкость, а из нее насосом подается в промежуточный теплообменник. Питательная вода с температурой  $240^{\circ}\text{C}$  входит в модули испарителя, нагревается до температуры кипения и испаряется. В испарителе же осуществляется перегрев пара на  $25^{\circ}\text{C}$ . Это исключает возможность попадания капелек влаги в пароперегреватель. Модули секций ПГ —



вертикальные теплообменники с прямыми трубами. На рис. 4.26 представлена схема модуля испарителя. Прямые трубы теплопередающей поверхности ввальцованы в трубные доски. Рабочее тело движется внутри труб, натрий — в межтрубном пространстве, продольно омывая пучок труб. Для того чтобы защитить корпус и трубные доски от колебаний температуры натрия, которые из-за высокой его теплопроводности легко передаются элементам конструкции, поток натрия отделен от корпуса кожухом, а от трубных досок — системой вытеснителей и теплоизолирующих прокладок. Камеры входа и выхода натрия имеют больший диаметр, чем корпус ПГ. Здесь располагаются элементы дистанционирования и крепления кожуха.

Из входной камеры натрия поступает в межтрубное пространство через ряд круглых отверстий в кожухе. Через такие же отверстия в нижней части кожуха натрия выходит в выходную камеру.

Питательная вода подается в нижнюю входную камеру, образованную цилиндрической частью трубной доски и съемной крышкой. Перед входом в трубы теплопередающей поверхности в камере установлено дроссельное устройство (плита с круглыми отверстиями) для выравнивания расхода воды по трубам. В модуле испарителя вода нагревается до температуры кипения и испаряется; здесь же осуществляется начальный перегрев пара.

Дистанционирование труб проводится специальными дистанционирующими решетками, расположенными с шагом 0,8—1 м по длине труб. Для компенсации разных температурных удлинений корпуса и труб теплопередающей поверхности на корпусе установлен гибкий сильфон.

Конструкции модулей основного и промежуточного пароперегревателей аналогичны конструкции модуля испарителя.

В модулях испарителя использованы трубки из хромомолибденовой стали размером  $16 \times 2,5$  мм. В основном и промежуточном пароперегревателях установлены трубки размером  $16 \times 2,5$  и  $25 \times 2,5$  мм из аустенитной хромоникелевой стали.

В трубных досках трубки располагаются по сторонам правильных шестиугольников с шагом 28 мм в испарителе и 33 мм в основном и промежуточном пароперегревателях. Корпус модулей изготовлен из трубы  $630 \times 20$  мм.

Масса отдельного модуля составляет около 20 т.

Так как контур теплоносителя замкнутый, то компенсация температурных расширений натрия проводится при помощи специальной буферной емкости, заполненной натрием и инертным газом. Эта емкость уменьшает скорость роста давления при аварии, сопровождающейся реакцией взаимодействия натрия с водой.

#### § 4.4. КОНСТРУКЦИИ ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ГАЗОВЫМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

Первые промышленные ПГ с газовым теплоносителем были установлены на АЭС «Колдер-Холл» (Великобритания). На рис. 4.27 представлены продольные разрезы такого ПГ. ПГ выра-

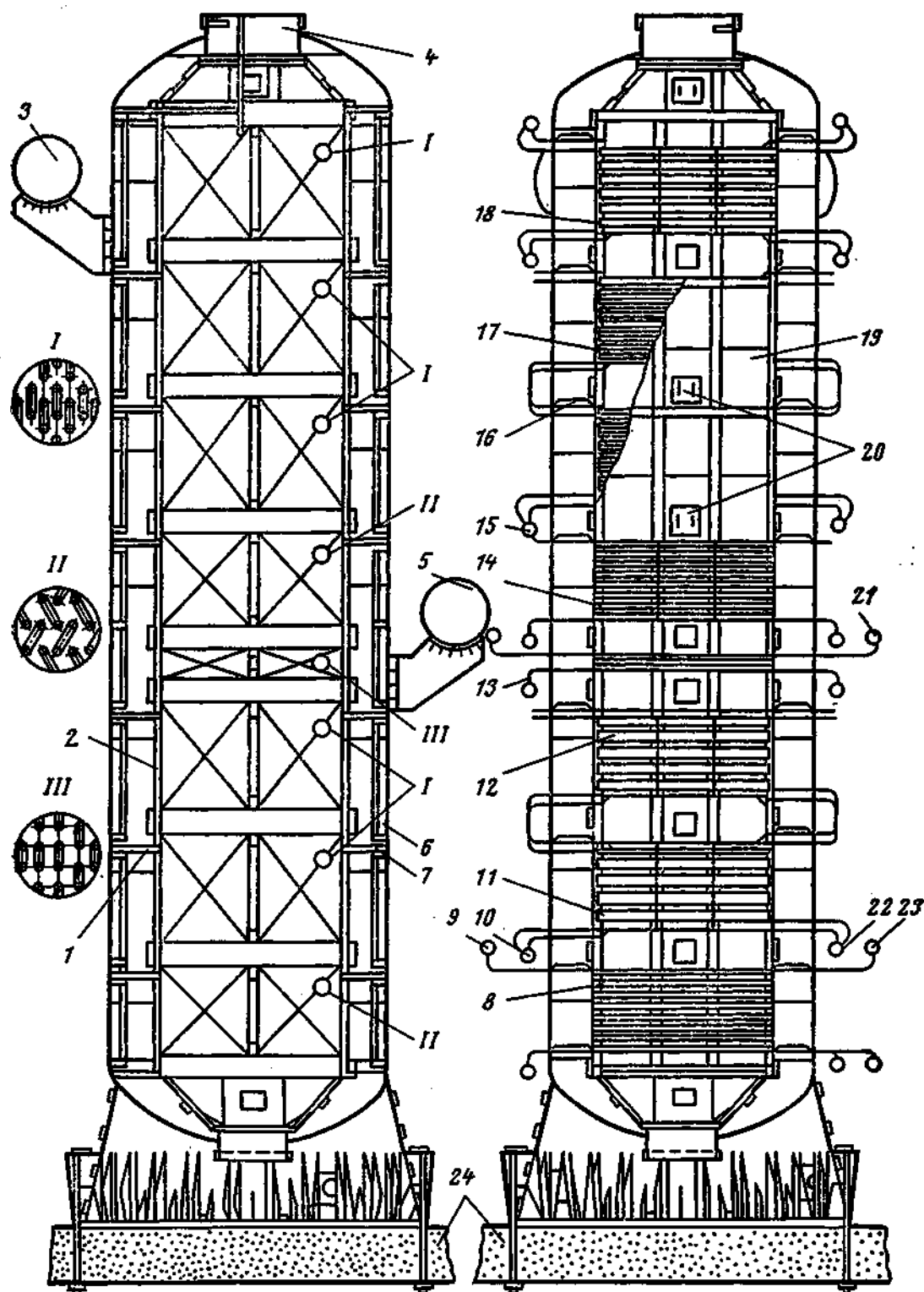


Рис. 4.27. ПГ АЭС «Колдер-Холл»:

1 — площадка; 2 — кожух; 3 — сепарационный барабан повышенного давления; 4 — подводящий патрубок теплоносителя; 5 — сепарационный барабан низкого давления; 6 — лестница; 7 — корпус; 8 — смешанный экономайзер; 9 — выходной коллектор части повышенного давления смешанного экономайзера; 10 — входной коллектор испарителя низкого давления; 11 — нижний пакет испарителя низкого давления; 12 — верхний пакет испарителя низкого давления; 13 — пароперегреватель низкого давления; 14 — экономайзер повышенного давления; 15 — входной коллектор испарителя повышенного давления; 16 — нижний пакет испарителя повышенного давления; 17 — верхний пакет испарителя повышенного давления; 18 — пароперегреватель повышенного давления; 19 — обшивка ПГ; 20 — люк; 21 — выходной коллектор пароперегревателя низкого давления; 22 — входной коллектор испарителя низкого давления; 23 — выходной коллектор части низкого давления смешанного экономайзера; 24 — бетонный фундамент

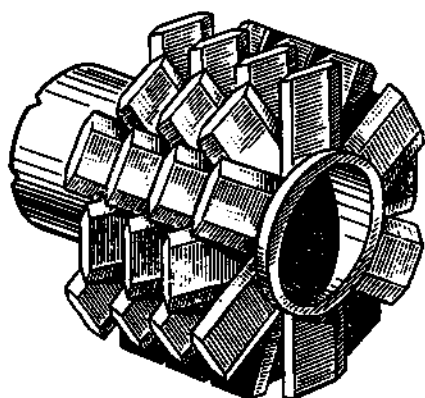


Рис. 4.28. Элемент ошипованной трубы ПГ АЭС «Колдер-Холл»

батывает пар двух давлений. Поверхности теплообмена высокого и низкого давлений располагаются в корпусе последовательно по ходу газа.

Корпус диаметром 5,3 м имеет высоту 24,6 м при толщине стенки более 30 мм. Поверхности теплообмена расположены внутри прямоугольного кожуха, имеющего плотное присоединение к подводящему газ патрубку. Нижняя часть кожуха не имеет плотного соединения с дном корпуса. Поверхности теплообмена выполнены в виде горизонтальных змеевиковых пакетов. Общая их площадь 9247 м<sup>2</sup>;

77 % общего количества выработанного пара имеет повышенные параметры и 23 % — низкие.

Для увеличения площади поверхности теплоотдачи от газа к стенке в испарителях и экономайзерах применены ошипованные трубы. Ошиповка труб — дорогостоящая и сложная технологическая операция. Шипы (ребра) существенных размеров могут быть укреплены на трубах только приваркой. Особое значение для теплообмена помимо оптимальных размеров и формы шипов имеет плотность контакта шипа со стенкой по всей площади соприкосновения. Для этого после приварки шипов стенки трубок раздаются посредством создания внутри труб соответствующего давления. Ошиповка позволила в 4 раза увеличить поверхность труб со стороны, омываемой газом. Общее число шипов, приваренных к трубам одного ПГ, составляет примерно 11 млн. Элемент ошипованной трубки представлен на рис. 4.28. Для испарительных труб диаметром 51 мм применены шипы овальной формы высотой 25 и длиной 13 мм. По окружности трубы расположено 8—12 шипов с шагом вдоль оси трубы 13 мм.

Из-за большой длины змеевики имеют несколько сварных соединений. Для обеспечения высокого качества сварка проводилась в заводских условиях. На заводе змеевики собирались в отдельные пакеты с таким расчетом, чтобы последние проходили внутрь корпуса через верхний патрубок. Каждая секция поверхности теплообмена состоит из двух трубных пакетов, между которыми предусмотрен вертикальный монтажный зазор. Между секциями по высоте имеются свободные пространства с люками в обшивке, что позволяет проводить осмотр и ремонт секций. Соединяют секции между собой и присоединяют их к раздающим и сборным коллекторам при монтаже.

Вывод труб из корпуса осуществляется через газовую рубашку, предотвращающую возникновение температурных напряжений в стенке корпуса.

В испарителях принята многократная принудительная циркуляция.

Таблица 4.4. Размеры корпусов ПГ

АЭС	Год пуска	Размеры корпуса		
		Диаметр, м	Высота, м	Толщина стенки, мм
«Колдер-Холл»	1956	5,24	23,6	33,3
«Брадуэлл»	1962	5,78	25,0	39,7
«Хинкли-Пойнт-А»	1965	6,54	27,6	36,5—60,3
«Данджнесс-А»	1965	7,15	22,9	74,9—98,4
«Сайзуэлл»	1966	6,85	28,0	57,2

Позднее в Великобритании вступило в строй еще несколько АЭС с ПГ типа «Колдер-Холл», но более совершенной конструкции. Повышались производительность ПГ, давление и температура газа. Рост паропроизводительности достигался, во-первых, увеличением диаметра и высоты корпуса, что стало возможным благодаря совершенствованию технологии сварки элементов больших диаметров и больших толщин непосредственно на монтажной площадке; во-вторых, совершенствованием конструкции поверхности теплообмена посредством применения более рациональных форм шипов и ребер, позволявших более тесно располагать змеевики в объеме ПГ; в-третьих, заполнением змеевиками всего сечения корпуса.

В последних конструкциях ПГ этого типа значительно уменьшено число выводов змеевиков из корпуса. Это достигалось вваркой в корпус камер, собирающих в один пучок несколько змеевиков (не менее четырех). Камеры в свою очередь соединялись с наружными коллекторами поверхности теплообмена. Такая конструкция поверхности теплообмена принята, в частности, для ПГ станции «Данджнесс-А» (Великобритания) (рис. 4.29).

В табл. 4.4 приведены размеры корпусов ПГ некоторых АЭС Великобритании.

Начиная с 1967 г. в Великобритании, а также в США и Франции АЭС с газографитовыми реакторами строятся с компоновкой оборудования первого контура внутри корпуса реактора из предварительно напряженного железобетона.

На АЭС «Данджнесс-Б» четыре прямоточных ПГ производительностью 117 кг/с размещены в кольцевом пространстве шириной 2,8 м, между изолирующей стальной оболочкой реактора и корпусом из бетона. ПГ состоит из экономайзера, испарителя, пароперегревателя и промежуточного пароперегревателя. Чтобы обеспечить необходимую площадь сечения для прохода воды, каждый ПГ разбит на две соединенные параллельно части. Поверхность теплообмена ПГ состоит из плоских оребренных змеевиков, изготовленных из труб наружным диаметром 19,6 мм. Трубы экономайзера имеют 32 ребра высотой 2,5 мм на 10 см длины, трубы испарителя имеют 36 ребер высотой 3,8 мм на 10 см длины. Для

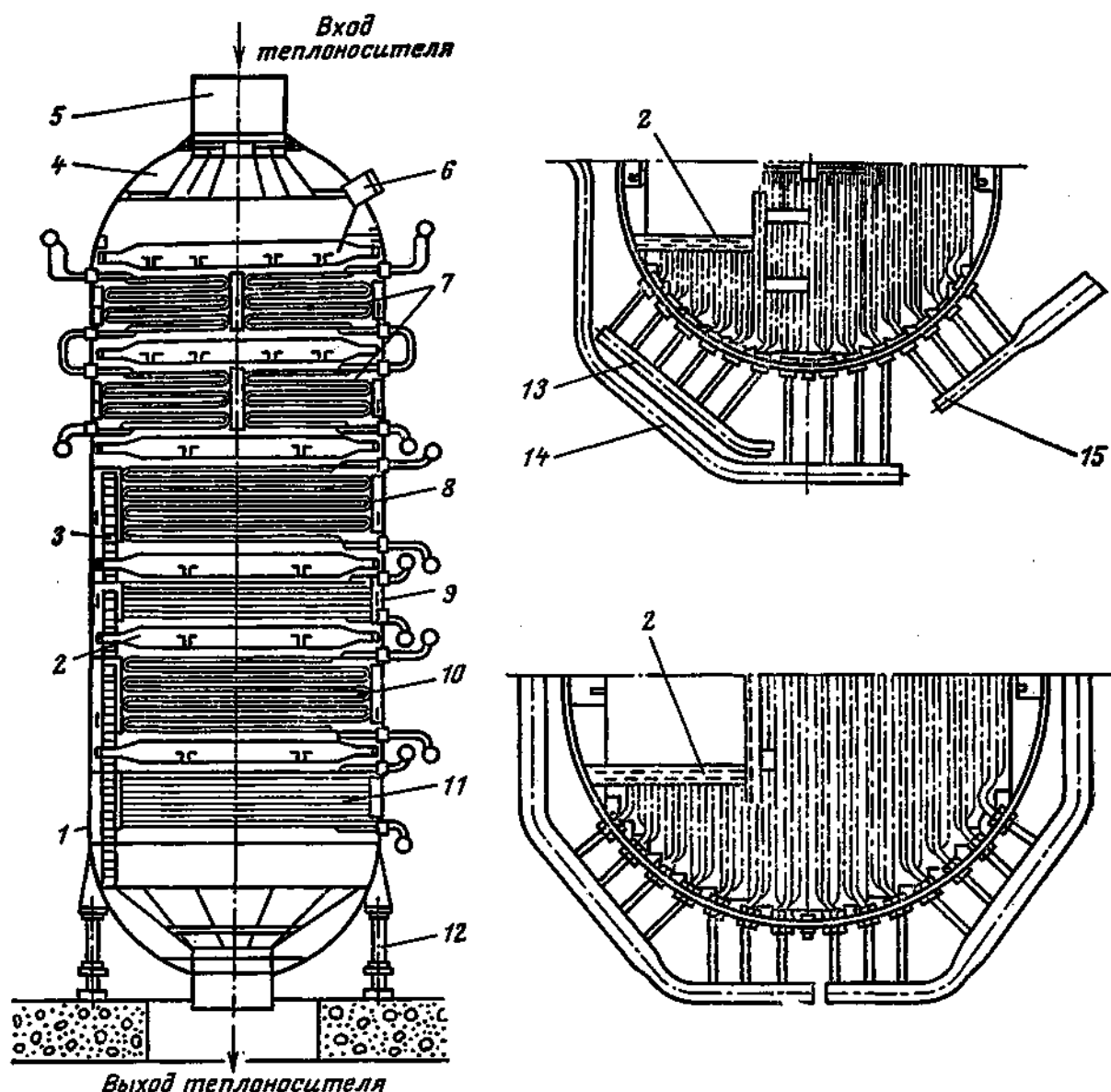


Рис. 4.29. ПГ АЭС «Данджесс-А»:

1 — корпус; 2 — опорные балки; 3 — лестница; 4 — конический диффузор; 5 — вход теплоносителя; 6 — люк; 7 — секция смешанного пароперегревателя; 8 — испаритель высокого давления; 9 — экономайзер высокого давления; 10 — испаритель низкого давления; 11 — смешанный экономайзер; 12 — опорные колонны; 13, 14 — коллектор пароперегревателя высокого давления; 15 — коллектор пароперегревателя низкого давления

экономайзера использованы трубы из углеродистой стали, для испарителя — трубы из хромистой стали (С 9 %, Мо 1 %), трубы пароперегревателя выполнены из нержавеющей стали. Параметры теплоносителя и перегретого пара приведены ранее (см. табл. 3.3).

На АЭС EDF-4 (Франция) ПГ расположены под реактором в общем бетонном корпусе, занимая цилиндрическое пространство диаметром 15,5 и высотой 10 м. Такое расположение позволило несколько уменьшить диаметр корпуса. ПГ состоит из 24 секций. Каждая секция имеет четыре независимых пакета плоских змеевиков, любой из которых может быть отключен снаружи во время

работы реактора. Давление  $\text{CO}_2$  составляет 2,3 МПа, температура на входе в ПГ 400, на выходе 220 °С. Паропроизводительность ПГ 105 кг/с перегретого пара давлением 3,5 МПа и температурой 390 °С.

Для АЭС «Хартлпул» (Великобритания) разработана схема, по которой ПГ размещаются внутри цилиндрических ячеек в стенке бетонного корпуса реактора (см. рис. 3.20). Корпус реактора имеет форму прямого цилиндра диаметром 26 и высотой 29,2 м. Внутренняя полость, покрытая стальной оболочкой, имеет диаметр 13,1 и высоту 19,3 м. В стенке корпуса имеется восемь вертикальных цилиндрических ячеек диаметром 2,8 и высотой около 19 м, покрытых изнутри охлаждаемой стальной облицовкой, в нижней части ячеек размещаются газодувки, а над ними ПГ. Каждые два ПГ связаны между собой по воде и пару, т. е. практически имеются четыре независимых ПГ суммарной производительностью 450 кг/с.

ПГ прямоточные, с промежуточным перегревом пара (параметры указаны в табл. 3.3). ПГ выполнены в виде вертикальной стальной оболочки, внутри которой на центральном стержне закреплены многозаходные винтовые змеевики из оребренных труб. Подвод питательной воды, вывод перегретого пара, подвод и вывод пара для промежуточного перегрева осуществляются сверху. ПГ целиком изготавливается и испытывается на заводе.

Интегральная компоновка оборудования первого контура применена также на АЭС «Форт-Сент-Врейн» (США) с высокотемпературным реактором, охлаждаемым гелием. Реактор, ПГ и газодувки располагаются внутри корпуса из предварительно напряженного железобетона, причем 12 секций ПГ располагаются в цилиндрическом объеме под реактором.

Схема одной секции ПГ представлена на рис. 4.30 (параметры пара см. в табл. 3.3). Каждые две секции соединены параллельно по пару и воде, образуя один ПГ.

Питательная вода подается в коллектор и из него по 17 подводящим трубам — к раздающим коллекторам питательной воды. К каждому раздающему коллектору присоединяются по три трубы теплопередающей поверхности, которая образована двумя пучками винтовых змеевиков: испарительным и пароперегревательным. В испарительном пучке происходят нагрев, испарение и перегрев пара на 15—20 °С. Движение рабочего тела и гелия в испарителе — противоточное.

В пароперегревательной части для уменьшения температуры стенки труб принята схема прямотока. Трубы из испарителя проходят по щели, образованной наружной обечайкой пароперегревателя и кожухом, а затем в виде винтовых змеевиков опускаются вниз, образуя теплопередающую поверхность.

Затем по кольцевой щели, образованной опорным цилиндром и внутренней обечайкой испарительного пучка, трубы пароперегревателя подходят к промежуточным коллекторам перегретого пара. Перегретый пар покидает ПГ через патрубок.

Рис. 4.30. Секция ПГ высокотемпературного реактора АЭС «Форт-Сент-Врейн»:

1 — верхний уплотнительный фланец; 2 — монтажное кольцо; 3 — лабиринтные уплотнения коллектора промпароперегревателя; 4 — пучок труб промпароперегревателя; 5 — кожух; 6 — пучок трубосновного пароперегревателя; 7 — пучок труб экономайзера-испарителя; 8 — раздающие коллекторы питательной воды; 9 — сборные коллекторы перегретого пара; 10 — нижнее уплотнение; 11 — плита; 12 — сферическое днище ПГ; 13 — оболочка отверстия в нижнем днище железобетонного корпуса реактора; 14 — плоское днище ПГ; 15 — выходной патрубок перегретого пара; 16 — коллектор питательной воды

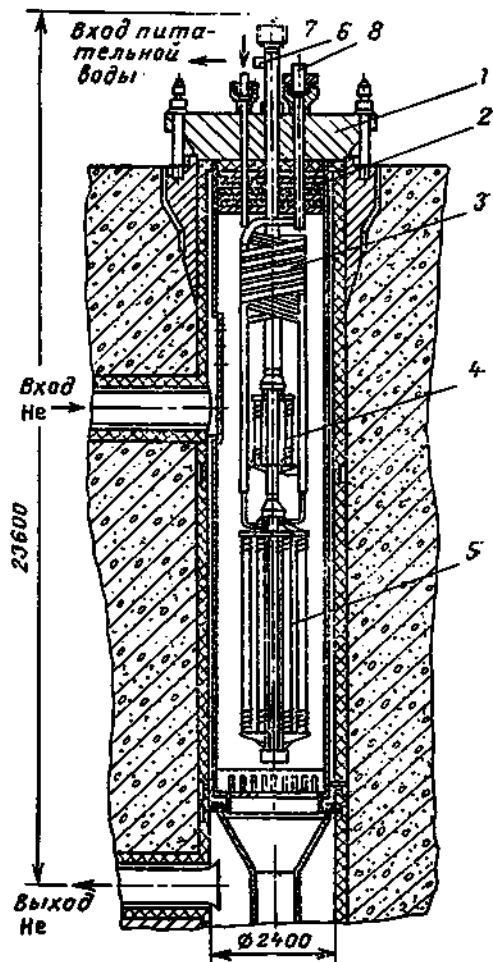
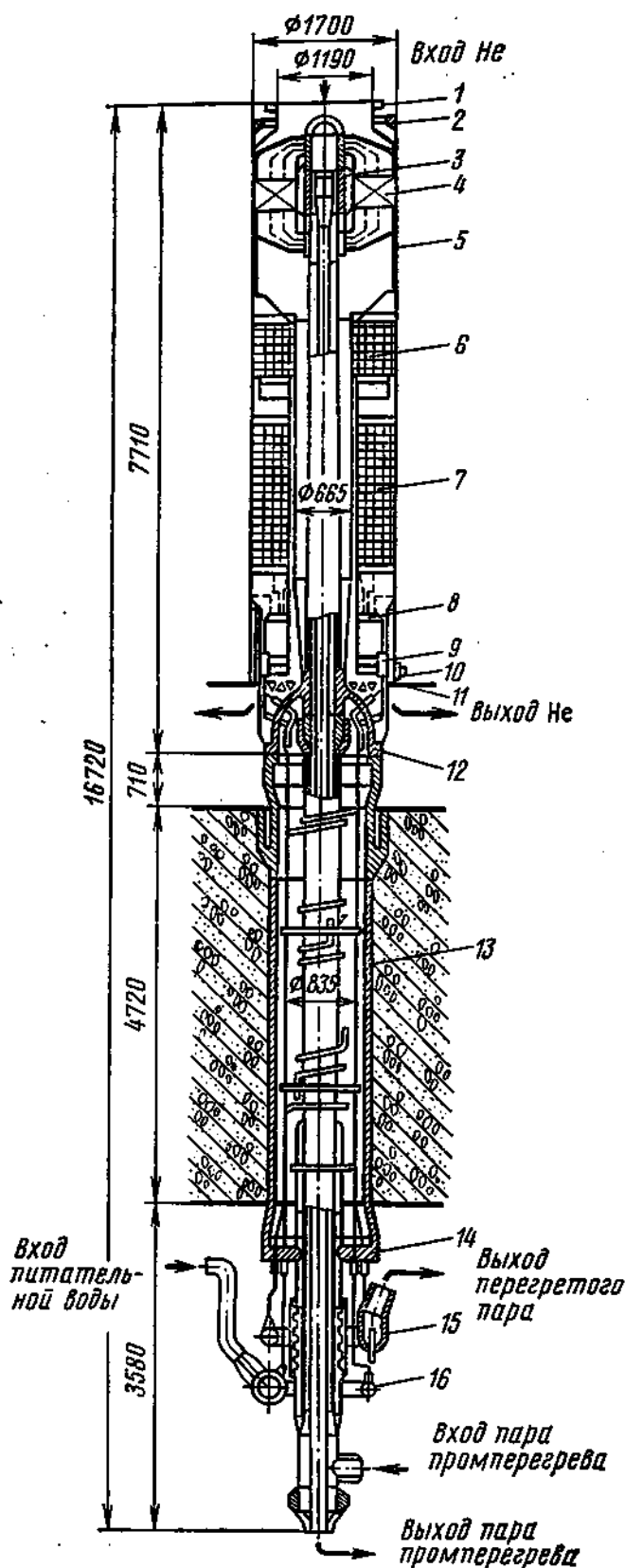


Рис. 4.31. Секционный РГ для АЭС с газовым теплоносителем (проект, СССР):

1 — крышка; 2 — биологическая защита; 3 — подводящие и отводящие трубопроводы; 4 — секции промежуточного пароперегревателя; 5 — секции высокого давления; 6 — выход пара промежуточного перегрева; 7 — выход пара высокого давления; 8 — вход пара промежуточного перегрева

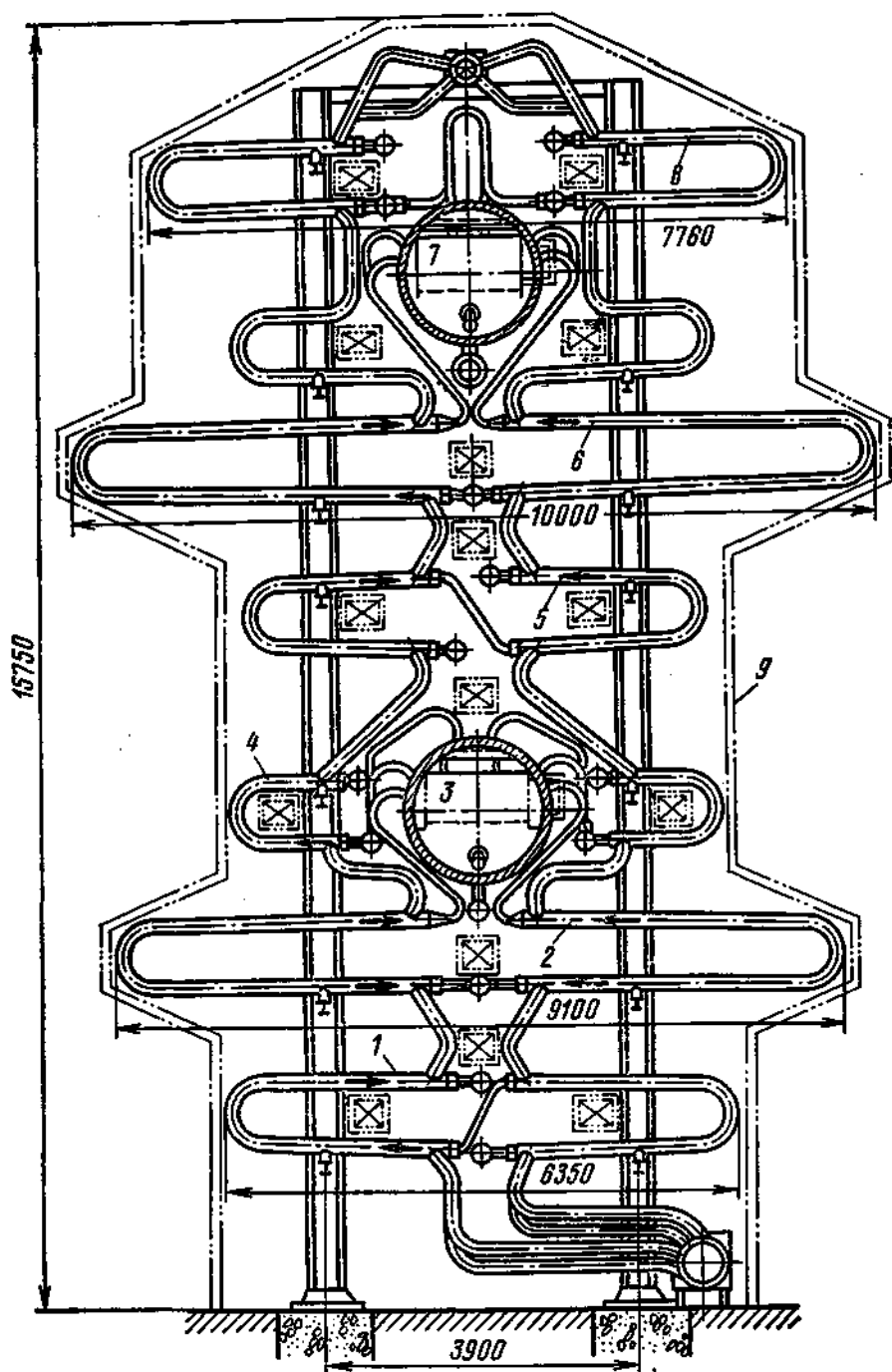


Рис. 4.32. ПГ АЭС А-1:

1 — водяной экономайзер низкого давления; 2 — испаритель низкого давления; 3 — сепарационный барабан низкого давления; 4 — пароперегреватель низкого давления; 5 — водяной экономайзер повышенного давления; 6 — испаритель повышенного давления; 7 — сепарационный барабан повышенного давления; 8 — пароперегреватель повышенного давления; 9 — обшивка с тепловой изоляцией

Первым по ходу гелия расположен промпароперегреватель. Пар к нему подводится по кольцевому каналу, а отводится из него по центральной трубе опорного цилиндра.

Вес трубных пучков ПГ воспринимается сферическим днищем, от которого через оболочку передается корпусу реактора. Для ПГ с газовым теплоносителем перспективными могут оказаться

также корпусные секционно-модульные конструкции и конструкции типа труба в трубе или пучок труб в трубе с продольным обтеканием поверхности теплообмена.

Секционно-модульная конструкция ПГ предложена в проекте установки с реактором на быстрых нейтронах, охлаждаемым гелием, БГР-350. ПГ (рис. 4.31) располагаются в четырех цилиндрических шахтах в стенке железобетонного корпуса реактора. В прямом ПГ производится пар давлением 17 МПа и температурой 540 °С, а также осуществляется перегрев пара, отбираемого из промежуточной ступени турбины, давлением 5 МПа. Соответственно поверхность теплообмена состоит из двух секций — промежуточного пароперегревателя и высокого давления. Последняя объединяет экономайзерную, испарительную и пароперегревательную части высокого давления.

Обе секции состоят из модулей, соединенных параллельно по рабочему телу и теплоносителю. Модули выполнены из отдельных элементов, соединенных последовательно. Каждый элемент конструктивно представляет собой один слой многозаходных винтообразных змеевиков, навитых на трубу-вытеснитель диаметром 80 мм. Вытеснитель служит также опорой для дистанционирующих пластин модуля.

В шахте ПГ размещаются 13 секций, имеющих отдельные подводы питательной воды и отводы пара, а также отдельные подводы и отводы пара промежуточного перегрева.

Подводящие и отводящие трубы в верхней части ПГ имеют изгибы для компенсации температурных удлинений. Гелий давлением 15,7 МПа и температурой 630 °С поступает в ПГ через перфорированную часть металлического кожуха-корзины ПГ и последовательно омывает поверхность теплообмена промежуточного пароперегревателя и пароперегревательную, испарительную и экономайзерную части секций высокого давления. Из ПГ гелий проходит в газодувку, которой подается в активную зону реактора.

На рис. 4.32 представлена схема ПГ АЭС А-1 (ЧССР), поверхность теплообмена которого выполнена по типу пучок труб в трубе. Рабочее тело движется внутри труб, теплоноситель — в межтрубном пространстве. В ПГ вырабатывается пар двух давлений: 2,7 МПа и 400 °С в секциях высокого давления и 0,2 МПа и 180 °С в секциях низкого давления. Параметры газа: давление 5,6 МПа, температура на входе в ПГ 425 °С и на выходе из него 95 °С. Поверхность теплообмена секции набрана из трубы наружным диаметром 22 мм. Корпус секции изготовлен из трубы наружным диаметром 159 мм.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОЦЕССОВ,  
ПРОТЕКАЮЩИХ В ПГ

## § 5.1. ГИДРОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН

Процессы теплообмена и гидродинамики определяют технико-экономическое совершенство и надежность ПГ. Конкретные условия их протекания весьма разнообразны и определяются видом и параметрами рабочей среды и теплоносителя. Во всех элементах ПГ передача тепла от теплоносителя к тепловоспринимающей стенке поверхности теплообмена и от теплоотдающей стенки к рабочему телу осуществляется конвективной теплоотдачей. При омывании поверхности теплообмена высокотемпературными многоатомными газами ( $\text{CO}_2$ ) имеет место и теплоотдача через излучение, однако ее вклад в перенос тепла по сравнению с конвективной невелик. Интенсивность конвективной теплоотдачи для данной геометрии поверхности определяется физическими параметрами вещества и гидродинамикой потока.

Как при продольном, так и при поперечном обтекании однофазной средой поверхностей теплообмена существуют в зависимости от гидродинамического режима три области с различными закономерностями теплообмена: ламинарного течения, развитого турбулентного течения и переходная.

При продольном обтекании границы этих областей характеризуются следующими значениями числа Рейнольдса:  $Re \leq 2300$  — область ламинарного течения,  $2300 < Re < 10\,000$  — переходная область и  $Re > 10\,000$  — область развитого турбулентного течения. При поперечном обтекании пучков эти границы существенно изменяются, в частности ориентировочно можно считать, что ламинарное течение имеет место при  $Re < 10^3$ , переходное (или, точнее, смешанное) — при  $10^3 < Re < 10^5$  и турбулентное — при  $Re > 10^5$ .

Наиболее высокая интенсивность теплообмена соответствует турбулентному режиму. Поэтому для ПГ следует ориентироваться прежде всего на турбулентное течение.

Закономерности теплообмена и гидродинамики при движении в поверхностях нагрева однофазных сред изучены хорошо. При расчете многих практических задач серьезных затруднений не встречается. Это положение пока еще нельзя распространить на случай натриевого теплоносителя. В реальных теплообменниках довольно часто наблюдаются существенные расхождения расчетных и достигнутых интенсивностей теплообмена. Нет еще окончательных рекомендаций по учету теплоотдачи излучением для чистых многоатомных газов ( $\text{CO}_2$ ) при высоких давлениях и температурах. За последнее десятилетие достигнуты большие успехи в изучении теплообмена и гидродинамики при движении двухфазных пароводяных потоков, позволившие получить удовлетвори-

тельные рекомендации по расчету теплообмена и гидродинамики в испарительных поверхностях.

Однако проблемы двухфазных потоков решены далеко не полностью. Практически отсутствуют теоретические представления о механизме процессов теплообмена и гидродинамики, а следовательно, достаточно обоснованные и точные расчетные зависимости для всего диапазона изменения характеристик двухфазной среды в различных испарительных поверхностях. Сложность теоретического и экспериментального исследований двухфазных потоков применительно к ПГ усугубляется движением через большое число параллельно включенных каналов с непрерывным изменением плотности, распределения фаз по сечению потока и других параметров. Вместе с тем следует иметь в виду также наличие в пароводяном потоке растворенных веществ и взвешенных частиц, влияющих на процессы тепло- и массообмена.

ПГ представляют собой теплообменники, непрерывно действующие в течение длительного времени и обеспечивающие постоянство параметров. Пуски, остановки и переход на частичные нагрузки проводятся по специально разработанным режимам. Однако в процессе работы при постоянных средних характеристиках всей поверхности теплообмена имеют место более или менее выраженные нестационарные процессы в отдельных трубках или каналах.

В водяном экономайзере могут иметь место пульсации температуры стенки, вызываемые пульсациями расхода воды или ее температуры на входе. Подобные пульсации, но еще более четко выраженные, могут быть в стенках труб поверхности теплообмена, обогреваемых жидкими металлами. В испарительных поверхностях при подаче в них воды, недогретой до  $t_s$ , при определенных условиях наблюдается межвитковая пульсация расходов, что может привести к возникновению нестационарных границ перехода потока из одной зоны в другую. Уровень знания этих процессов еще не позволяет точно рассчитать их даже для относительно простых случаев.

В некоторых парообразующих поверхностях, а также в сепарационных системах имеет место безнапорное движение двухфазной среды, называемое *барботажем*. Барботажное движение отличается от напорного отсутствием расхода водной фазы. Однако, несмотря на более простую модель этого вида движения, его закономерности также до настоящего времени окончательно не выявлены.

Сложное гидродинамическое явление представляет собой и процесс осушки пара, для которого также нет точного теоретического описания, а надежные эмпирические закономерности не охватывают случаев очень высоких производительностей испарителей.

Следует иметь в виду специфику процессов теплообмена и гидродинамики в области около- и закритического состояния рабочего тела. Если в настоящее время ядерная энергетика не имеет уста-

новок с закритическими параметрами, то будущее развитие ее, несомненно, будет идти и по пути достижения этих параметров.

## § 5.2. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Основными физико-химическими процессами, протекающими в ПГ, являются: коррозия конструкционных материалов; переход продуктов коррозии в теплоноситель и рабочее тело; выпадение на поверхностях теплообмена, в арматуре и трубопроводах примесей, содержащихся в теплоносителе и рабочем теле; унос примесей рабочим паром и т. д. Совокупность и характер протекания физико-химических процессов в контурах ПГ различны.

В первом контуре они определяются видом теплоносителя и его параметрами. Для большинства теплоносителей практическое значение для эксплуатации ПГ и его арматуры имеют только коррозионные процессы. При этом одинаково серьезное внимание необходимо обращать как на местную коррозию (язвенная, щелевая, межкристаллитная, под напряжением и др.), так и на общую. Механизм и закономерности процессов коррозии характеризуются большой сложностью, особенно в условиях высоких температур и ионизирующего излучения.

Из рассмотренных теплоносителей наибольшей коррозионной активностью обладает вода. Органические теплоносители и газы при умеренных температурах практически коррозионно-инертны. Газы при высоких температурах довольно энергично взаимодействуют со сталями, что снижает допустимую температуру их применения и требует перехода от малолегированных марок сталей к высоколегированным. Взаимодействие жидкометаллических теплоносителей с материалами изучено еще недостаточно. Имеющиеся экспериментальные данные свидетельствуют о необходимости применения для жидкого натрия при температурах выше 600 °С высоколегированных сталей. При этом процесс взаимодействия жидкого натрия с металлами усиливается при наличии в нем оксидов, а также с ростом скорости движения.

В связи с тем что первый контур ПГ непосредственно связан с реактором, особое внимание должно быть обращено на предотвращение коррозионных процессов, дающих заметный выход продуктов коррозии в теплоноситель.

Физико-химические процессы, протекающие в пароводяном тракте ПГ, отличаются значительно большим разнообразием и большей сложностью. Несмотря на восполнение утечек второго контура обессоленной водой и многоступенчатую деаэрацию питательной воды, вода на входе в ПГ содержит определенное количество (хотя и небольшое) минеральных и газообразных примесей. Источниками поступления их в питательную воду являются присосы охлаждающей воды в конденсаторе, проскоки в системе подготовки добавочной воды и коррозионные процессы в конденсатном и питательном трактах, а также в самом ПГ. В общем случае питательная вода любого ПГ на выходе в экономайзер —

раствор некоторых твердых и газообразных веществ, содержащий коллоидные и твердые частицы. При парообразовании происходит упаривание растворов, и при определенных паросодержаниях и характеристиках пароводяной смеси начинается выпадение накипи на поверхностях теплообмена испарителя.

Другой физико-химический процесс, также тесно связанный с гидродинамикой, — унос примесей воды с насыщенным паром в пароперегреватель и далее в паровую турбину. В ПГ с многократной циркуляцией имеют место две разновидности уноса примесей с паром. Одна из них представляет собой механический унос частичек влаги, а другая — унос веществ, растворимых в паре.

В прямоточных ПГ с паром уносятся примеси веществ, растворимых в нем. Унос примесей воды паром вместе с ее частичками является сложным сочетанием физико-химических и гидродинамических явлений. Несмотря на то что этот вид уноса наиболее изучен, борьба с ним довольно сложна, особенно при высоких параметрах и больших производительностях ПГ. Изучение второго вида уноса началось сравнительно недавно, но к настоящему времени благодаря работам советских исследователей (МЭИ, ЭНИН им. Г. М. Кржижановского и др.) достигнуты определенные успехи, позволяющие создавать для ПГ условия, практически обеспечивающие заданное качество пара.

Коррозионные процессы во втором контуре протекают в более сложных условиях вследствие взаимодействия металла с растворами разных составов и концентраций.

### § 5.3. ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССОВ, ПРОТЕКАЮЩИХ В ПГ, НА НАДЕЖНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ АЭС

Основные показатели технико-экономического совершенства ПГ, важнейшими из которых являются *надежность* и *экономичность*, определяются рассмотренными выше процессами, протекающими одновременно и в тесной взаимосвязи.

Так как максимальная температура теплоносителей, действующих и проектируемых для АЭС ближайшего будущего, не превышает  $850^{\circ}\text{C}$  (АЭС с высокотемпературными газоохлаждаемыми реакторами), то для АЭС практически нет опасности пережога труб поверхности теплообмена, что имеет место в ПГ ТЭС. Однако, рассматривая вопросы надежности ПГ, следует иметь в виду аварийные ситуации, возникающие, когда повышение температуры стенки приводит к такому уменьшению прочностных характеристик металла, при которых уже не обеспечивается необходимый запас прочности. Для каждой марки стали имеется своя температура  $t_{\text{ст}}^{\text{доп}}$ , при превышении которой прочностные характеристики (пределы текучести  $\sigma_{\text{т}}$  и прочности  $\sigma_{\text{в}}$ ) начинают резко уменьшаться. Для углеродистой стали (ст. 20, ст. 22) эта температура равна  $460\text{—}480^{\circ}\text{C}$ , для слаболегированных сталей перлитного

класса (12МХ, 15МХ, 12Х1МФ и др.) — 560—580 °С и для аустенитных сталей (10Х18Н10Т) 640—650 °С.

В этом отношении очень важно соблюдать установленный верхний предел температурного режима поверхностей теплообмена. Температурный режим определяется факторами конструкционного и режимного эксплуатационного характера. Конструкционные факторы в этом случае наиболее полно проявляются через поверхностную плотность теплового потока  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>.

Для получения наибольшей экономии капитальных затрат нужно иметь как можно большее значение  $q$ . Но выбранный таким образом тепловой поток может оказаться неприемлемым как с технико-экономических позиций (большие расходы на перекачку теплоносителей), так и по соображениям обеспечения необходимого запаса прочности (малая разница между температурой стенки и  $t_{ст}^{доп}$ ). Правильно выбрать значение  $q$  для данного материала труб можно только при учете всех закономерностей теплообмена, гидродинамики и физико-химических процессов.

В ПГ, обогреваемых низкотемпературными теплоносителями, всегда  $t'_1 < t_{ст}^{доп}$  даже для углеродистых сталей. Поэтому для них названная выше опасность не существует. Экономайзер в любом ПГ практически будет находиться в условиях  $t_1 < t_{доп}^{ст}$ .

В ПГ высоких и сверхвысоких параметров возможно превышение температуры теплоносителя над допустимой температурой стенки в пароперегревателе и испарителе.

Для испарителя предельная плотность теплового потока —  $q_{кр}$ , при этой плотности происходит переход пузырькового кипения в пленочное. Однако практически в ПГ АЭС плотности тепловых потоков значительно ниже  $q_{кр}$ . В прямоточных ПГ в зоне высоких массовых паросодержаний наблюдается ухудшение теплоотдачи. В этом случае при конструировании следует правильно выбрать наивысшую плотность теплового потока в зоне ухудшенной теплоотдачи  $q_{ух}$ , имея в виду, что запас по  $t_{ст}^{доп}$  здесь может оказаться невысоким. Для пароперегревателя необходимо обращать особое внимание на интенсивность теплоотдачи от стенки к пару.

Таким образом, в процессе эксплуатации нельзя допускать режимов, при которых снижаются принятые при конструировании запасы по  $t_{ст}^{доп}$ , тогда ПГ будет работать надежно в течение всего предусмотренного для него ресурса. Однако он может быстро выйти из строя, если будет нарушено нормальное протекание процессов отвода тепла рабочим телом. К таким нарушениям следует отнести перебои циркуляции, уменьшение расхода рабочего тела, интенсивное отложение накипи.

К аварийной ситуации приводит также возникновение знакопеременных температурных напряжений в стенках труб поверхности теплообмена. Это явление связано в первую очередь с гидродинамическими условиями: пульсациями расхода теплоносителя и рабочего тела. Пульсации расходов приводят к пульсации тепловых потоков, которые особенно опасны для толстостенных эле-

ментов (сварные соединения, стенки барабанов и т. п.). Возможность появления разрывов труб в этом случае определяется частотой и амплитудой пульсации теплового потока. Опасность пульсирующих режимов значительно усиливается при протекании коррозионных и эрозионных процессов. Наиболее опасными пульсационными явления будут для ПГ с жидкометаллическими теплоносителями, где их амплитуды (тепловые удары) могут достигать очень больших значений.

Выход из строя труб поверхности теплообмена может произойти и при малых амплитудах пульсаций, но при больших частотах и большой длительности процессов.

Следует учитывать и чисто гидродинамические причины снижения надежности элементов ПГ. К ним относятся эрозионные процессы (особенно в деталях арматуры), а также вибрационные колебания длинных тонкостенных трубок поверхности теплообмена.

Понижают надежность ПГ и такие физико-химические процессы, как коррозия и отложение примесей. Отложения примесей вызывают ухудшение теплоотдачи, что в высокотемпературных установках может привести к увеличению температуры стенки до  $t_{ст}^{доп}$ . Опасность отложений заключается также в интенсификации процессов местной коррозии.

Влияние процессов, протекающих в ПГ, на технико-экономические показатели его весьма сложно. Но в то же время их влияние на КПД незначительно, так как единственная потеря тепла — потеря в окружающую среду.

К важнейшим технико-экономическим показателям относятся капитальные и эксплуатационные затраты, которые в значительной степени обуславливаются совокупностью процессов в ПГ. Площадь поверхности теплообмена и размеры корпусов определяются интенсивностью передачи тепла. Стремление к ее повышению влечет за собой повышение затрат на перекачку теплоносителей и рабочего тела.

Физико-химические процессы влияют на интенсивность передачи тепла, обуславливают выбор материалов.

Правильный выбор основных характеристик поверхностей теплообмена, корпусов и других элементов парогенераторной установки может быть сделан на основе полного учета всех процессов: теплообмена, гидродинамики и физико-химических. В этом случае можно надеяться на получение наиболее оптимальных габаритных, массовых, стоимостных и эксплуатационных показателей при обеспечении необходимой степени надежности.

Физико-химические процессы в ПГ могут серьезно влиять и на технико-экономические показатели всей АЭС. Возникновение и развитие процессов отложения влекут за собой снижение теплоотвода в поверхностях теплообмена и уменьшение температурного перепада в теплоносителе. Это может привести к необходимости снижения тепловой мощности реактора. Но при снижении тепловосприятости в ПГ снизятся его паропроизводительность и

параметры пара, а следовательно, уменьшится выработка электроэнергии, понизится КПД турбогенератора. Неплановая остановка ПГ для отмывки отложений приведет к уменьшению числа часов использования.

Большие экономические потери вызывают и коррозионные процессы. Наиболее правильный, но и наиболее трудный метод борьбы с коррозией — организация рационального водного режима при использовании дешевых конструкционных материалов. Иногда используется и другой подход к решению проблемы — применение дорогостоящих нержавеющих сталей. Правда, при этом резко удорожается установка, но без должной гарантии надежности, так как локальные процессы коррозии могут протекать и в этом случае.

Тесная взаимосвязь существует между процессами в ПГ и характеристиками работы турбоустановки. Помимо количества и параметров вырабатываемого пара здесь требуется и чистота пара. При применении на АЭС цикла с насыщенным паром основной характеристикой качества является влажность пара. Чрезмерная влажность пара, поступающего в турбину, в этом случае окажет существенное влияние на снижение КПД турбины и вызовет интенсивную эрозию лопаток.

В установках высокого давления с перегревом пара чистота пара (отсутствие унесенных примесей воды) является особо важным фактором, влияющим на работу турбины. Мощные турбины расходуют громадные количества пара. Наличие в последнем незначительных количеств примесей, измеряемых долями миллиграмма на 1 кг пара, за время эксплуатации приведет к отложению в проточной части турбины нескольких килограммов различных веществ. Отложения в проточной части турбины снижают ее надежность вследствие увеличения давления на упорный подшипник и уменьшают ее КПД из-за изменения шероховатости и даже профиля проточной части.

Повышенные отложения примесей в турбине требуют преждевременной промывки ее, а следовательно, приводят к недовыработке электроэнергии. Неплановые остановки основного оборудования АЭС ведут к существенному снижению ее технико-экономических показателей.

Основные закономерности и рекомендации, необходимые для анализа и расчета процессов, протекающих в ПГ, излагаются в гл. 6—9 на основе установившихся методик, вклад в создание которых был сделан научными работниками и преподавателями ЦКТИ, ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского, ЭНИН, МЭИ и др.

## ТЕПЛООБМЕН В ПГ

## § 6.1. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ДВИЖЕНИИ ОДНОФАЗНЫХ СРЕД

Совокупность методов аналитических исследований и теории подобия позволила получить для расчета теплообмена при движении однофазных сред обоснованные и надежные закономерности. В зависимости от физических свойств теплоносителей эти закономерности по функциональной связи определяемого и определяющих критериев делятся на две группы.

Для жидких металлов расчетная зависимость может быть записана в виде

$$Nu = A + B (Re Pr)^k$$

или

$$Nu = A + B (Pe)^k. \quad (6.1)$$

Общая закономерность для всех остальных однофазных теплоносителей

$$Nu = c Re^n Pr^m. \quad (6.2)$$

В (6.1) и (6.2)  $A$ ,  $B$ ,  $c$ ,  $k$ ,  $n$  и  $m$  — постоянные безразмерные числа;  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pe$  и  $Pr$  — критерии подобия, определяемые следующим образом:

$$\begin{aligned} Nu &= \alpha d / \lambda; \quad Re = wd / \nu = wd \rho / \mu; \\ Pr &= \nu / a = \mu c_p / \lambda; \quad Pe = wd / a = Re Pr. \end{aligned} \quad (6.3)$$

Величины, входящие в критерии:  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda$  — теплопроводность, Вт/(м·К);  $\nu$  — кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $\mu$  — динамическая вязкость, Па·с;  $\rho$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $a$  — коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;  $c_p$  — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);  $w$  — скорость потока, м/с;  $d$  — определяющий линейный размер, м.

Различная функциональная связь критериев в (6.1) и (6.2) соответствует особенностям механизма передачи тепла жидкими металлами и неметаллическими теплоносителями.

Благодаря большим значениям  $\lambda$  жидких металлов и соответственно малым  $Pr$  молекулярная теплопроводность не только определяет передачу тепла вблизи стенки, но и вносит большой вклад в этот процесс в зоне развитого турбулентного ядра потока.

Физические константы, входящие в критерии, зависят от температуры среды, что должно учитываться при выборе их из таблиц. Соответствующая температура представляет собой усредненную величину как по сечению канала, так и по его длине.

Теплообмен в ПГ происходит в различных гидродинамических условиях, обуславливаемых скоростью течения и формой каналов. Эти факторы влияют не только на значение  $Re$ , входящего в критерияльные формулы, но и на вид самих формул.

В соответствии с этим теплообмен при продольном обтекании (в том числе и внутри труб) описывается расчетными зависимостями, отличающимися от применяемых для поперечного обтекания.

Критериальные зависимости являются эмпирическими и справедливы только в той области изменения определяющих параметров, в которой они подтверждены достоверными экспериментальными данными.

**Теплообмен при продольном течении капельных жидкостей и газов** ( $Pr > 0,5$ ). Для расчета коэффициента теплообмена, ( $Вт/(м^2 \cdot К)$ ), при развитом турбулентном ( $Re \geq 10^4$ ) течении среды в трубах и продольно омываемых каналах следует пользоваться формулой, предложенной М. А. Михеевым:

$$\alpha = 0,021 (\lambda/d) Re^{0,8} Pr^{0,43} C_t C_l. \quad (6.4)$$

Коэффициент  $C_t$  представляет собой поправку, учитывающую изменение физических свойств среды при изменении ее температуры, для капельных жидкостей

$$C_t = (Pr_{cp}/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (6.5)$$

Применительно к ПГ АЭС коэффициент  $C_t$  будет иметь существенное значение для органических теплоносителей. Для воды при  $t \geq 200^\circ C$  он близок к единице. На газы данная поправка не распространяется. Рекомендуются для газовых теплоносителей поправки на температурный фактор другого вида практического значения не имеют даже для высоких температур.

Коэффициент  $C_l \neq 1$  только при очень малых отношениях длины трубы  $l$  к ее диаметру  $d$ . При  $l/d > 50$   $C_l = 1$ .

Входящий в (6.4) характерный линейный размер  $d$  представляет собой внутренний диаметр при движении среды внутри труб и эквивалентный диаметр  $d_e$  при продольном движении в канале любой другой формы, в том числе и при продольном омывании пучка труб. Эквивалентный диаметр определяется по формуле

$$d_e = 4f/P, \quad (6.6)$$

где  $f$  — площадь проходного сечения,  $м^2$ ;  $P$  — полный (смачиваемый) периметр канала,  $м$ .

Следует иметь в виду, что метод расчета теплоотдачи при продольном течении в разных каналах с помощью их эквивалентного диаметра дает во многих случаях точность решений значительно меньшую, чем для труб. В частности, для определения коэффициентов теплоотдачи в кольцевых каналах при турбулентном течении капельных жидкостей и газов более точные данные получаются по формуле, предложенной В. П. Исаченко и Н. М. Галиным. Эта формула имеет вид

$$Nu = 0,017 Re^{0,8} Pr^{0,4} (d_2/d_1)^{0,18} C_t C_l. \quad (6.7)$$

В формуле (6.7) определяющий размер  $d_e$  поправки  $C_t$  и  $C_l$  те же, что и в (6.4).

Множитель  $(d_2/d_1)^{0,18}$  учитывает особенности теплоотдачи от внутренней греющей трубки к среде, протекающей в кольцевом канале;  $d_2$  и  $d_1$  — соответственно внешний и внутренний диаметры кольцевого канала.

При турбулентном движении среды в изогнутых трубах коэффициент теплоотдачи несколько выше, чем в прямых, и может быть рассчитан по соотношению

$$\alpha_{из} = \alpha_{пр} \varepsilon_{из}. \quad (6.8)$$

Поправка на интенсификацию теплоотдачи определяется по формуле

$$\varepsilon_{из} = 1 + 1,8(d/R_r), \quad (6.9)$$

где  $d$  — диаметр трубы;  $R_r$  — радиус гiba. Для изогнутых каналов других форм точных данных по расчету коэффициентов теплоотдачи не имеется.

Формы (6.4) и (6.7), строго говоря, справедливы для труб, шероховатость которых соответствует шероховатости, обычно получаемой при изготовлении труб. При создании искусственной шероховатости, по данным МЭИ, теплоотдача в трубе может быть повышена почти в 3 раза по сравнению с гладкой.

При использовании приведенных формул для воды сверхвысоких параметров точность расчета уменьшается вследствие повышения влияния изменения физических параметров (главным образом теплоемкости) от температуры.

Закритические параметры в ПГ может иметь только рабочее тело. При движении его внутри труб, что наиболее вероятно в ПГ АЭС, коэффициент теплоотдачи с достаточной степенью точности может быть определен с использованием формулы, рекомендованной для докритических параметров, с введением в нее дополнительных параметрических критериев. В соответствии с методикой, разработанной в МЭИ Е. А. Краснощековым и В. С. Протопоповым для расчета коэффициента теплоотдачи в определенном сечении трубы, можно рекомендовать формулу в виде

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (\rho_{ст}/\rho_{ж})^{0,3} (\bar{c}_p/c_{pж})^\varepsilon, \quad (6.10)$$

где  $\rho_{ст}$  и  $\rho_{ж}$  — плотности, выбранные соответственно при температурах стенки  $T_{ст}$  и жидкости  $T_{ж}$ ;  $\bar{c}_p$  и  $c_{pж}$  — соответственно среднеинтегральная теплоемкость для интервала температур от  $T_{ст}$  до  $T_{ж}$  и теплоемкость, выбранная по  $T_{ж}$ ;  $\varepsilon$  — переменный показатель степени, зависящий от отношения температуры, при которой будет иметь место максимальная теплоемкость для данного давления,  $T_m$  и  $T_{ж}$ ; при  $T_m/T_{ж}=1,2$   $\varepsilon=0,4$ , при  $T_m/T_{ж}=1,1$   $\varepsilon=0,55$ .

Среднеинтегральная теплоемкость  $\bar{c}_p$ , Дж/(кг·К), рассчитывается по соответствующим значениям энтальпий и температуры

$$\bar{c}_p = \frac{h_{ст} - h_{ж}}{t_{ст} - t_{ж}}.$$

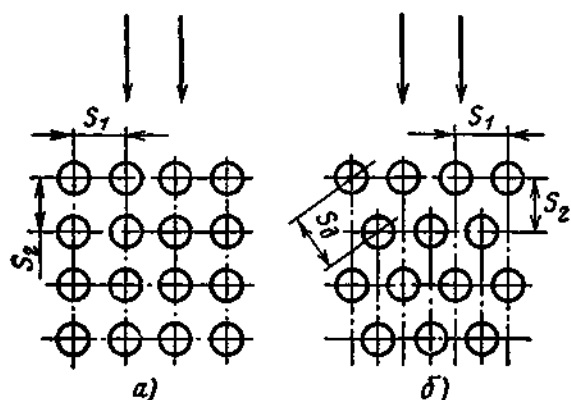


Рис. 6.1. Коридорное (а) и шахматное (б) расположение труб в трубных пучках

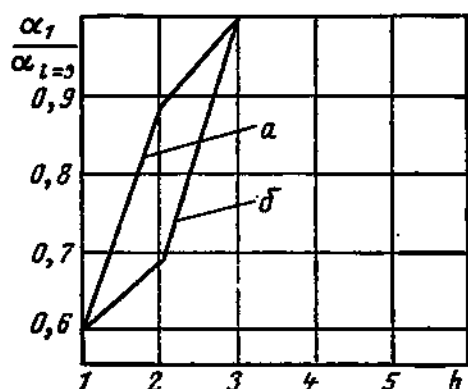


Рис. 6.2. Изменение коэффициентов теплоотдачи по рядам коридорного (а) и шахматного (б) пучков труб

Формула (6.10) дает удовлетворительные результаты для следующих условий:  $\rho/\rho_{кр}=1,02\div 1,45$ ;  $T_{ж}/T_{м}=0,8\div 1,1$ ;  $T_{ст}/T_{м}=0,8\div 1,2$ ;  $Pr_{ж}=0,85\div 65$ ;  $\bar{c}_p/c_{рж}=0,07\div 4,50$ ;  $l/d>15$ .

Кроме (6.10) можно еще рекомендовать расчетную зависимость, предложенную З. Л. Миропольским [28].

**Теплообмен при поперечном обтекании трубных пучков.** Отдельные элементы поверхностей теплообмена представляют собой пучки параллельно включенных труб с коридорным или шахматным расположением (рис. 6.1). Расстояния между осями труб поперек потока  $s_1$  и вдоль потока  $s_2$  соответственно называют *поперечным* и *продольным шагами* трубного пучка. В шахматном пучке еще различают *диагональный шаг*  $s_d$ . Отношение шага к наружному диаметру трубы  $d_n$  называют *относительным шагом*. В ПГ принято в пределах пучка сохранять постоянство перечисленных выше геометрических характеристик.

Передача тепла в трубном пучке во многом зависит от его формы, которую можно определить, если известны  $d_n$ ,  $s_1$ ,  $s_2$ , число рядов труб поперек потока  $z_1$  и вдоль потока  $z_2$ . В трубных пучках существуют три режима омыwania: *ламинарный*, *смешанный* и *турбулентный*. Этим режимам соответствуют и свои закономерности теплоотдачи. Наиболее изучен смешанный режим, для которого в настоящее время имеются хорошо отработанные расчетные зависимости. Смешанный режим течения характеризуется изменением  $Re$  в пределах  $10^3\text{—}10^5$ . Этот диапазон изменения  $Re$  включает в себя практически большинство возможных режимов поперечного обтекания поверхностей теплообмена. Исключение могут составить некоторые случаи движения в межтрубном пространстве газов высоких давлений и перегретого пара с довольно высокими скоростями. Для них возможен чисто турбулентный режим течения.

Для смешанного режима на основе исследований МЭИ и других организаций средний коэффициент теплоотдачи одного ряда

может быть определен по уравнению

$$Nu = C Re^n Pr^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_i \varepsilon_s. \quad (6.11)$$

Определяющим размером является наружный диаметр трубок  $d_n$ , определяющей температурой — средняя температура среды, за исключением  $Pr_{ст}$ , который рассчитывается по температуре стенки. Скорость омывающей среды находят по самому узкому поперечному сечению рассчитываемого ряда. В (6.11)  $\varepsilon_i$  — множитель, учитывающий отличие интенсивности теплоотдачи в первых двух рядах пучка от средней интенсивности для пучка. Для большинства реальных случаев поперечного обтекания поверхностей теплообмена в элементах ПГ имеет место достаточно высокая степень турбулентности набегающего потока, поэтому для любого ряда следует считать  $\varepsilon_i = 1$ , и тогда формула (6.11) может быть использована для определения среднего для всего пучка коэффициента теплоотдачи. Поправочный множитель  $\varepsilon_s$  учитывает влияние на коэффициент теплоотдачи относительных шагов. Для коридорного пучка  $\varepsilon_s = (s_2/d_n)^{-0,15}$ , для шахматного при  $s_1/s_2 < 2$   $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$ , при  $s_1/s_2 \geq 2$   $\varepsilon_s = 0,12$ . В (6.11) для шахматных пучков  $C = 0,41$  и  $n = 0,60$  и для коридорных пучков  $C = 0,26$ ,  $n = 0,65$ .

Если поверхность теплообмена представляет собой пучок с относительно небольшим числом рядов вдоль потока  $z_2$ , то формула (6.11) должна применяться для расчета среднего коэффициента теплоотдачи глубинного ряда (начиная с третьего). Тогда в качестве среднего коэффициента теплоотдачи всего пучка  $\bar{\alpha}$  следует принимать его средневзвешенное значение

$$\bar{\alpha} = \sum_{i=1}^{l=m} \bar{\alpha}_i S_i / \sum_{i=1}^{l=m} S_i, \quad (6.12)$$

где  $\bar{\alpha}_i$  — средний коэффициент теплоотдачи  $i$ -го ряда;  $S_i$  — суммарная площадь поверхности теплообмена трубок  $i$ -го ряда;  $m$  — число рядов в пучке.

Обычно  $S_1 = S_2 = \dots = S_i$ , тогда  $\bar{\alpha} = (1/m)[\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 + (m-2)\bar{\alpha}_3]$ .

Коэффициенты теплоотдачи первого и второго рядов определяются через  $\bar{\alpha}$  последующего ряда с использованием поправки  $\varepsilon_i$ :

$$\bar{\alpha}_1 = \varepsilon_1 \bar{\alpha}_2; \quad \bar{\alpha}_2 = \varepsilon_2 \bar{\alpha}_3.$$

При  $s_2/d_n \leq 4$   $\varepsilon_i$  определяется по рис. 6.2. Для расчета коэффициентов теплоотдачи при поперечном обтекании пучков для развитого турбулентного течения достоверных расчетных формул нет. Однако и применение такого режима в ПГ должно быть достаточно строго обосновано.

В случае применения (6.11) для входа среды в поверхность теплообмена с углом атаки  $\psi < 90^\circ$  необходимо ввести соответствующую поправку  $\varepsilon_\psi$  по данным табл. 6.1.

Коэффициент теплоотдачи при угле атаки  $\psi$  определяется следующим образом:  $\alpha_\psi = \alpha \varepsilon_\psi$ .

Таблица 6.1. Значение  $\varepsilon_\phi$  для пучков из круглых труб

$\phi$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_\phi$	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

**Теплообмен при течении жидкого металла.** Для определения коэффициента теплоотдачи при продольном течении в поверхности нагрева жидкого металла различными исследователями получено несколько расчетных формул, как теоретических, так и экспериментальных.

Коэффициенты теплоотдачи при использовании различных формул могут отличаться друг от друга в 1,5—2 раза, что может дать большие погрешности при определении удельных тепловых потоков и площадей поверхностей теплообмена. Основная причина существенных расхождений — трудность учета некоторых явлений, происходящих при движении жидкого металла в каналах. В первую очередь к ним следует отнести специфичность контактного сопротивления, которое не остается постоянным, что может вызвать нестабильность передачи тепла во времени и по длине канала. На контактное сопротивление большое влияние оказывает чистота теплоносителя. Незначительное в обычном понимании количество примесей (особенно химически активных газов) может привести к серьезным изменениям интенсивности теплоотдачи.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи от жидкого металла при движении его внутри трубок ПГ можно рекомендовать формулу, полученную М. А. Михеевым с группой сотрудников. Эта формула при соблюдении достаточно высоких требований к чистоте металла имеет вид

$$Nu = 4,8 + 0,014 Pe^{0,8} \text{ при } 40 < Pe < 3,2 \cdot 10^4 \text{ и } Re > 10^4. \quad (6.13)$$

В. И. Субботиным с сотрудниками также для весьма чистых теплоносителей предложена зависимость

$$Nu = 4,36 + 0,025 Pe^{0,8} \text{ при } 20 < Pe < 10^4. \quad (6.14)$$

Определяющими величинами в обоих случаях являются средняя температура жидкого металла и внутренние диаметры труб. В практических расчетах может быть более удобным использование формул, предложенных В. М. Боришанским с сотрудниками:

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 7,5 + 0,005 Pe \text{ при } 300 < Pe < 10^4 \text{ и } Re > 10^4; \\ Nu &= 4,36 + 0,016 Pe \text{ при } Pe < 300. \end{aligned} \right\} \quad (6.15)$$

При течении в трубах жидкого металла в условиях отсутствия специальных мер по тщательной очистке теплоносителя и при недостаточно эффективных других мерах, предотвращающих контактные сопротивления, коэффициент теплоотдачи резко снижается и не соответствует расчетам по (6.13)—(6.15). Для подобных

случаев могут быть использованы формулы, предложенные М. А. Михеевым с сотрудниками или С. С. Кутателадзе и Б. М. Боришанским:

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 3,4 + 0,014 Pe^{0,8} \text{ (для } 200 < Pe < 2 \cdot 10^4); \\ Nu &= 5 + 0,0021 Pe \text{ (для } 100 < Pe < 2 \cdot 10^4). \end{aligned} \right\} \quad (6.16)$$

Определяющие параметры те же, что и для (6.13) — (6.15).

Для расчета теплоотдачи в ПГ с жидкометаллическими теплоносителями наибольший интерес представляют формулы для движения в межтрубном пространстве (как продольном, так и поперечном) и в кольцевых каналах с наружной теплопередающей стенкой (обратных элементах). Эти виды теплоотдачи от жидких металлов исследованы недостаточно. В частности, для кольцевых каналов с внешней теплопередающей поверхностью нет надежных формул. В то же время использование для этого случая зависимости для труб с определением критериев по  $d_3$  неправомерно.

Исследования теплоотдачи при продольном и поперечном обтекании трубных пучков жидкими металлами довольно широко проводились в Физико-энергетическом институте (ФЭИ) и Центральном Котлотурбинном институте (ЦКТИ им. И. И. Ползунова).

Для теплообменников с продольным обтеканием трубных пучков можно рекомендовать формулы ФЭИ и ЦКТИ. Формула ФЭИ:

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 8 Pe^{0,6} [d_3/l + 0,027 (s/d - 1,1)^{0,46}] \text{ для } 1,1 < s/d < 1,4; \\ 60 < d_3/l < 240; \quad 200 < Pe < 1200. \\ \text{Формулы ЦКТИ:} \\ Nu &= 8 Pe^{0,6} d_3/l \text{ для } l/d_3 \leq 300; \\ Nu &= 0,026 Pe^{0,6} \text{ для } l/d_3 > 300. \end{aligned} \right\} \quad (6.17)$$

В (6.17) обозначено:  $l$  — длина труб теплообменника, м;  $s$  — расстояние между центрами труб, м;  $d$  — диаметр труб, м;  $d_3$  — эквивалентный диаметр, м.

Для расчета средней теплоотдачи при поперечном обтекании шахматных и коридорных пучков была рекомендована следующая формула:

$$Nu = Pe^{0,5} \quad (6.18)$$

при  $1,2 \leq s_1/d_H \leq 2,4$ ;  $1,2 \leq s_2/d_H < 1,5$  для шахматных пучков и  $1,2 \leq s_1/d_H < 1,7$ ;  $1,18 \leq s_2/d_H < 1,7$  для коридорных пучков. В критерии  $Nu$  и  $Pe$  в (6.18) входят наружный диаметр трубок и скорость в узком сечении пучка. Формулы (6.17) и (6.18) справедливы для расчета теплоотдачи в очищенных от примесей жидких металлах.

Все соотношения для расчета коэффициентов теплоотдачи в случае жидкометаллических теплоносителей имеют довольно широкий диапазон изменения определяющего критерия  $Pe$ , который включает все значения, представляющие интерес для практики.

## § 6.2. ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ

Теплообмен при конденсации водяного пара как рабочий процесс в первом контуре в настоящее время применен в ограниченном числе ядерных энергетических установок, однако нельзя утверждать, что в дальнейшем использование подобных схем исключено.

Следует также иметь в виду, что конденсация на поверхности используется в некоторых элементах тепловой схемы любых паротурбинных АЭС (конденсаторах, выпарных установках, испарителях в системе подготовки добавочной воды).

Таким образом, рассмотрение закономерностей теплообмена при конденсации имеет практическое значение. Знание закономерностей конденсации на поверхности дает возможность понять процессы конденсации паровой фазы одного теплоносителя в объеме другого. Такие процессы имеют место в деаэрационных установках; в сепарационных барабанах и паропромысловых устройствах при подаче в них воды, недогретой до  $t_s$ . Учитывая возможное конструктивное оформление поверхностных теплообменников с конденсирующимся теплоносителем, следует рассмотреть следующие случаи конденсации: внутри горизонтальных и вертикальных труб, в межтрубном пространстве вертикальных и горизонтальных трубных пучков.

**Теплообмен при конденсации внутри труб.** В ПГ и других теплообменниках АЭС для поверхностей теплообмена применяются трубы довольно большой длины и сравнительно малого диаметра. В этом случае при больших расходах греющего пара его скорости могут быть значительными и динамическое воздействие пара на пленку конденсата весьма существенным. В связи с этим для большего совершенства теплообменников необходимо соблюдать одинаковое направление движения пленки конденсата и пара, так как при этом будут иметь место ускорение движения пленки, уменьшение ее толщины, а следовательно, увеличение коэффициента теплоотдачи (такой принцип омыwania поверхности теплообмена конденсирующимся паром следует соблюдать и в трубных пучках). Изменение соотношения всех основных параметров при конденсации наиболее сильно проявляется в условиях движения пара в трубах. В первую очередь следует иметь в виду быстрое убывание массового количества пара и возрастание количества конденсата.

Режим течения пара и конденсата может быть как ламинарным, так и турбулентным. Одним из основных факторов, определяющих интенсивность передачи тепла при конденсации, является режим движения пленки конденсата. На входном участке всегда будет иметь место ламинарное течение пленки конденсата. В теплообменниках АЭС, как правило, длина этого участка невелика, поэтому, учитывая относительно большую длину трубок поверхности теплообмена, можно принять для всей их длины турбулентный режим течения пленки конденсата. Для расчета коэффици-

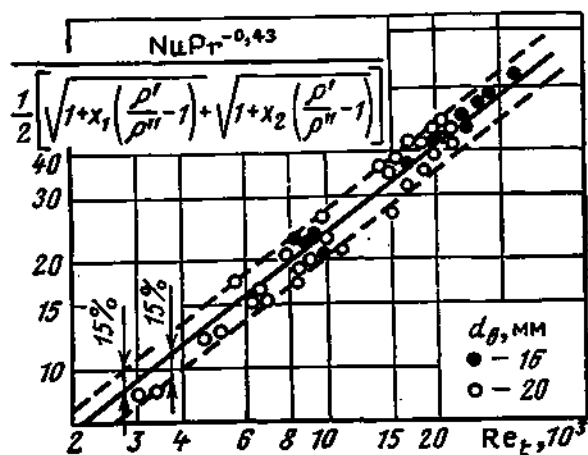
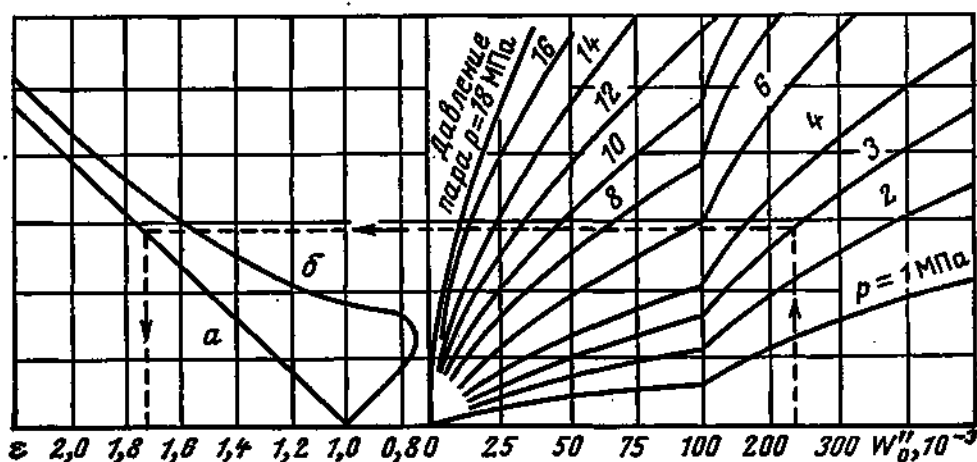


Рис. 6.3. Теплоотдача при конденсации пара в трубе в условиях турбулентного течения конденсата

Рис. 6.4. Поправочный коэффициент  $\varepsilon$  при ламинарном течении пленки конденсата на вертикальной стенке: пар движется сверху вниз (а) и снизу вверх (б)



ентов теплоотдачи существует несколько эмпирических и полуэмпирических формул. Их преимущества довольно трудно установить, поэтому целесообразно рекомендовать полуэмпирическое обобщение, которое использует в качестве составной части закономерность для однофазного потока.

Для расчета местных значений  $\alpha$  формула, полученная Г. Н. Кружилиным с сотрудниками, записывается следующим образом:

$$Nu = C Re^{0.8} Pr^{0.43} \sqrt{1 + x[(\rho'/\rho'') - 1]}. \quad (6.19)$$

Выражение для определения среднего значения  $\alpha$  на участке трубы имеет вид

$$\bar{Nu} = C Re_{\tau}^{0.8} Pr^{0.43} (1/2) [\sqrt{1 + x_1[(\rho'/\rho'') - 1]} + \sqrt{1 + x_2[(\rho'/\rho'') - 1]}]. \quad (6.20)$$

В (6.19) и (6.20)  $x$ ,  $x_1$ ,  $x_2$  — соответственно массовые расходные паросодержания в рассматриваемом, входном и выходном сечениях участка, определяемые как отношение массового расхода пара  $G_p$  к массовому расходу смеси  $G_{см}$ ;  $C=0,024$  для стальных труб; 0,026 для латунных и 0,032 для медных;  $Nu = \alpha d_p / \lambda_{ж}$ ;  $\bar{Nu} =$

$= \bar{\alpha} d_b / \lambda_{ж}$ ;  $Re_{\tau} = w_{\tau} d_b / \nu_{ж} = 4G_{см} / (\pi d_b^2 \mu_{ж})$ ;  $\rho'$  — плотность воды при  $t_s$ , кг/м<sup>3</sup>;  $\rho''$  — плотность сухого насыщенного пара, кг/м<sup>3</sup>. Все физические параметры, входящие в критерии подобия, выбираются по температуре насыщения;  $Re_{\tau}$  — число Рейнольдса, подсчитанное по так называемой скорости циркуляции  $w_{\tau}$ , м/с, которая для потока конденсирующего пара — величина постоянная в любом сечении:

$$w_{\tau} = \frac{G_{см}}{\rho' f} = \frac{4G_{см}}{\rho' \pi d_b^2},$$

где  $G_{см} = G_{п} + G_{в}$  — в кг/с, а  $G_{п}$  и  $G_{в}$  — соответственно массовые расходы пара и конденсата, кг/с.

Легко видеть, что в зависимости от значения  $x$  формулы (6.19) и (6.20) выражают закономерности различных режимов. При  $x = x_1 = x_2 = 0$  обе формулы переходят в уравнения, описывающие теплообмен при течении воды в трубе.

При  $x_1 = 1$  и  $x_2 = 0$  формула (6.20) дает значение  $\bar{\alpha}$  для трубы, в которой произошла полная конденсация сухого пара без переохлаждения конденсата.

При  $x_1 = 1$  и  $1 > x_2 > 0$  будет получено значение  $\bar{\alpha}$  для участка с частичной конденсацией сухого пара. При  $1 > x_1 > 0$  формула (6.20) дает значение  $\bar{\alpha}$  для конденсации пароводяной смеси при действительном конечном паросодержании  $x_2$ .

При  $Re_{\tau} > 5 \cdot 10^3$ , что практически имеет место в теплообменниках АЭС, экспериментально было установлено отсутствие влияния на интенсивность теплообмена угла наклона труб. Это можно объяснить преобладающим влиянием динамических воздействий на пленку конденсата по сравнению с силой тяжести. Таким образом, формулы (6.19) и (6.20) распространяются и на случай конденсации движущегося пара в горизонтальных трубах. На рис. 6.3 представлено сопоставление экспериментальных данных с расчетом по (6.20) для  $Re_{\tau} > 5 \cdot 10^3$ ;  $Pr = 1$ ;  $1 > x_1 > 0$ ;  $1 > x_2 > 0$  и  $p = 1,2 \div 8,8$  МПа. Такого совпадения вполне достаточно для практических расчетов.

В ПГ АЭС давление конденсирующегося пара может значительно превышать 10 МПа. Однако нет каких-либо причин, свидетельствующих о невозможности экстраполяции этих формул и в область высоких давлений.

**Теплоотдача при конденсации в межтрубном пространстве.** Теплоотдача при конденсации пара в межтрубном пространстве вертикальных пучков изучена менее подробно. Опубликованные эмпирические зависимости не всегда имеют надежную теоретическую основу. В настоящее время для расчета  $\bar{\alpha}$  наиболее тщательно отработаны закономерности, полученные в ЦКТИ.

Так как в вертикальных поверхностях теплообмена наиболее целесообразно движение пара сверху вниз, то достаточно ограничиться рассмотрением только этого случая.

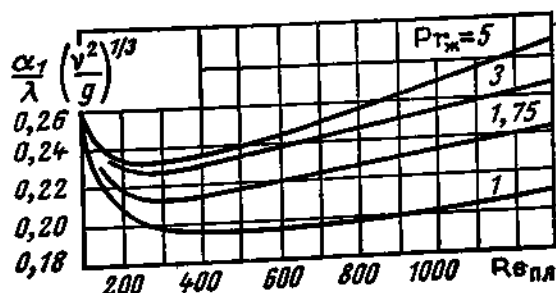


Рис. 6.5. График для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на вертикальных поверхностях в условиях смешанного режима

При конденсации пара в трубах вертикального пучка ламинарный режим течения может сохраняться на значительной части их длины. Для области ламинарного течения пленки конденсата  $\alpha$ , Вт/(м²·К), может быть рассчитан по формуле

$$\alpha = 1,18\lambda \left( \text{Re}_{\text{пл}} \frac{v^2}{g} \right)^{-1/4} \varepsilon, \quad (6.21)$$

где  $\lambda$  — теплопроводность пленки конденсата, Вт/(м·К);  $v$  — кинематическая вязкость пленки конденсата, м²/с;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с²;  $\varepsilon$  — поправочный коэффициент, учитывающий скорость пара, определяется по рис. 6.4;  $\text{Re}_{\text{пл}}$  — число Рейнольдса для пленки конденсата,

$$\text{Re}_{\text{пл}} = qH/(r\rho'v); \quad (6.22)$$

здесь  $q$  — плотность теплового потока, Вт/м²;  $H$  — высота поверхности теплообмена, м;  $r$  — теплота парообразования, Дж/кг;  $\rho'$  — плотность конденсата, кг/м³.

Ламинарный режим движения пленки существует до определенного значения  $\text{Re}_{\text{пл}} = \text{Re}_{\text{пл.кр}}$ . По данным ЦКТИ,  $\text{Re}_{\text{пл.кр}} = 100$ .

При  $\text{Re}_{\text{пл.кр}} > 100$  в верхней части трубного пучка будет ламинарный режим течения конденсатной пленки, а в нижней — турбулентный. Для этого смешанного режима течения пленки без учета скорости пара получена полуэмпирическая зависимость вида

$$(\alpha/\lambda)(v/g)^{1/4} = f(\text{Re}_{\text{пл}} \text{Pr}_{\text{ж}}).$$

На рис. 6.5 представлен график, построенный по этой зависимости для различных  $\text{Re}_{\text{пл}}$  и  $\text{Pr}_{\text{ж}}$ . Для учета скорости пара значение  $\alpha$ , рассчитанное по графику рис. 6.5, должно быть скорректировано введением множителя

$$\varepsilon_c = 1 + 1,013 (\rho''/\rho')^{1/4} w''/(gv)^{1/4}, \quad (6.23)$$

где  $\rho''$  — плотность пара, а  $w''$  — скорость пара, определяющая поправку как по графику рис. 6.4, так и по (6.23),

$$w'' = \sqrt{[(w_1'')^2 + w_1''w_2'' + (w_2'')^2]/3}; \quad (6.24)$$

здесь  $w_1''$  и  $w_2''$  — соответственно скорости пара в начале и конце рассчитываемой поверхности теплообмена, м/с. Если  $w_2'' = 0$ , что

наиболее вероятно в реальном теплообменнике, то  $w'' = w''_1/1,73$  м/с.

При конструировании испарителей ПГ и других теплообменников (кроме конденсаторов турбин) следует избегать конденсации на горизонтальных пучках. Поэтому закономерности теплоотдачи при конденсации на горизонтальных пучках труб не рассматриваются. В случае необходимости можно использовать рекомендации [12].

### § 6.3. ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ ВОДЫ

Процесс кипения относится к одному из видов фазового превращения веществ, протекающего с поглощением тепла. Следовательно, этот процесс характерен только для второго контура ПГ. Кипение воды — основной процесс в ПГ, в результате которого вырабатывается необходимое количество водяного пара, используемого затем в турбине. Помимо испарителя кипение может быть и в выходных по воде участках водяного экономайзера (кипящий экономайзер). В зависимости от принятой схемы омыwania поверхности теплообмена кипение может происходить в трубах и межтрубном пространстве.

Во всех кипящих экономайзерах и испарителях с принудительной циркуляцией кипение происходит при вынужденном движении пароводяной смеси с существенными ее скоростями. В поверхностях теплообмена испарителей с естественной циркуляцией также имеет место движение обеих фаз. Но гидродинамические условия в таких испарителях в большей степени зависят от конструкционного оформления. В испарителях с вынесенным сепарационным объемом происходит направленное движение двухфазного потока, характеризующееся определенными скоростями в каждом сечении. Гидродинамика в испарителях с совмещенным сепарационным объемом иная, она ближе к гидродинамике безнапорного (барботажного) процесса. Расход водной фазы здесь отсутствует. Образующиеся на стенках поверхности теплообмена паровые пузыри переходят в водяной объем и при подъемном движении объединяются в паровые струи. Паровые пузыри и струи вовлекают в подъемное движение и воду. На место увлеченной из данного сечения массы воды поступает такое же количество ее из опускных потоков, которые наиболее интенсивны в областях, прилегающих к стенкам корпуса. Расход воды по сечению в среднем равен нулю. По этой характеристике процесс кипения в погруженных поверхностях теплообмена при безнапорном движении аналогичен кипению в большом объеме. Но непрерывное нарастание паросодержания по высоте сближает его с кипением в условиях вынужденного движения.

В зависимости от конкретных схем и параметров ПГ в испарителях будут существовать различные условия гидродинамики, разные структуры двухфазных потоков. Все это, безусловно, влияет на интенсивность теплоотдачи к кипящей воде. При напорном

движении следует иметь в виду и возможность возникновения на поверхности теплообмена так называемого поверхностного кипения, характеризуемого парообразованием на стенке при недогреве ядра потока до  $t_s$ .

Закономерности и интенсивность теплоотдачи при этом виде кипения и при кипении воды, догретой до  $t_s$ , отличаются друг от друга. Однако площадь участка с поверхностным кипением, как правило, невелика.

В настоящее время отсутствует хорошо обоснованная теория процесса кипения. Для расчета теплоотдачи предложено большое число различных полуэмпирических и чисто эмпирических формул. Обилие формул создает определенные трудности для расчета испарителей, особенно при принудительном движении двухфазных потоков. Проведенная в МЭИ специальная работа [39] для выявления наиболее рациональных методов расчета подтвердила существование сложного влияния скорости, паросодержания, геометрии каналов и других факторов на интенсивность теплообмена. Однако при этом было установлено, что влияние их в большинстве случаев, представляющих интерес для ПГ, невелико. В связи с этим для расчета коэффициентов теплоотдачи при кипении в межтрубном пространстве любых испарителей с естественной циркуляцией целесообразно использовать формулы, полученные для кипения в большом объеме.

Наибольший диапазон изменения основных параметров охватывается критериальной формулой, предложенной Д. А. Лабунцовым [21]:

$$Nu = C Re_n Pr_m^{1/2}, \quad (6.25)$$

где  $Nu = \alpha l_* / \lambda'$ ;  $Re = \omega_{\text{кип}} l_* / \nu'$ . В этих критериях линейный размер  $l_*$ , м, и скорость  $\omega_{\text{кип}}$ , м/с, соответственно определяются по формулам

$$l_* = c_p \rho' \sigma \frac{T_s}{(r \rho'')^2}; \quad \omega_{\text{кип}} = \frac{q}{r \rho''}.$$

Физические параметры определяются при температуре насыщения (здесь и в дальнейшем величины, относящиеся к воде, имеют сверху один штрих, а относящиеся к пару — два штриха). Значение постоянных в (6.25) зависит от  $Re$ :

$$\begin{aligned} Re &\leq 0,01 & C &= 0,0625; & n &= 0,5; \\ Re &> 0,01 & C &= 0,125; & n &= 0,65. \end{aligned}$$

Из эмпирических формул, дающих простую зависимость между основными параметрами для условий кипения в большом объеме, следует пользоваться формулой ЦКТИ

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= 4,32 (p^{0,14} + 1,28 \cdot 10^{-2} p^2) q^{0,7} \\ \text{или} \quad \alpha &= \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 (T_s - 373)} q^{0,7}. \end{aligned} \right\} \quad (6.26)$$

В этих формулах  $\alpha$  — в Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $q$  — в Вт/м<sup>2</sup>;  $p$  — в МПа;  $T_s$  — в К.

Формулы (6.25) и (6.26) применимы для широкого диапазона изменения давления насыщения. Верхний предел следует ограничить значениями 18—20 МПа.

Как упоминалось выше, проведенный анализ экспериментальных данных по теплоотдаче при кипении потока воды в каналах показал, что существует влияние режимных и геометрических параметров. Но совокупное его влияние для пузырькового кипения, где  $\alpha \sim q^{0,7}$ , таково, что все экспериментальные данные по  $\alpha$  располагаются в сравнительно узкой области, определяемой следующими границами:

$$0,5\alpha_{6.0} < \alpha < 1,2\alpha_{6.0}, \quad (6.27)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи при напорном движении кипящей жидкости в канале;  $\alpha_{6.0}$  — коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объеме, вычисленный по (6.26).

Для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении движущейся воды можно использовать критериальную зависимость, предложенную Л. С. Стерманом [20]:

$$Nu_{\text{кип}}/Nu_{\text{кон}} = 0,7 \cdot 6150 N^{0,7}, \quad (6.28)$$

в которой  $Nu_{\text{кип}}/Nu_{\text{кон}}$  — отношение чисел Нуссельта, определенных соответственно для кипения и некипящего потоков;  $Nu_{\text{кон}}$  определяется по (6.4), комплекс  $N$  — по формуле

$$N = (q/\omega_0 r p'') (r/c_p T_s)^{0,33} (\rho''/\rho')^{1,45}. \quad (6.29)$$

Если  $N > 0,4 \cdot 10^{-5}$ , то коэффициент теплоотдачи определяется из (6.28). При  $N < 0,4 \cdot 10^{-5}$  имеет место теплоотдача при обычном турбулентном течении воды и коэффициент теплоотдачи определяется по (6.4).

В (6.29) физические параметры выбраны по температуре насыщения;  $T_s$  — температура кипения, К;  $\omega_0 = G/f\rho'$  — скорость циркуляции, м/с, вычисляемая через массовый расход  $G$ , площадь поперечного сечения  $f$  и плотность воды при  $t_s$ .

Коэффициент теплоотдачи для напорного движения можно вычислить и по формулам для большого объема. Здесь наиболее целесообразно пользоваться методикой, предложенной С. С. Кутателадзе [19]. По этой методике сравниваются степени интенсификации теплоотдачи при кипении и турбулентном движении однофазной среды ( $\alpha_w$ ), имеющей температуру насыщения. В зависимости от этого соотношения выбирается расчетная формула: при  $\alpha_{6.0}/\alpha_w < 0,5$

$$\alpha = \alpha_w; \quad (6.30)$$

при  $0,5 < \alpha_{6.0}/\alpha_w < 3$

$$\alpha/\alpha_w = \sqrt{1 + (\alpha_{6.0}/\alpha_w)^2}; \quad (6.31)$$

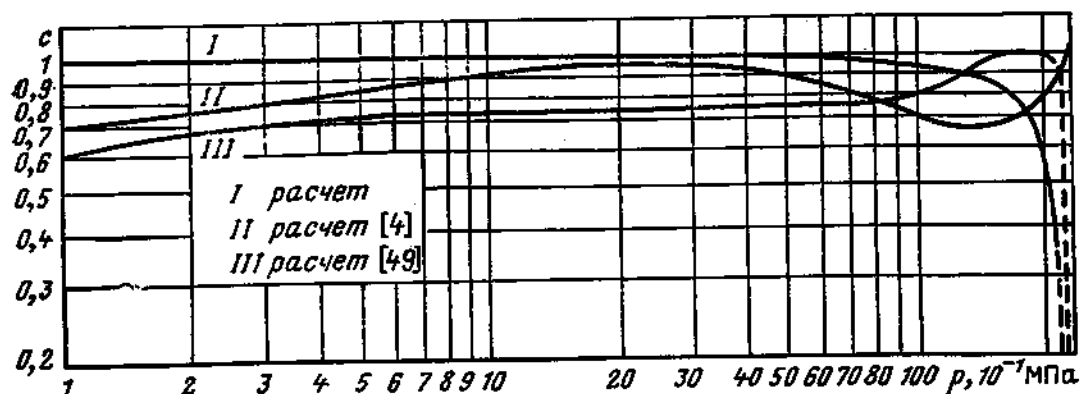


Рис. 6.6. График для определения поправочного коэффициента в формулах (6.31) и (6.32)

при  $\alpha_{б.о}/\alpha_w > 3$

$$\alpha = c\alpha_{б.о}. \quad (6.32)$$

В этих выражениях  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи для рассчитываемого режима;  $c$  — коэффициент, который зависит от давления и вида формулы, применяемой для расчета  $\alpha_{б.о}$ . На рис. 6.6 представлены графики  $c = f(p)$ .

Все приведенные закономерности с достаточной степенью точности могут быть использованы при докритических давлениях ( $p < 20$  МПа). Зависимость (6.32) применима для зоны пузырькового кипения воды, догретой до  $t_s$ , а также для поверхностного кипения.

Рассмотренные выше формулы справедливы для расчета теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении, которое характеризуется высокой интенсивностью отвода тепла. По мере движения пароводяной смеси в трубе увеличивается паросодержание и постепенно изменяется режим течения: от пузырькового, при котором в потоке воды движутся сравнительно мелкие пузырьки пара, до дисперсного, при котором остатки воды движутся в насыщенном паре в виде мелких взвешенных капелек и по стенке трубы в виде тончайшей пленки. При высыхании микропленки в трубе наступает ухудшение (кризис) теплоотдачи.

В. Е. Дорошук [9], исследовавший это явление, назвал его кризисом II рода в отличие от кризиса при переходе развитого пузырькового кипения в пленочное при пузырьковом режиме течения.

Массовое паросодержание  $x_{II}$ , при котором наступает ухудшение теплоотдачи, зависит от условий отвода тепла и параметров воды.

Принимаемые обычно в испарителях ПГ АЭС кратности циркуляции (4 и выше) обеспечивают отвод тепла при развитом пузырьковом кипении. Однако в прямоточных ПГ могут возникать при соответствующих условиях области с ухудшенной теплоотдачей, что необходимо учитывать при определении интенсивности теплопередачи и площади поверхности теплообмена.

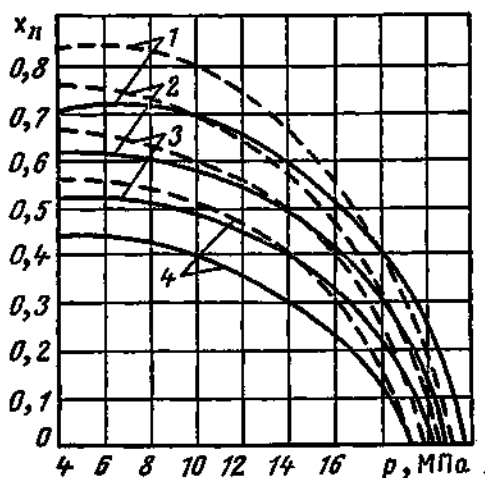
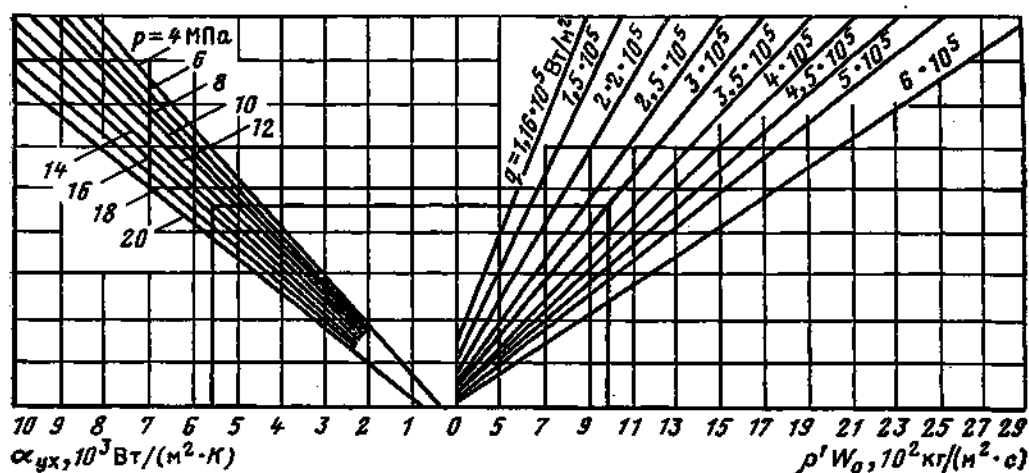


Рис. 6.7. График для определения области ухудшенного теплообмена в вертикальных ( $d \leq 32$  мм) и горизонтальных ( $d \leq 15$  мм) трубах:

—  $w_0 \rho' = 2000$  кг/(м<sup>2</sup> · с); — — — — —  $w_0 \rho' = 500$  кг/(м<sup>2</sup> · с); 1 —  $q = 2 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>; 2 —  $q = 4 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>; 3 —  $q = 6 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>; 4 —  $q = 8 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>

Рис. 6.8. Номограмма для расчета коэффициента теплоотдачи в вертикальных ( $d \leq 32$  мм) и горизонтальных ( $d \leq 15$  мм) трубах в области ухудшенного теплообмена



Так как исследование ухудшенных режимов теплоотдачи началось сравнительно недавно, то еще не получены формулы, обобщающие экспериментальные данные для большого диапазона изменения параметров.

В ЦКТИ в связи с разработкой норм гидравлического расчета паровых котлов [32] были обработаны имеющиеся экспериментальные данные и на их основе разработаны рекомендации для определения массового паросодержания  $x_n$ , соответствующего началу ухудшенной теплоотдачи, и коэффициентов теплоотдачи в этой области.

На рис. 6.7 представлен график для определения  $x_n$  при течении пароводяной смеси в вертикальных ( $d_v \leq 32$  мм) и горизонтальных ( $d_h \leq 15$  мм) трубах. Как показали эксперименты, коэффициенты теплоотдачи в этой области постепенно увеличиваются от некоторого минимального значения  $\alpha_{yx}$  до значения, равного коэффициенту теплоотдачи к сухому насыщенному пару. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи при режиме ухудшенного теплообмена приведена на рис. 6.8.

Теплопередающая поверхность в области ухудшенного теплообмена при использовании в расчетах величины  $\alpha_{yx}$  определяется,

таким образом, с некоторым (для условий ПГ АЭС небольшим) запасом.

#### § 6.4. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ГАЗОВЫМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

Излучательной и поглощательной способностью, имеющей практическое значение, обладают газы с числом атомов больше двух. Применительно к ПГ АЭС передачу тепла излучением следует учитывать только для диоксида углерода. Интенсивность теплообмена излучением в основном определяется излучательной способностью газовых объемов и разностью температур газ — стенка. Учет тепла, передаваемого излучением, может иметь практическое значение только при высоких температурах газов (более 600—700 °C). С уменьшением температуры газа интенсивность излучения резко падает. Излучательная способность газового объема зависит от парциального давления и толщины излучающего слоя. В ПГ используется чистый диоксид углерода, поэтому в качестве расчетного принимается его полное давление. Средняя расчетная толщина излучающего слоя (средняя длина пути луча) зависит от геометрической формы слоя. Длину пути луча для любой формы излучающего слоя можно приближенно определить, приравняв эффективность его излучения к эквивалентному излучению газовой полусферы. Радиус такой полусферы и будет эффективной толщиной рассматриваемого газового объема, которую можно определить из формулы

$$l = 3,6 (V/F), \quad (6.33)$$

где  $V$  — объем газового канала, м<sup>3</sup>;  $F$  — площадь его поверхности, м<sup>2</sup>. Для многих форм газовых каналов расчет эффективной толщины излучающего слоя может быть сделан по более точным расчетным соотношениям. В частности, для поперечного обтекания трубных пучков можно воспользоваться методикой расчета  $l$ , разработанной для конвективных газопотоков котельных агрегатов: если

$$\left. \begin{aligned} &(s_1 + s_2)/d_n \leq 7, \text{ то } l = [1,87 (s_1 + s_2)/d_n - 4,1] d_n; \\ &\text{при} \\ &7 < (s_1 + s_2)/d_n < 13, \text{ то } l = [2,82 (s_1 + s_2)/d_n - 10,8] d_n, \end{aligned} \right\} \quad (6.34)$$

где  $s_1$  — шаг труб по ширине газотока, м;  $s_2$  — шаг труб по ходу газов, м;  $d_n$  — наружный диаметр труб, м.

При продольном омывании поверхностей теплообмена  $\text{CO}_2$  в области  $pl = 10$  МПа·м  $l$  можно определить по данным, приведенным в [30], согласно которым при движении газа внутри труб  $l = 0,9 d_n$ . При омывании пучка труб наружным диаметром  $d_n$   $l$  зависит от геометрии пучка и расстояния между трубами  $s$ : а) расположение труб по вершинам треугольника при  $s = d_n$ ,  $l = 2,8 s$ ; б) то же расположение, но  $s = 2 d_n$ ,  $l = 3,8 s$ ; в) расположение труб по вершинам квадрата при  $s = d_n$ ,  $l = 3,5 s$ .

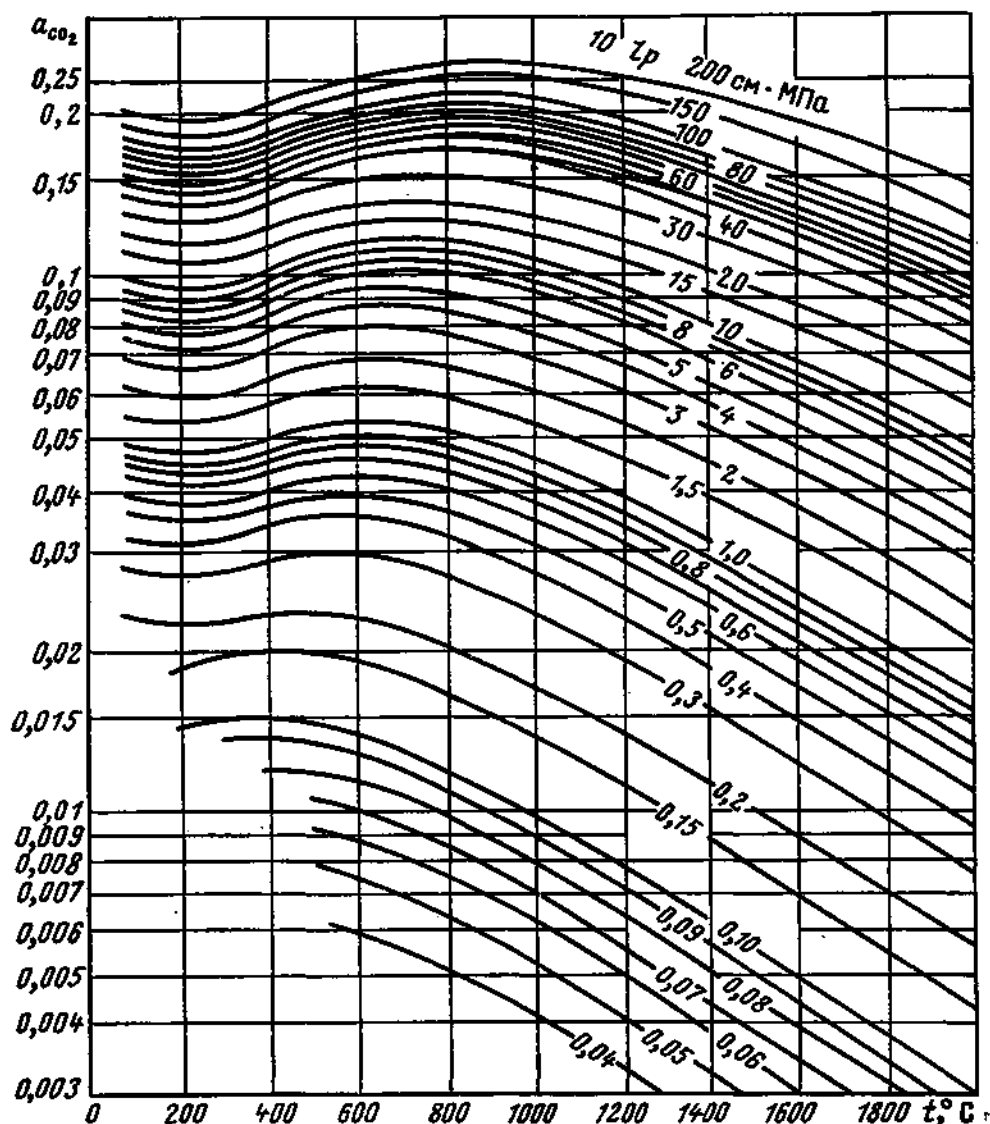


Рис. 6.9. Зависимость коэффициента теплового излучения  $\text{CO}_2$  от температуры

Эти данные можно рассматривать как ориентировочные и при  $pl > 10$  МПа·м. Количество тепла, воспринятое единицей площади поверхности теплообмена вследствие излучения  $q_{\text{л}}$ , Вт/м<sup>2</sup>, определяется по формуле

$$q_{\text{л}} = C_0 a \frac{a_{\text{ст}} + 1}{2 \cdot 10^8} (T^4 - T_{\text{ст}}^4), \quad (6.35)$$

где  $C_0 = 5,7$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела;  $a$  — коэффициент теплового излучения; коэффициент теплового излучения лучевоспринимающих поверхностей теплообмена  $a_{\text{ст}}$  можно принять равным 0,82;  $T$  — средняя температура газового потока в рассматриваемом участке поверхности, К;  $T_{\text{ст}}$  — температура стенки поверхности, воспринимающей тепло, К.

В соответствии с рекомендациями работы [30] уравнение (6.35) целесообразно преобразовать в форму, удобную для определения коэффициента теплоотдачи посредством лучеиспускания  $\alpha_{\text{л}}$ .

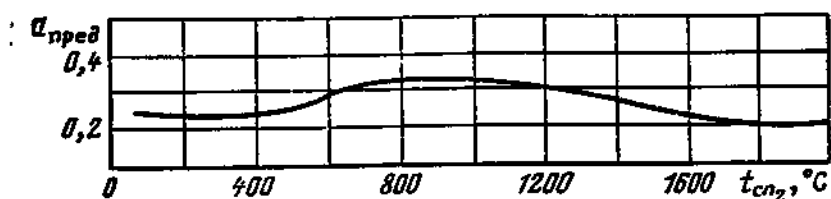


Рис. 6.10. Зависимость предельного коэффициента теплового излучения бесконечно толстого слоя  $\text{CO}_2$  от температуры

В этом случае

$$q_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}}(t - t_{\text{ст}}). \quad (6.36)$$

Для определения  $\alpha_{\text{л}}$  уравнение (6.35) для  $q_{\text{л}}$ , Вт/м<sup>2</sup>, можно переписать в виде

$$\begin{aligned} q_{\text{л}} &= C_0 a \frac{a_{\text{ст}} + 1}{2 \cdot 10^8} \frac{T^4 - T_{\text{ст}}^4}{T - T_{\text{ст}}} (T - T_{\text{ст}}) = \\ &= C_0 a \frac{a_{\text{ст}} + 1}{2 \cdot 10^8} T^3 \frac{1 - (T_{\text{ст}}/T)^4}{1 - (T_{\text{ст}}/T)} (t - t_{\text{ст}}). \end{aligned} \quad (6.37)$$

Сопоставляя выражения (6.36) и (6.37), получаем для  $\alpha_{\text{к}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$\alpha_{\text{к}} = C_0 a \frac{a_{\text{ст}} + 1}{2 \cdot 10^8} T^3 \frac{1 - (T_{\text{ст}}/T)^4}{1 - (T_{\text{ст}}/T)}. \quad (6.38)$$

Коэффициент теплового излучения диоксидов углерода может быть определен по графику, представленному на рис. 6.9.

Если произведение  $pl$  больше конечного значения, приведенного на графике, то  $a_{\text{со}}$  следует определять по предельному значению коэффициента теплового излучения, имеющему место при  $pl \rightarrow \infty$ . На рис. 6.10 представлен график  $a_{\text{пред}} = f(t_{\text{со}})$ .

## ГЛАВА 7

# ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ПГ

## § 7.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Гидродинамические процессы в поверхностях теплообмена ПГ отличаются большим разнообразием, обусловленным свойствами и агрегатным состоянием движущихся веществ, конструктивными и геометрическими характеристиками каналов и структурой потока.

Основной определяющий фактор — структура потока как однофазного, так и в еще большей степени двухфазного. Для однофазных потоков разработан метод расчета гидродинамических процессов исходя из разделения потоков на два вида — с ламинарным и турбулентным режимами течения. Для этих режимов имеются приближенные теоретические, а в большинстве случаев эмпи-

рические закономерности, учитывающие также свойства веществ, конструкционные и геометрические особенности каналов.

Для двухфазных потоков механизм гидродинамических процессов значительно усложняется, возможности теоретического анализа их существенно затрудняются, в силу чего по сравнению с однофазными потоками увеличивается роль эмпирических исследований.

Гидродинамические процессы ПГ в равной степени с процессами теплообмена определяют их совершенство. Скорости теплоносителей и рабочего тела влияют на технико-экономические показатели и надежность ПГ.

Для определения оптимальной скорости нужно знать гидравлические сопротивления, возникающие в каналах поверхности теплообмена. Гидравлические сопротивления в большинстве случаев определяются приближенно, в том числе и для однофазных потоков.

Для того чтобы рассчитывать гидравлические сопротивления при течении двухфазных потоков, требуется знание их объемных и массовых характеристик, трудность определения которых обусловливается наличием скорости скольжения фаз. Эти характеристики необходимы также для расчета процессов разделения пароводяной смеси и осушки пара.

В связи с большим разнообразием конструктивных схем ПГ может возникнуть необходимость расчета гидравлических характеристик для различных форм каналов: труб, пучков, труб с продольным или поперечным обтеканием и др.

## § 7.2. СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ОДНОФАЗНОГО ПОТОКА В ПОВЕРХНОСТЯХ ТЕПЛООБМЕНА

При движении в каналах поток испытывает разнообразные воздействия, из которых наиболее значительным является трение, вызываемое вязкостью среды.

Каналы ПГ могут иметь участки с различными проходными сечениями, с резким переходом от одного размера сечения к другому, резкие повороты, загромождения проходных сечений деталями крепления поверхности теплообмена и пр. В этих участках канала поток испытывает сопротивление движению, называемое *местным сопротивлением*.

Сумму сопротивлений, возникающих из-за сил трения  $\Delta p_t$  и местных сопротивлений  $\Delta p_m$ , называют *гидравлическим сопротивлением*:

$$\Delta p_r = \Delta p_t + \Delta p_m. \quad (7.1)$$

При подводе тепла к движущейся среде происходит изменение ее объема, а следовательно, и скорости потока по длине канала. Ускорение потока сопровождается появлением сопротивления движению, которое называют *сопротивлением ускорения потока*  $\Delta p_{\text{уск}}$ .

В каналах при подъемном движении возникает сопротивление, связанное с подъемом массы на определенную высоту. Это сопротивление называют нивелирным  $\Delta p_{\text{нив}}$ , оно зависит от плотности среды и разности высот (геодезических) начала и конца рассматриваемого участка канала. При опускном движении эта величина уже не будет сопротивлением, а наоборот, она будет затрачиваться на преодоление сопротивлений.

Следовательно, полное сопротивление движению потока в канале

$$\Delta p_c = \Delta p_f + \Delta p_{\text{уск}} \pm \Delta p_{\text{нив}}. \quad (7.2)$$

Нивелирное сопротивление  $\Delta p_{\text{нив}}$ , Па, определяется как

$$\Delta p_{\text{нив}} = g\rho\Delta H, \quad (7.3)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\Delta H$  — высота участка, ( $\Delta H = l \sin \gamma$ );  $l$  — длина канала, м;  $\gamma$  — угол наклона канала, град;  $\rho$  — средняя плотность среды, кг/м<sup>3</sup>.

Элементы ПГ, как правило, имеют сравнительно небольшое значение  $\Delta H$ , поэтому нивелирная составляющая полного сопротивления пренебрежимо мала по сравнению с гидравлическими сопротивлениями.

Для установившегося режима работы ПГ сопротивление  $\Delta p_{\text{уск}}$ , Па, в канале постоянного сечения равно

$$\Delta p_{\text{уск}} = w_2^2 \rho_2 - w_1^2 \rho_1, \quad (7.4)$$

где  $w_2$  и  $w_1$  — соответственно скорости на выходе из участка и входе в него, м/с;  $\rho_2$  и  $\rho_1$  — плотность потока соответственно на выходе и входе, кг/м<sup>3</sup>.

При тех изменениях скоростей, которые можно ожидать в элементах поверхности теплообмена энергетического ПГ,  $\Delta p_{\text{уск}}$  невелико, и им, так же как и  $\Delta p_{\text{нив}}$ , в большинстве практических расчетов можно пренебречь.

Таким образом, основным сопротивлением движению потока является гидравлическое.

Сопротивление трения  $\Delta p_t$ , Па, для изотермического течения в трубах с постоянным поперечным сечением определяется по формуле

$$\Delta p_t = \xi (l/d) \rho (w^2/2), \quad (7.5)$$

где  $\rho$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  — средняя скорость, м/с;  $l$ ,  $d$  — соответственно длина и диаметр канала, м;  $\xi$  — коэффициент трения.

Для неизотермического течения  $\Delta p_t$  также рассчитывают по (7.5). В этом случае  $\rho$  — плотность, определяемая по средней температуре потока на расчетном участке;  $w$  — средняя скорость на этом участке. Кроме того, по рекомендациям [30] в формулу следует вводить поправку в виде множителя  $C = (P_{\text{гст}}/P_{\text{гж}})^{1/3}$ . Для большинства случаев расчета ПГ  $C \approx 1$ .

Коэффициент трения  $\xi$  зависит от вида жидкости, режима течения ( $Re$ ) и состояния поверхности (шероховатости стенок  $\delta_{\text{ш}}$ ).

Однако начиная со значения  $Re = Re_{пер}$   $\xi$  уже не зависит ни от свойств среды, ни от скорости течения и определяется только относительной шероховатостью  $\delta_{ш}/r_v$  ( $r_v$  — внутренний радиус трубы). Для режимов течения с  $Re > Re_{пер} \approx 120 d_v/\delta_{ш}$

$$\xi = (1,74 + 2 \lg r_v/\delta_{ш})^{-2}. \quad (7.6)$$

Движение теплоносителей и рабочих тел в трубках поверхностей теплообмена ПГ характеризуются, как правило,  $Re > Re_{пер}$ .

Шероховатость труб из углеродистой стали не превышает 0,1 мм, для нержавеющей труб  $\delta_{ш} \leq 0,05$  мм; при эксплуатации она изменяется вследствие коррозионных процессов.

Следует отметить, что при  $Re > Re_{пер}$  сопротивление трения пропорционально квадрату скорости.

Местные сопротивления  $\Delta p_m$ , Па, определяются по формуле

$$\Delta p_m = \xi_m \rho (w^2/2), \quad (7.7)$$

где  $w$  и  $\rho$  — соответственно скорость среды, м/с, и ее плотность, кг/м<sup>3</sup>, в рассматриваемом сечении;  $\xi_m$  — коэффициент местного сопротивления, не зависящий от  $Re$  и определяемый типом местного сопротивления. Для любого практически важного случая на основе экспериментов либо получены эмпирические зависимости для вычисления  $\xi_m$ , либо даны непосредственно численные значения, которые приведены ниже. Для внезапного изменения проходного сечения  $\xi_m$  определяют по рис. 7.1.

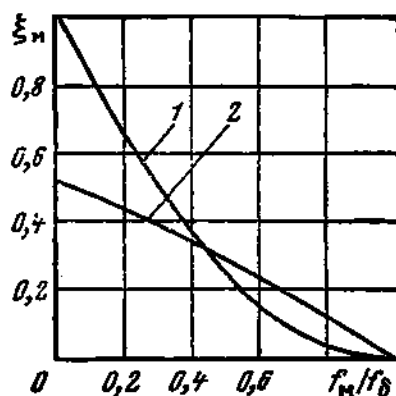


Рис. 7.1. Зависимость коэффициента местного сопротивления при внезапном изменении сечения:

1 — увеличение сечения; 2 — уменьшение сечения

#### Тип местного сопротивления

$\xi_m$

Вход в трубы из коллектора ( $d_{в.кол} \geq 350$ мм) или барабана . . . . .	0,5
Выход в межтрубное пространство или выход из него . . . . .	1,5
Выход из труб в коллектор ( $d_{в.кол} \geq 350$ мм) или в барабан . . . . .	1,0
Поворот в U-образных каналах . . . . .	0,5
Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве . . . . .	1,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубы . . . . .	0,5
Поворот на 90° в межтрубном пространстве . . . . .	1,0

При продольном движении потока в каналах любой другой формы, в том числе и в трубных пучках, гидравлические сопротивления определяются также по (7.1), (7.5) — (7.7) при подстановке в них эквивалентного гидравлического диаметра, рассчитываемого по (6.6). Для продольного обтекания трубных пучков в соответствии с (6.6) для  $d_э$ , м, имеем

$$d_э = (d_{в.к}^2 - nd_n^2)/(d_{в.к} + nd_n), \quad (7.8)$$

**Таблица 7.1.** Значение поправочного коэффициента  $\epsilon_\psi$  при различных углах набегания потока

$\psi$ , град	90	80	70	60	50	40	30	10
$\epsilon_\psi$	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

где  $n$  — число трубок в пучке;  $d_{в.к.}$ ,  $d_n$  — соответственно внутренний диаметр корпуса и наружный диаметр трубки; м.

При поперечном омывании трубных пучков основу сопротивления потоку составляют попеременные сужения и расширения проходного сечения. Сопротивление трения по сравнению с суммой этих местных сопротивлений составляет незначительную долю. Поэтому в технических расчетах сопротивление трения отдельно не определяется, а сразу же подсчитывается суммарное гидравлическое сопротивление трубного пучка  $\Delta p_{г.п.}$ , Па:

$$\Delta p_{г.п.} = \xi_{п.п} \rho (w^2/2). \quad (7.9)$$

Коэффициент сопротивления поперечного пучка  $\xi_{п.п.}$  зависит от конструктивных характеристик пучка и режима течения. С достаточной степенью точности для определения  $\xi_{п.п.}$  можно использовать следующие соотношения:

для шахматных пучков

$$\xi_{п.п.} = (4 + 6,6z_2) Re^{-0,28} \text{ при } s_1/d_n < s_2/d_n; \quad (7.10)$$

$$\xi_{п.п.} = (5,4 + 3,4z_2) Re^{-0,28} \text{ при } s_1/d_n > s_2/d_n; \quad (7.11)$$

для коридорных пучков

$$\xi_{п.п.} = (6 + 9z_2) Re^{-0,26} (s_1/d_n)^{-0,23}, \quad (7.12)$$

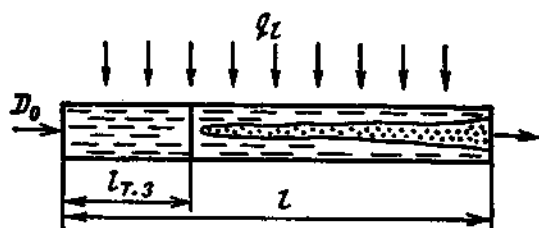
где  $z_2$  — число рядов в пучке в направлении движения. Определяющей температурой является средняя для пучка температура потока. Число  $Re$  подсчитывается по скорости в самом узком сечении ряда и по наружному диаметру трубок. Если поток оmyвает трубный пучок с углом атаки  $\psi$ , отличным от  $90^\circ$ , то в (7.9) необходимо вводить поправку из табл. 7.1.

Формулы, применяемые для определения гидравлических сопротивлений, справедливы и для двухфазных потоков, если рассматривать их как гомогенные, т. е. без учета относительной скорости фаз. Но в формулы, содержащие плотность и скорость, следует, естественно, подставлять их значения для двухфазного потока, вычисленные в соответствии с рекомендациями § 7.3.

### § 7.3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ГИДРОДИНАМИКИ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА

**Характеристики двухфазного потока.** Гидродинамические характеристики движения двухфазного потока могут быть рассчитаны, если известны плотность пароводяной смеси  $\rho_{см}$  и ее ско-

Рис. 7.2. Схема парообразующего канала



рость  $w_{см}$  в рассматриваемом сечении. Величины  $\rho_{см}$  и  $w_{см}$  и в настоящее время определяются в основном экспериментально.

При движении пароводяной смеси в каналах происходит изменение соотношения между массами и объемами фаз, а границы их раздела меняются по длине канала и в большинстве случаев не имеют четко выраженного характера. При установившемся режиме движение двухфазной среды характеризуется постоянством массового расхода пароводяной смеси через любое сечение. Но средние по сечению скорости фаз между собой не равны, и это один из основных источников трудности расчета характеристик двухфазного потока. Различие в скоростях фаз при установившемся режиме зависит от массового расхода пароводяной смеси, параметров ее (главным образом давления), направления движения потока, интенсивности обогрева и др.

Многообразие влияющих на гидродинамику факторов требует не только определения ряда дополнительных по сравнению с однофазным потоком величин, но и введения нескольких условных характеристик.

При поступлении в обогреваемый канал массы воды  $D_0$ , кг/с, наиболее просто для установившегося режима определяются массовые расходы смеси  $D_{см}$ , паровой  $D_{п}$  и водяной  $D_{в}$  фаз, а также массовое расходное паросодержание или сухость пара  $x$ . Основными соотношениями для их определения являются уравнения сплошности и теплового баланса для рассматриваемого участка канала. Первое записывается в этом случае следующим образом:

$$D_0 = D_{п} + D_{в} = D_{см}. \quad (7.13)$$

Уравнение теплового баланса для канала (рис. 7.2) при усреднении на рассматриваемом участке теплового потока  $q_l$ , Вт, может быть записано в конечных величинах:

$$D_{см}(h - h') = q_l(l - l_{т.з}), \quad (7.14)$$

где  $h$ ,  $h'$  — соответственно энтальпия пароводяной смеси на выходе из рассматриваемого участка и энтальпия воды в сечении начала закипания, Дж/кг;  $l$ ,  $l_{т.з}$  — соответственно расстояние от входа канала до рассматриваемого сечения и до сечения начала закипания, м;  $q_l$  — удельная тепловая нагрузка канала длиной 1 м, Вт/м.

Из (7.14) при прочих известных величинах определяется энтальпия смеси, Дж/кг:

$$h = h' + q_l(l - l_{т.з})/D_{см}. \quad (7.15)$$

Произведение  $D_{\text{см}}h$ , Вт, представляет собой количество тепла, переносимое пароводяной смесью через рассматриваемое сечение в единицу времени. Очевидно, количество тепла, переносимого каждой фазой, составит соответственно для воды и пара  $D_{\text{в}}h'$  и  $D_{\text{п}}(h' + r)$ , и тогда

$$D_{\text{см}}h = D_{\text{в}}h' + D_{\text{п}}(h' + r), \quad (7.16)$$

где  $r$  — скрытая теплота парообразования, Дж/кг. Выражение (7.16) представляет собой прямую взаимосвязь между энтальпиями потока и его отдельных фаз.

Под массовым (расходным) паросодержанием понимается отношение массы паровой фазы к суммарной массе двухфазного потока

$$x = D_{\text{п}}/(D_{\text{в}} + D_{\text{п}}) = D_{\text{п}}/D_0. \quad (7.17)$$

Разделив левую и правую части (7.16) на  $D_{\text{см}} = D_0$  и учтя выражение (7.17), получим соотношение для расчета массового паросодержания в рассматриваемом сечении канала:

$$\left. \begin{aligned} h &= (D_{\text{в}} + D_{\text{п}})h'/D_0 + rD_{\text{п}}/D_0 = h' + rx, \\ \text{или} \\ x &= (h - h')/r. \end{aligned} \right\} \quad (7.18)$$

Величина  $x$ , определенная по (7.18), является ничем иным, как относительной энтальпией двухфазного потока, выраженной через теплоту парообразования. Следует иметь в виду, что  $x$  как относительная энтальпия начинает широко применяться при обработке данных по теплообмену в парогенерирующих каналах не только в области двухфазных потоков, но и при поверхностном кипении, где  $h - h'$  имеет отрицательное значение. И, несмотря на то что при поверхностном кипении в пристеночном слое имеется определенное паросодержание,  $x$  в среднем для потока — величина отрицательная. Поэтому при рассмотрении экспериментальных данных по температурному режиму парогенерирующих каналов следует иметь в виду, что  $x$  характеризует расходное паросодержание в канале после сечения начала закипания. Перед этим сечением  $x$  нужно рассматривать как энтальпию потока, выраженную в относительных единицах.

Чтобы иметь полное представление о производительности парогенерирующего канала, нужно знать четыре величины:  $D_0(D_{\text{см}})$ ,  $D_{\text{п}}$ ,  $D_{\text{в}}$  и  $x$ , которые легко определяются, если известны хотя бы любые две из них. Обычно для парогенерирующих каналов бывают известны  $D_0$  как заданная величина и  $x$ , рассчитанная с использованием (7.15) и (7.18).

Массовые характеристики, необходимые для определения тепловых и расходных показателей парогенерирующего канала (массы фаз, соотношения их, расход тепла и др.), вместе с тем являют-

ся исходными для получения основных величин, позволяющих проводить гидродинамические расчеты двухфазных потоков. К ним относятся приведенные скорости пара  $w''_0$  и воды  $w'_0$ , а также скорость циркуляции  $w_0$ . Приведенными скоростями принято называть отношение объемного расхода каждой фазы на данном участке канала к полному поперечному сечению канала. Скорость циркуляции — это скорость, которую имела бы в данном сечении вода, если бы она проходила через него с массовым расходом, равным расходу пароводяной смеси. В соответствии с этими формулировками

$$w''_0 = D_{\pi} v'' / f; \quad w'_0 = D_{\text{в}} v' / f; \quad w_0 = D_{\text{см}} v' / f, \quad (7.19)$$

где  $v''$  и  $v'$  — соответственно удельные объемы пара и воды при  $t_s$ , м<sup>3</sup>/кг; а  $f$  — площадь проходного сечения канала, м<sup>2</sup>.

Приведенные скорости можно использовать для определения массового паросодержания

$$x = D_{\pi} / D_0 = w''_0 \rho'' / (w_0 \rho') = w''_0 v' / (w_0 v''). \quad (7.20)$$

Из (7.19) следует, что при постоянном проходном сечении канала  $w_0$ , м/с, — величина неизменная, а  $w''_0$  и  $w'_0$  изменяются в зависимости от массового расхода фаз. Приведенные скорости и скорость циркуляции имеют между собой связь, определяемую уравнением (7.13), из которого при  $f = \text{const}$  следует

$$w_0 \rho' = w'_0 \rho' + w''_0 \rho'' = w_{\text{см}} \rho_{\text{см}} = \text{const}. \quad (7.21)$$

Тогда

$$w_0 = w'_0 + w''_0 (\rho'' / \rho'). \quad (7.22)$$

Массовые характеристики двухфазного потока являются исходными для определения объемных характеристик. В первую очередь через массовые расходы определяются объемные расходы пара  $V_{\pi}$  и воды  $V_{\text{в}}$ , м<sup>3</sup>/с:

$$V_{\pi} = D_{\pi} / \rho'' \text{ и } V_{\text{в}} = D_{\text{в}} / \rho'. \quad (7.23)$$

С учетом (7.19) объемные расходы могут быть выражены через приведенные скорости:

$$V_{\pi} = w''_0 f, \text{ м}^3/\text{с} \text{ и } V_{\text{в}} = w'_0 f. \quad (7.24)$$

Если известны площади поперечного сечения, занимаемые каждой фазой, то можно определить действительные средние по сечению скорости каждой фазы:

$$\left. \begin{aligned} w_{\pi} &= V_{\pi} / f_{\pi} = w''_0 (f / f_{\pi}); \\ w_{\text{в}} &= V_{\text{в}} / f_{\text{в}} = w'_0 [f / (f - f_{\pi})]. \end{aligned} \right\} \quad (7.25)$$

Средние действительные скорости пара и воды не равны между собой. При подъемном и горизонтальном движении скорость паровой фазы больше, а при опускном водяная фаза движется

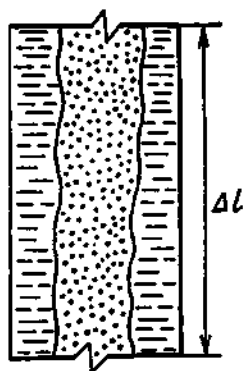


Рис. 7.3. Усредненное распределение пароводяной смеси в элементе канала

быстрее. Разница в скоростях (относительная скорость или скорость скольжения фаз) тем больше, чем больше разница плотностей.

При усреднении по времени и сечению объемных расходов фаз можно для элементарного участка канала представить движение фаз сосредоточенно по обособленным сечениям.

В соответствии с рис. 7.3 для  $f$ ,  $m^2$ , имеем

$$f = f_{\pi} + f_{\text{в}}, \quad (7.26)$$

тогда доля сечения, занятая паром,

$$\varphi = f_{\pi}/f. \quad (7.27)$$

Если действительные скорости фаз рассчитывать через  $\varphi$ , то из (7.25) получим

$$\left. \begin{aligned} w_{\pi} &= \dot{w}_0/\varphi \text{ и } w_{\text{в}} = \dot{w}_0/(1 - \varphi); \\ \varphi &= \dot{w}_0/w_{\pi} \text{ и } \varphi = 1 - (\dot{w}_0/w_{\text{в}}). \end{aligned} \right\} \quad (7.28)$$

Величина  $\varphi$  позволяет кроме действительных скоростей фаз определить и весьма нужные для расчетов действительные значения плотности и скорости пароводяной смеси.

Рассматривая рис. 7.3, можно подсчитать массу столба пароводяной смеси высотой  $\Delta l$ :

$$\rho_{\text{см}} \Delta l f = \rho'' \Delta l f_{\pi} + \rho' f_{\text{в}} \Delta l. \quad (7.29)$$

Преобразовав это уравнение, для действительной плотности смеси  $\rho_{\text{см}}$ ,  $kg/m^3$ , получим следующее выражение:

$$\rho_{\text{см}} = \rho' - \varphi (\rho' - \rho''). \quad (7.30)$$

Используя уравнение сплошности в виде (7.21), для действительной скорости смеси  $w_{\text{см}}$ ,  $m/s$ , получим следующую расчетную формулу:

$$w_{\text{см}} = \frac{w_0 \rho'}{\rho' - \varphi (\rho' - \rho'')} = \frac{w_0}{1 - \varphi (1 - \rho''/\rho')}. \quad (7.31)$$

Доля сечения, занятая паром, практически однозначно определяет усредненные значения скоростей фаз, скорости смеси и ее плотности, поэтому ее называют также *истинным паросодержанием смеси*. Величина  $\varphi$  тесно связана с действительными скоростями пара и воды. При постоянном значении массового расхода смеси повышение скорости пара приводит к уменьшению  $\varphi$ , а при уменьшении  $w_{\pi}$   $\varphi$  растет. Следовательно, доля сечения, занятая паром, в первую очередь зависит от скорости скольжения фаз. Скорость скольжения зависит не только от параметров и направления движения потока, но и от распределения фаз.

Истинное паросодержание в настоящее время определяется только экспериментально. При отсутствии экспериментальных данных по  $\varphi$  приходится упрощать механизм движения двухфазного потока, предполагая равенство скоростей фаз. При этом условии расчет двухфазного потока существенно упрощается, так как для определения основных характеристик его может быть использовано так называемое объемное расходное паросодержание  $\beta$ . По аналогии с  $x$   $\beta$  определится из соотношения  $\beta = V_{\text{п}}/V_{\text{см}}$ .

При отсутствии в двухфазном потоке относительной скорости фаз ( $w_{\text{см}} = w_{\text{п}} = w_{\text{в}}$ ) из (7.26) можно получить

$$w_{\text{п}} f_{\text{п}} + w_{\text{в}} f_{\text{в}} = w_{\text{см}} f$$

или

$$V_{\text{п}} + V_{\text{в}} = V_{\text{см}}. \quad (7.32)$$

Тогда, учитывая (7.24),

$$\beta = V_{\text{п}}/V_{\text{см}} = w_0''/(w_0' + w_0''). \quad (7.33)$$

Массовое и объемное паросодержания связаны между собой соотношением  $x/(1-x) = (\rho''/\rho')[\beta/(1-\beta)]$ , которое после некоторых преобразований может быть записано следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \beta &= \left( 1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{-1}; \\ x &= \left( 1 + \frac{1-\beta}{\beta} \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{-1}. \end{aligned} \right\} \quad (7.34)$$

Полезно помнить, что при  $x=0$   $\beta=0$ , при  $x=1$   $\beta=1$ , а в области  $0 < x < 1$   $x$  всегда меньше  $\beta$ . При этом разница между ними определяется отношением  $\rho''/\rho'$ . Зависимость  $\beta$  от  $x$  представлена на рис. 7.4.

При отсутствии скорости скольжения фаз массовое и объемное паросодержания могут характеризовать доли сечения канала, занятые соответствующими фазами, а следовательно, могут быть использованы и для определения  $\rho_{\text{см}}$  и  $w_{\text{см}}$ .

Для гомогенных потоков ( $w_{\text{п}} = w_{\text{в}}$ )  $\varphi = \beta$ . Из (7.28) получим

$$w_0''/\beta = w_0'/(1-\beta) \text{ и } \beta = w_0''/(w_0' + w_0'').$$

т. е. представим  $\beta$  в том же виде, что и в (7.33). Формула (7.33) показывает, что  $\beta$  зависит только от величин, характеризующих расход фаз, и может быть определена, если известны хотя бы две из них. Чаще всего в практических расчетах известны  $D_0$ , параметры потока и величины, необходимые для определения  $x$ . Поэтому более удобно, используя (7.22), несколько преобразовать зависимость (7.33):

$$\beta = \frac{w_0''}{w_0' + w_0''(1 - \rho''/\rho')}. \quad (7.35)$$

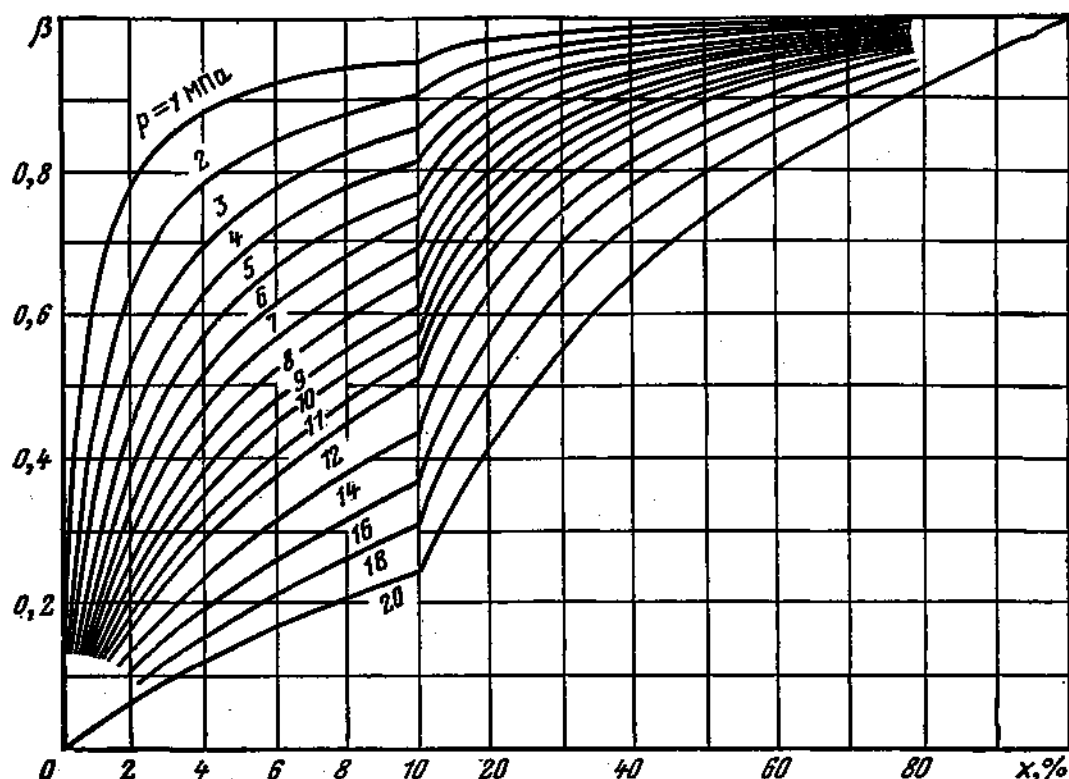


Рис. 7.4. Зависимость объемного расходного паросодержания от массового паросодержания

Если нет надежных данных по истинному паросодержанию  $\phi$ , то, принимая поток гомогенным, можно для приближенных расчетов использовать объемное паросодержание и через него определить значения плотности  $\rho_{см}^r$ , кг/м<sup>3</sup>, и скорости  $w_{см}^r$  двухфазного потока. Они рассчитываются соответственно из уравнений (7.30) и (7.31) при подстановке в них вместо  $\phi$  значения  $\beta$ , выраженного формулой (7.35):

$$\rho_{см}^r = \frac{w_0 \rho'}{w_0 + w_0'' (1 - \rho''/\rho')} \quad (7.36)$$

и

$$w_{см}^r = w_0 + w_0'' (1 - \rho''/\rho'), \quad (7.37)$$

где  $\rho_{см}^r$  и  $w_{см}^r$  — соответственно плотность и скорость двухфазного потока при условии равенства нулю скоростей скольжения. Формулы для расчета этих величин можно получить и из (7.32). В этом случае они будут выражаться не через приведенные скорости, а через массовое паросодержание, иногда такие расчетные соотношения могут оказаться более удобными. Зависимость (7.32) может быть записана в виде

$$D_{п} v_{п}'' + D_{в} v_{в}' = D_{см} v_{см}^r \quad (7.38)$$

или

$$v_{см}^r = x v_{п}'' + (1 - x) v_{в}'. \quad (7.39)$$

В уравнениях (7.38) и (7.39)  $v_{см}^r$ ,  $v''_п$  и  $v'_в$  — соответственно удельные объемы смеси, пара и воды.

Имея в виду, что  $w_{см}^r = D_{см} v_{см}^r / f$ , и заменив в этом отношении  $v_{см}^r$  его значением из (7.39), получим

$$w_{см}^r = w_0 [1 + x(\ddot{v}''/v' - 1)], \quad (7.40)$$

или

$$w_{см}^r = w_0 [1 + x(\rho'/\rho'' - 1)].$$

Из уравнения (7.39) получаем

$$\rho_{см}^r = \frac{\rho''}{x + (1 - x)\rho''/\rho'}. \quad (7.41)$$

Следует иметь также в виду, что на основании соотношений (7.22) и (7.37)

$$w_{см}^r = w'_0 + w''_0. \quad (7.42)$$

Использование массового и объемного паросодержаний ( $x$  и  $\beta$ ) для гидродинамического расчета ПГ позволяет получать только приближенные результаты. Для обеспечения необходимой точности расчетов в настоящее время ведутся исследования как по прямому определению  $\phi$ , так и по уточнению функциональной связи между  $\phi$  и  $\beta$ . Формальная связь между ними легко выявляется при сравнении формул, выражающих  $\phi$  и  $\beta$  через расходные параметры.

В частности, рассматривая уравнения (7.33) и (7.42), легко установить, что

$$\beta = w''_0/w_{см}^r. \quad (7.43)$$

А сопоставление (7.28) и (7.43) приводит к зависимости

$$\phi = \beta(w_{см}^r/w_п). \quad (7.44)$$

Однако уравнение (7.44) не дает возможности определить для реального потока истинное паросодержание, так как  $w_п = f(\phi)$ . Большое влияние на истинное паросодержание потока оказывает режим движения пароводяной смеси, под которым в основном понимается распределение паровой фазы по сечению канала.

Режимы течения и гидравлическое сопротивление при движении двухфазного потока. Истинное паросодержание  $\phi$ , используемое в расчетах, — средняя по сечению величина. Но для более или менее точного ее определения необходимо иметь достоверные данные по распределению фаз по сечению канала, по изменению их концентраций при переходе от одного сечения к другому. Надежных данных по движению двухфазных потоков в каналах при неизотермических режимах почти нет. Для необогреваемых труб, особенно при низких давлениях, на основе визуальных наблюдений с применением киносъемки, установлено, что режим движения и структура потока зависят в основном от давления, скоростей цир-

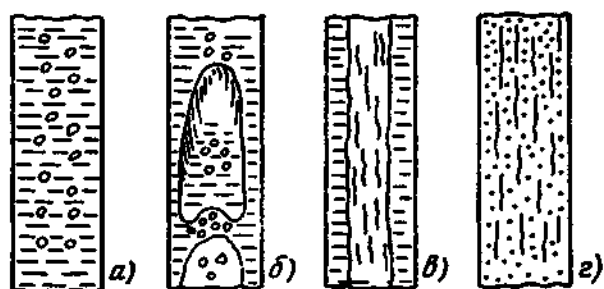


Рис. 7.5. Структура потока при движении пароводяной смеси:

а — пузырьковый; б — снарядный; в — стержневой; г — дисперсный

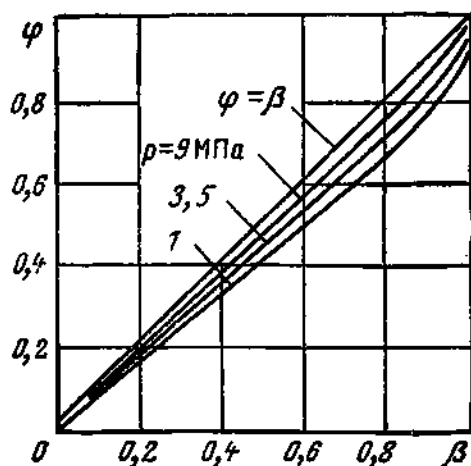


Рис. 7.6. Зависимость истинного паросодержания от объемного расходного паросодержания

куляции смеси, объемного паросодержания, относительной энтальпии, положения канала и его конфигурации. На основе этих экспериментов установлено, что при движении пароводяной смеси возможны пузырьковый (или эмульсионный), стержневой (или кольцевой), дисперсный и снарядный режимы.

В прямых вертикальных каналах при всех этих режимах имеет место осесимметричное движение (как с точки зрения поля скоростей потока, так и в отношении распределения фаз по сечению), если имеет место равномерный обогрев каналов по сечению.

Виды структур потока при упомянутых выше режимах представлены на рис. 7.5.

**Пузырьковый режим** характеризуется малым паросодержанием. Отдельные паровые пузыри сравнительно малого размера концентрируются в центре трубы. С увеличением паросодержания потока происходит слияние отдельных пузырьков в довольно крупные паровые образования, продвигающиеся по центру трубы с определенными интервалами в виде водных прослоек с равномерно распределенными отдельными пузырями пара. При дальнейшем увеличении объемного паросодержания наступает **стержневой режим**, который характеризуется тем, что по центру трубы движется сплошной паровой поток, отделенный от стенок трубы водяным кольцом.

Толщина водяного кольца определяется объемным паросодержанием потока и тем меньше, чем больше  $\beta$ .

**Дисперсный режим** характерен для потока весьма больших скоростей и большого паросодержания. При этом режиме водяная фаза уже довольно равномерно распределена в паровой фазе и поток грубо может быть представлен в виде движущегося с большой скоростью «тумана». При этих условиях относительная скорость фаз отсутствует и  $\varphi = \beta$ . Дисперсный режим формируется посредством срыва водяной пленки со стенок, дробления водяной фазы на мелкие капельки с равномерным распределением их по

сечению канала. Условия срыва пленки со стенок определяются паросодержанием и скоростями. Наиболее удобно этот процесс характеризовать скоростью пара. Срыв пленки происходит при ее определенном значении, называемом критическим  $w_n^{кр}$ . Л. К. Рамзин, рассмотрен баланс действующих на пленку жидкости сил, теоретически получил значение  $w_n^{кр} = K \sqrt{\sigma/\rho''}$ , м/с, где  $K = 760 \text{ с}^{-1}$  — опытный размерный коэффициент. Формула Рамзина впоследствии уточнялась. В частности, в МЭИ Н. А. Можаров получил расчетную формулу, которая учитывает паросодержание потока:

$$w_n^{кр} = 115 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho''}} \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,25} \left( \frac{1}{d_0} \right)^{0,25}, \quad (7.45)$$

где  $\sigma$  — поверхностное натяжение, кг/м;  $d_0$  — эквивалентный диаметр канала, м.

Характерными режимами для ПГ АЭС являются пузырьковый и стержневой. *Снарядный режим* может существовать только при низких давлениях. Уже при давлениях, больших 3 МПа, крупных пузырей пара не наблюдается. При давлениях выше средних пузырьковый режим может сохраняться и до весьма больших паросодержаний. Например, при давлениях 10 МПа и выше значение объемного паросодержания, при котором еще может существовать пузырьковый режим, доходит до 80 % ( $x \approx 50$  %). При  $\beta \approx 80 \div 90$  % пузырьковый режим переходит в стержневой. При этом, если приведенные скорости пара велики (но  $w_n < w_n^{кр}$ ), поток может срывать значительную часть пленки, оставляя на стенке тонкий слой воды. Если при этом тепловой поток достаточно велик, то может произойти высыхание оставшейся пленки и резкое снижение интенсивности теплоотдачи. Приведенные выше значения паросодержаний, при которых происходит перестройка пузырькового режима в стержневой, а затем в дисперсный с высыханием пленки воды, могут быть и ниже в зависимости от режимных факторов.

Для труб с углом наклона более 30° режимы течения близки к режимам, имеющим место при тех же определяющих факторах в вертикальных трубах, отличаясь асимметрией в распределении фаз по сечению. В них легкая фаза будет отжиматься в верхнюю часть сечения. В горизонтальных и слабо наклоненных трубах эта асимметрия усиливается, и при малых скоростях потока можно ожидать даже полного разделения фаз по сечению трубы. Эти режимы называют *расслоенными*. При высоких тепловых потоках для ПГ с высокотемпературными теплоносителями они недопустимы. Возможность перехода к расслоенным режимам характеризуется определенной массовой скоростью потока. Чем больше эта скорость, тем большее количество влаги вырывается из водяных объемов и переносится в верхние зоны сечения. Существуют такие массовые скорости, при которых в горизонтальном канале возни-

кают подъемные силы, способные обеспечить кольцевой слой влаги по всему сечению горизонтальной трубы.

Определение предельного значения массовой скорости потока,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , при которой в слабонаклонном или горизонтальном канале отсутствует расслоение, можно проводить по формуле

$$w_{\text{см}} \rho_{\text{см}} = 0,38 \frac{d_b^{0,5}}{\left(\frac{\sigma}{\rho' - \rho''}\right)^{0,25}} \left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{0,5} \times \\ \times \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,75} \frac{C \rho'}{1 + x \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)}, \quad (7.46)$$

где  $C$  — постоянный коэффициент, зависящий от параметров пароводяной смеси и ее расходных характеристик. Приблизительно он может быть определен из соотношения

$$C \approx \frac{1+x}{1 + (w_0''/w_0)}. \quad (7.47)$$

Предельные значения массовой скорости, при которых отсутствует расслоение, растут с повышением давления и массового паросодержания потока.

Для расчета гидродинамических характеристик двухфазного потока при пузырьковом и стержневом режимах можно использовать функциональную связь между  $\varphi$  и  $\beta$ . А. А. Арманд для вертикальных и горизонтальных труб (исключая расслоенный режим) рекомендует следующее соотношение:

$$\varphi = C_\varphi \beta, \quad (7.48)$$

где  $C_\varphi$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от давления пароводяной смеси, а при малых скоростях циркуляции и от скорости смеси.

Из рис. 7.6. видно, что в области значений  $\beta$  от 0 до 0,8 имеет место линейная зависимость между  $\varphi$  и  $\beta$ . При больших скоростях циркуляции с ростом давления значения  $\varphi$  и  $\beta$  приближаются друг к другу ( $C_\varphi \approx 1$ ).

В нормативных методах гидравлического расчета паровых котлов ВТИ — ЦКТИ [32] представлены номограммы, разработанные ВТИ на основе анализа экспериментальных данных, для определения  $C_\varphi$  в зависимости от давления, скорости смеси, диаметра трубы и угла наклона ее при течении пароводяной смеси в необогреваемых трубах. Экспериментально было установлено, что в обогреваемых трубах значения  $\varphi$  повышаются, однако значительное отличие имеет место при тепловых потоках, больших  $4 \cdot 10^5 \div 6 \cdot 10^5 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

В последнее время в связи с потребностями более точного определения истинного паросодержания (например, для расчета

реакторов с водным теплоносителем) большое число экспериментов проведено в МЭИ, ВТИ, ЭНИН и др.

В основу расчетных закономерностей для определения  $\varphi$  в большинстве этих работ положены данные по коэффициентам скольжения фаз, что наиболее близко соответствует действительному механизму движения двухфазных потоков.

Гидравлические сопротивления при движении двухфазного потока. В § 7.2 упоминалось, что для расчета гидравлических сопротивлений при движении двухфазного потока в различных каналах необходимо упрощать модель потока, рассматривая его как гомогенный.

Только для такого случая можно рекомендовать общие закономерности.

Гидравлические сопротивления  $\Delta p_r$ ,  $\Delta p_a$ , при движении в трубах или при продольном омывании пучков труб в соответствии с (7.1), (7.5), (7.7) для потока гомогенной пароводяной смеси рассчитываются по соотношению

$$\Delta p_r = (\Sigma \xi_m + \xi l/d) \rho_{cm}^r (w_{cm}^r)^2 / 2. \quad (7.49)$$

Принимая во внимание, что  $\rho_{cm}^r w_{cm}^r = \rho' w_0$  и используя выражение для  $w_{cm}^r$  (7.37), получаем

$$\Delta p_r = \left( \Sigma \xi_m + \xi \frac{l}{d} \right) \rho' \frac{w_0^2}{2} \left[ 1 + \frac{w_0''}{w_0} \left( 1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right],$$

или

$$\Delta p_r = \left( \Sigma \xi_m + \xi \frac{l}{d} \right) \rho' \frac{w_0^2}{2} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (7.50)$$

В (7.50)  $w_0''$  и  $x$  — соответственно средняя для рассматриваемого участка канала приведенная скорость пара и среднее массовое паросодержание (как правило, используется арифметическое усреднение).

Формулу (7.49) можно представить в виде

$$\Delta p_r = \Delta p_{r.o} [1 + x (\rho' / \rho'' - 1)], \quad (7.51)$$

где  $\Delta p_{r.o}$  — гидравлическое сопротивление при движении однофазной среды со скоростью  $w_0$  и плотностью  $\rho'$ .

Вид формулы (7.51) говорит о линейной зависимости  $\Delta p_r$  от  $\Delta p_{r.o}$ . Однако определенные в опытах значения  $\Delta p_r$  для пароводяной смеси отличаются от рассчитанных по (7.51). Поэтому ВТИ рекомендует вводить в (7.51) поправочный коэффициент  $\psi$ , который довольно сложно зависит от давления, паросодержания и скорости потока. Коэффициент  $\psi$  в зависимости от указанных параметров можно найти в справочной литературе [32] и др.

Формула для расчета гидравлических сопротивлений  $\Delta p_{r,p}$ ,  $\Delta p_a$ , при поперечном обтекании пароводяной смесью трубных пучков

соответственно имеет вид

$$\Delta p_{г.п} = \Delta p_{г.п.о} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (7.52)$$

где  $\Delta p_{г.п.о}$  определяется по скорости циркуляции и плотности воды при  $t_s$  по (7.9), а  $\xi_{п}$  — по (7.10) — (7.12).

## § 7.4. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ БЕЗНАПОРНОГО ДВИЖЕНИЯ ПАРОВОДЯНОЙ СМЕСИ

Безнапорное движение пароводяной смеси характеризуется свободным подъемом паровой фазы в слое воды, средняя скорость которой равна или близка к нулю. В ПГ такой вид движения имеет место в сепарационных устройствах испарителей с многократной циркуляцией и в устройствах для промывки пара.

На рис. 7.7 представлена принципиальная схема устройства с барботажем пара. Пар подводится под дырчатый лист, задача которого — равномерное распределение пара по всему сечению барботера. Сопротивление водяного слоя приводит к определенному распределению паровой фазы по водяному объему. Однако дырчатый лист обеспечивает равномерное распределение пара практически независимо от высоты двухфазного слоя. Смысл этого устройства заключается в установке на пути движения паровых струй элемента с весьма большим гидравлическим сопротивлением по сравнению с сопротивлением свободного канала. Дырчатый лист не полностью перекрывает все сечение барботера, оставляя по периферии его свободные каналы для опускного движения воды. Влияние дырчатого листа на работу барботажного объема определяется гидродинамическими условиями, существующими

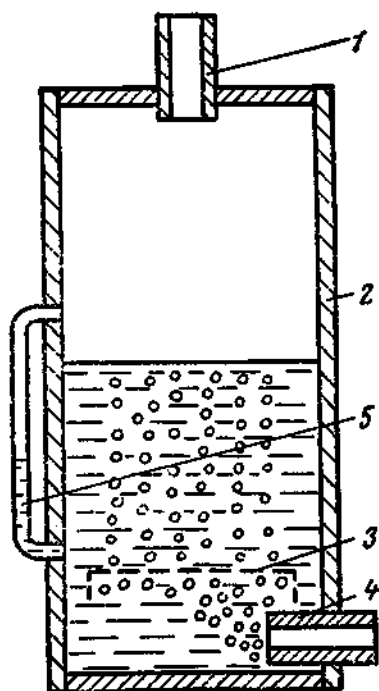


Рис. 7.7. Схема барботажного устройства:

1 — отвод пара; 2 — корпус; 3 — распределительный лист; 4 — подвод пара; 5 — водомерное стекло



Рис. 7.8. Схема дырчатого листа с паровой подушкой

как на выходной его плоскости, так и непосредственно под ним. Гидродинамика течения пароводяной смеси над дырчатым листом зависит от процессов формирования паровых пузырей на выходе из отверстий и отрыва их, определяемых в основном соотношением гравитационных сил и сил поверхностного натяжения. Главным количественным показателем здесь является скорость истечения пузырей пара через отверстия  $\bar{w}''$ . Установлено, что  $\bar{w}''$  зависит от количества поступившего пара и давления, которое определяет поверхностное натяжение и плотности фаз.

С ростом расхода пара изменяются условия течения паровых образований, и при чрезмерном расходе его может наступить кризис барботажа. При кризисе барботажа дырчатый лист покрывается сплошным паровым слоем, отделяющим его от водяного объема. Такой режим недопустим. Скорость истечения  $w''_{кр}$ , соответствующая этому режиму, для воды высокой чистоты может быть определена из уравнения

$$w_{кр} \left[ \frac{(\rho'')^2}{g\sigma(\rho' - \rho'')} \right]^{0,25} = 0,16. \quad (7.53)$$

Дырчатый лист может эффективно работать только при наличии под ним паровой подушки определенной толщины, образующейся из-за сопротивления листа. Для облегчения ее формирования дырчатый лист имеет кромки. Гидродинамическим фактором возникновения и существования устойчивой паровой подушки является определенный гидростатический напор  $\Delta p_{л}$ , Па, действующий на высоте  $\delta_{л}$  (рис. 7.8):

$$\Delta p_{л} = \delta_{л} g (\rho' - \rho''). \quad (7.54)$$

Этот гидростатический напор уравнивается гидравлическим сопротивлением щита и поверхностным натяжением парового пузыря. Дырчатый лист будет неэффективен, если  $\delta_{л} < \delta_{мин}$ , которая определяется из соотношения

$$\delta_{мин} = \sqrt[3]{\frac{\sigma^2}{R_0 g^2 (\rho' - \rho'')^2}} (1,75 + 0,78 \xi_{отв}), \quad (7.55)$$

где  $R_0$  — радиус отверстий щита, м;  $\xi_{отв}$  — коэффициент местного сопротивления отверстия, зависящий от истинного паросодержания на уровне щита  $\phi_{л}$ . При  $\phi_{л} = 0,7; 0,5$  и  $0,2$  соответственно  $\xi_{отв} = 0,5; 1$  и  $2$ .

Как видно из рис. 7.7, барботажное устройство состоит из двух объемов: один занят двухфазной средой (происходит барботаж), а другой — однофазной средой — паром. Эти объемы отделяются друг от друга поверхностью, которую по установившейся терминологии называют *зеркалом испарения*.

Действительная картина в барботере отличается от этой схемы. При умеренных количествах пара его движение в водяном объеме происходит в виде отдельных пузырей. Вследствие наличия силы трения пузыри увлекают за собой соприкасающиеся с ними слои

воды. Выйдя из водяного объема, паровые пузыри лопаются, водяная пленка вместе с увлеченной массой воды движется вдоль поверхности зеркала испарения и в определенном месте поступает в опускные токи. Так как зеркало испарения не меняет своего положения, то ясно, что опускные токи воды компенсируют подъемные токи, и для барботажного процесса средняя скорость воды в сечении  $w_v = 0$ . Освободившийся из парового пузыря пар движется по паровому объему к отводящему патрубку.

Естественно, что часть брызг, образующихся при разрыве водяной пленки и вырванных из водяного объема выходящими паровыми струями, уносится в паровой объем. Высота подъема водяных капель пропорциональна скорости пара. Все капли относительно большой массы, достигнув определенной высоты, вновь возвращаются на зеркало испарения. К пароотводящим трубам подходит незначительное количество так называемых транспортируемых капель, масса которых настолько мала, что силы гравитации не могут преодолеть динамического напора парового потока. Количество и размеры транспортируемых капель зависят от давления, высоты парового пространства, расхода пара и наличия примесей в воде.

При непрерывном и постоянном по количеству подводе пара в водяной объем в барботере устанавливается определенное распределение пара по сечению, которое, так же как и при напорном движении, характеризуется истинным паросодержанием,  $\phi_{\text{бар}} = f_{\text{п}}/f_{\text{бар}}$ . Очевидно, что  $\phi_{\text{бар}}$  даже при установившемся режиме непостоянно по высоте. Минимальное его значение будет в сечении подвода пара в водяной объем, а максимальное — у пароотводящих труб, т. е.  $0 < \phi_{\text{бар}} \leq 1$ . Наиболее существенное изменение должно иметь место в области, прилегающей к предполагаемой плоскости раздела водяного и парового объемов. Эта область, называемая переходной, может быть незначительной, а может распространиться на большую высоту парового объема в зависимости главным образом от давления и расхода пара. Расход пара при барботаже однозначно характеризуется приведенной скоростью пара  $w''_0$ , которую в записи  $R_s = 3,6 \cdot 10^3 D_{\text{п}}/(f_{\text{бар}} w'')$ ,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , называют *нагрузкой зеркала испарения*.

На рис. 7.9 представлен график, характеризующий истинное паросодержание по высоте барботажного устройства для различных значений приведенной скорости пара. При одном и том же значении  $w''_0$  имеются три области с различными значениями  $\phi_{\text{бар}}$ . Первая область — стабилизации — имеет незначительную высоту практически для любой  $w''_0$  и характеризуется нарастанием паросодержания. Вторая область — с  $\phi_{\text{бар}} = \text{const}$  — занимает весь водяной объем до предполагаемой плоскости раздела фаз. Эту область называют динамическим двухфазным слоем. В третьей области  $\phi$  непрерывно нарастает от его стабилизированного значения до 1. Следовательно, переход от водяного объема к паровому происходит постепенно на определенной высоте  $H_{\text{п.з.}}$ . Высота  $H_{\text{п.з.}}$ , м, зависит от давления и расхода пара и может быть рассчитана по

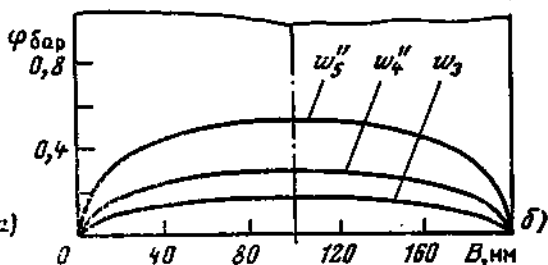
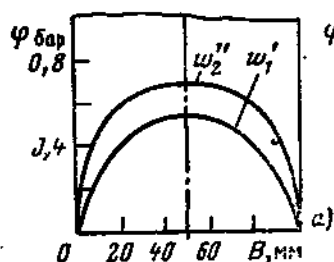
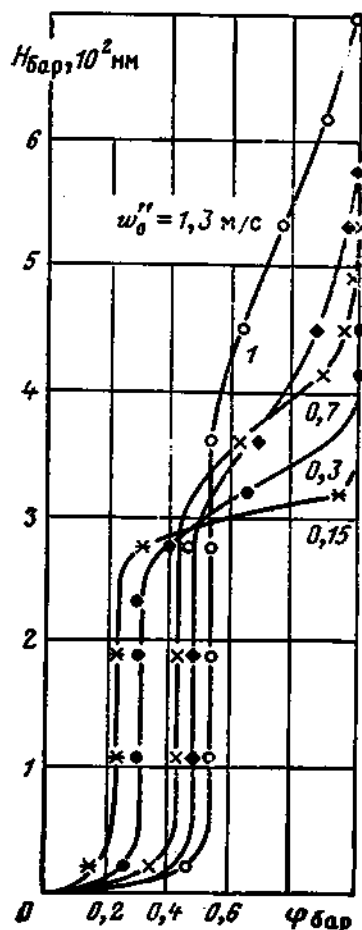


Рис. 7.9. Изменение доли сечения, занятой паром, по высоте барботера при разных значениях приведенной скорости пара

Рис. 7.10. Характер изменения  $\phi_{\text{бар}}$  по сечению в зависимости от диаметра барботера и приведенной скорости пара ( $w''_1 < w''_2$ ;  $w''_3 < w''_4 < w''_5$ ): а — барботер малого диаметра; б — барботер большого диаметра

данным МЭИ:

$$H_{\text{п.з}} = 0,15 w''_0 \sqrt{10p}, \quad (7.56)$$

где  $p$  — давление, МПа. Для наиболее эффективной работы барботажных устройств высота переходной зоны должна быть возможно меньшей.

Большой интерес представляет значение профиля паросодержаний по диаметру барботера. Экспериментально установлено, что паросодержание по сечению распределяется неравномерно. Наибольшее его значение имеет место в центре. Неравномерность профиля паросодержаний увеличивается с увеличением  $w''_0$  и уменьшением диаметра барботажных устройств. Это хорошо видно на рис. 7.10, где представлены результаты соответствующих опытов МЭИ. Графики  $\phi_{\text{бар}} = f(d_{\text{в}})$  на рис. 7.10 позволяют предполагать, что в барботажных устройствах больших диаметров и с относительно малыми приведенными скоростями подъемно-опускные токи почти равномерно распределены по сечению.

В барботажных процессах истинное паросодержание в основном зависит от приведенной скорости пара. Теоретические решения и анализ экспериментальных данных устанавливают зависимость  $\phi_{\text{бар}} = C(w''_0)^n$ . Наиболее хорошо описывает экспериментальные данные формула, выведенная М. А. Стыриковичем и С. С. Кутателадзе на основе теории размерностей:

$$\phi_{\text{бар}} = 0,04 \left( \sqrt[4]{\frac{\rho' - \rho''}{g\sigma}} \right)^{0,68} \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,15} (w''_0)^{0,68}. \quad (7.57)$$

По аналогии с напорным движением плотность пароводяной смеси при барботаже может быть рассчитана по (7.30) при  $\phi = \phi_{\text{бар}}$ .

Расходными характеристиками барботажного процесса являются приведенная и действительная скорости пара. Средняя скорость воды равна нулю, а следовательно, относительная скорость пара  $w_{\Pi}$ , м/с, совпадает с действительной:

$$w_{\Pi} = w_0 / \varphi_{\text{бар}}. \quad (7.58)$$

В барботажных устройствах большого диаметра установка только погруженного дырчатого листа не обеспечит равномерного распределения пара по сечению парового объема, если отвод пара неравномерен. В том случае, если не будут приняты специальные меры, поток пара направится кратчайшим путем к пароотводящим трубам, используя лишь часть сечения парового объема.

Равномерное использование всего парового объема достигается установкой дроссельного устройства (пароприемного щита) перед пароотводящими трубами. Сопротивление его должно обеспечивать практически одинаковое сопротивление движению пара в паровом объеме, т. е. оно должно быть значительно больше сопротивления парового объема барабана.

Сопротивление пароприемного щита  $\Delta p_{\Pi.щ}$ , Па, может быть рассчитано по формуле

$$\Delta p_{\Pi.щ} = 0,75 (w'')^2 \rho'', \quad (7.59)$$

где  $w''$  — скорость пара в отверстиях щита, м/с.

Для барботажного устройства необходимо знать действительное расположение по высоте границы двухфазного слоя (рис. 7.7). Обычно для этого используют водомерные приборы (стекла). Однако действительный уровень воды  $H^D_v$ , м, отличающийся от показаний прибора ( $H^B_v$  — «весовой» уровень), может быть определен как

$$H^D_v = H^B_v / (1 - \varphi_{\text{бар}}). \quad (7.60)$$

Соотношение (7.60) получено из баланса сил, действующих на плоскость, которая проходит через нижний штуцер водоуказательного прибора:

$$H^D_v \rho_{\text{см}} g = H^B_v \rho' g + (H^D_v - H^B_v) \rho'' g. \quad (7.61)$$

Но формула (7.61) не учитывает наличия переходной зоны, поэтому

$$(H^D_v)_{\text{макс}} = H^D_v + 0,5 H_{\Pi.в}, \quad (7.62)$$

где  $(H^D_v)_{\text{макс}}$  — расстояние от плоскости подсоединения к барботеру нижнего штуцера водоуказательного прибора до окончания переходной зоны.

## ТЕПЛОВЫЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА

### § 8.1. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА

Надежность ПГ при длительной эксплуатации, а также эффективность передачи тепла определяются как средними для всей поверхности теплообмена тепловыми и гидродинамическими условиями, так и имеющими место в каждой трубке в отдельности.

При заданной паропроизводительности по возможности необходимо обеспечить постоянство температурного режима в любом элементе ПГ. А условие

$$t_{\text{ст}1} < t_{\text{ст}}^{\text{доп}}, \quad (8.1)$$

где  $t_{\text{ст}1}$  — температура поверхности стенки трубки, омываемой теплоносителем, должно выполняться в каждой трубке для всех режимов работы ПГ.

Трубки поверхности теплообмена в рабочих условиях представляют собой многослойные цилиндрические стенки. Чистый металл их с обеих сторон покрыт оксидными пленками. Поверхность, омываемая рабочим телом, может иметь отложения находящихся в воде примесей. Отложения со стороны теплоносителя практически исключаются, так как требования к его чистоте весьма высоки. С учетом этого изменение температур для элементарного участка трубки представлено на рис. 8.1.

Процессы теплообмена и гидродинамики в тракте рабочего тела зависят от параметров ПГ и практически не связаны с видом первичного теплоносителя. Эти процессы в тракте теплоносителя определяются видом и параметрами теплоносителя и для конкретных установок различаются весьма существенно.

Однако для рассмотрения температурного режима поверхностей теплообмена это разнообразие можно обобщить, считая заданными со стороны теплоносителя коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$ , температуру  $t_1$  и расход  $G$ . При этих условиях  $t_{\text{ст}1}$  будет определяться удельным тепловым потоком, теплоотдачей к рабочему телу и термическими сопротивлениями стенок.

Так как для тонкостенных трубок ( $d_{\text{в}}/d_{\text{н}} \leq 2$ ) с достаточной степенью точности можно при расчете теплоотдачи пользоваться закономерностями для плоских стенок, то в соответствии с рис. 8.1 можно написать

$$t_{\text{ст}1} = t_2 + q(1/\alpha_2 + \delta_{\text{отп}}/\lambda_{\text{отп}} + \delta_{\text{ок}}/\lambda_{\text{ок}} + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}), \quad (8.2)$$

или

$$t_{\text{ст}1} = t_2 + \Delta t,$$

где  $q$  — удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  $t_2$  — температура рабо-

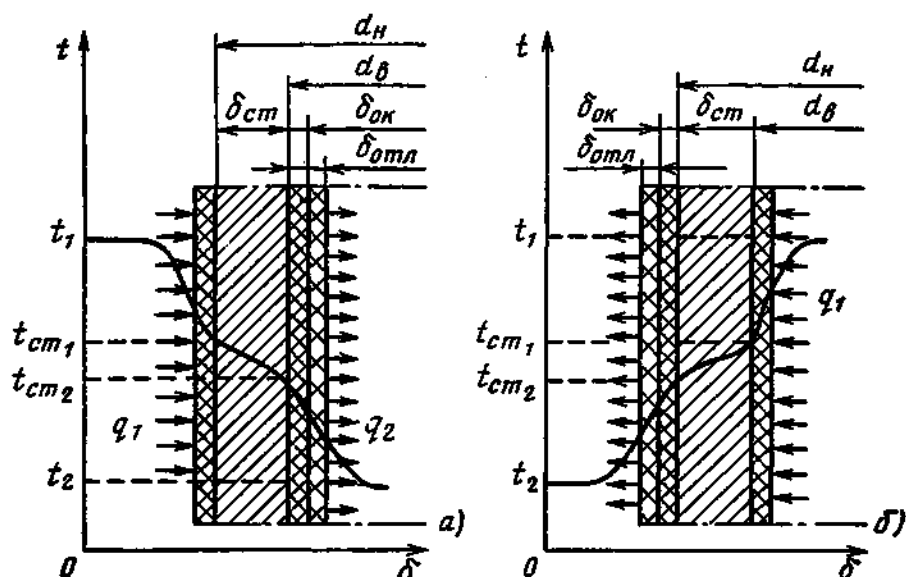


Рис. 8.1. Схема изменения температуры при передаче тепла от теплоносителя к рабочему телу (а — теплоноситель в межтрубном пространстве; б — теплоноситель внутри трубок);

$t_1, t_{ст1}, t_{ст2}, t_2$  — соответственно температуры теплоносителя, стенки со стороны теплоносителя, стенки со стороны рабочего тела и рабочего тела, °С;  $\delta_{ок}, \delta_{ст}, \delta_{отл}$  — соответственно толщины оксидных пленок, стенки трубки, слоя отложения, м;  $d_H, d_B$  — наружный и внутренний диаметры трубки, м;  $q_1, q_2$  — удельные тепловые потоки, отнесенные к тепловоспринимающей и теплоотдающей поверхностям стенки трубки, Вт/м²

чего тела в рассматриваемом сечении, °С;  $\delta_{отл}, \delta_{ок}, \delta_{ст}$  — соответственно толщина отложений, оксидной пленки и стенки трубки, м;  $\lambda_{отл}, \lambda_{ок}, \lambda_{ст}$  — соответственно теплопроводности отложений, оксидной пленки и металла, Вт/(м·К);  $\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу, Вт/(м²·К).

Температура тепловоспринимающей поверхности стенки трубки превышает температуру охлаждающей среды на

$$\Delta t = \Delta t_2 + \Delta t_{отл} + \Delta t_{ок} + \Delta t_{ст}, \quad (8.3)$$

где  $\Delta t_2 = q/\alpha_2$  — падение температуры в рабочем теле, °С;

$$\Delta t_{отл} = q\delta_{отл}/\lambda_{отл}; \quad \Delta t_{ок} = q\delta_{ок}/\lambda_{ок}; \quad \Delta t_{ст} = q\delta_{ст}/\lambda_{ст}$$

— соответственно падение температуры в слое отложений, оксидной пленке и стенке трубки, °С. Таким образом, наибольшая температура стенки поверхности теплообмена определяется, во-первых, температурой охлаждающей среды и, во-вторых, перепадом температуры  $\Delta t$ .

Значения температуры  $t_2$  различны для разных элементов ПГ: в экономайзерах и испарителях  $t_2$  значительно ниже  $t_{ст}^{доп}$ , и только в пароперегревателях высоких и сверхвысоких параметров разница  $t_{ст}^{доп} - t_2$  уменьшается. Обеспечение минимально возможного значения  $\Delta t$  требует технического совершенства поверхности теплообмена и высокой культуры эксплуатации. Удельные тепловые потоки, от которых зависит  $\Delta t$ , определяются коэффициентом

теплопередачи  $k$  и температурным напором  $t_1 - t_2$  в рассматриваемом элементе. Значения средних удельных тепловых потоков в экономайзерах  $q_{\text{эк}}$ , испарителях  $q_{\text{исп}}$  и пароперегревателях  $q_{\text{пп}}$  различны. Наиболее вероятно следующее соотношение между ними:

$$q_{\text{пп}} < q_{\text{эк}} < q_{\text{исп}}.$$

Непостоянен удельный тепловой поток и по длине трубки. В пароперегревателях и экономайзерах, как правило, во входных по теплоносителю участках его значение ниже, чем в выходных, а в испарителях — наоборот.

Выбранные с технико-экономических позиций оптимальные значения удельных тепловых потоков для парогенераторов с  $t_1 > t_{\text{ст}}^{\text{доп}}$  необходимо проверять по их влиянию на температурный режим характерных участков поверхности теплообмена.

При данном значении теплового потока величина  $\Delta t$  определяется термическими сопротивлениями стенки трубки  $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$ , оксидной пленки  $\delta_{\text{ок}}/\lambda_{\text{ок}}$ , отложений  $\delta_{\text{отл}}/\lambda_{\text{отл}}$  и коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_2$ .

Толщина стенки трубки зависит от ее диаметра, применение трубок большего диаметра приводит и к увеличению  $\delta_{\text{ст}}$ . Для осуществления большой суммарной площади поверхностей нагрева целесообразно применение трубок относительно небольших диаметров. Если среда движется внутри трубок за счет напора, создаваемого насосом, то их диаметры следует выбирать в пределах 6—18 мм. Для поверхностей нагрева с естественной циркуляцией внутри трубок более целесообразны трубки диаметром 30—40 мм. При использовании трубок, ошпированных (оребренных) с внешней стороны, по технологическим соображениям потребуется использование трубок диаметром 25—40 мм.

Для любых параметров среды, движущейся внутри трубок  $\delta_{\text{ст}}$  по условиям прочности не превысит 3—4 мм, а при небольших диаметрах трубок (до 20 мм)  $\delta_{\text{ст}} = 1,2 \div 1,6$  мм.

Теплопроводность  $\lambda_{\text{ст}}$  зависит от химического состава металла и температуры, при которой он работает. Так, теплопроводность углеродистых сталей при температурах, не превышающих 400°C, в 3—4 раза превышает теплопроводность нержавеющей или высоколегированных сталей. При более высоких температурах разница значений теплопроводности различных марок сталей существенно снижается.

Углеродистые стали могут быть использованы в ПГ, обогреваемых органическими теплоносителями, а также газообразными при умеренных температурах.

Во всех элементах ПГ с водным теплоносителем и в элементах ПГ с высокими температурами рабочих сред и теплоносителей (пароперегревателях ПГ с жидкометаллическими и газовыми теплоносителями) в настоящее время используется аустенитная нержавеющая сталь. По мере дальнейшего развития ядерной энергетики следует ожидать замену аустенитной нержавеющей стали

новыми марками перлитных легированных сталей, а для некоторых элементов ПГ и углеродистой.

Относительно небольшие толщины стенок трубок и достаточно высокие значения теплопроводности сталей предопределяют практически незначительные термические сопротивления стенок трубок при рабочих параметрах поверхностей нагрева ПГ. Так, для трубок из углеродистой стали они лежат в пределах  $(2 \div 10) \times 10^{-5}$ , а для труб из нержавеющей  $(4 \div 20) \times 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ . Влияние термического сопротивления стенки на суммарную разность между температурой стенки и температурой ядра потока рабочей среды  $\Delta t$  различно для разных элементов ПГ. Так, перепад температуры  $\Delta t_{\text{ст}}$  в пароперегревателе в 5—10 раз меньше перепада температуры  $\Delta t_2$  в экономайзере также  $\Delta t_{\text{ст}} < \Delta t_2$  (но разница между ними менее существенна), в испарительной поверхности, наоборот,  $\Delta t_{\text{ст}} > \Delta t_2$ .

На стенках труб поверхностей нагрева ПГ при омывании их водным теплоносителем образуется оксидная пленка, термическое сопротивление которой определяется маркой стали и условиями работы элементов ПГ. При применении нержавеющей стали термическое сопротивление оксидной пленки не будет превышать  $1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ , что в несколько раз меньше термического сопротивления металла.

Для труб из углеродистой стали, если не приняты какие-либо специальные меры по повышению ее коррозионной стойкости,  $\Delta t_{\text{ок}}$  достигает сравнимых с  $\Delta t_{\text{ст}}$  значений в поверхностях нагрева экономайзера и испарителя [около  $(6 \div 12) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ ]. В пароперегревателях окисление поверхности металла, омываемой паром, можно не учитывать, так как  $\Delta t_{\text{ст}} \gg \Delta t_{\text{ок}}$ .

Термическое сопротивление слоя отложений может оказать весьма существенное влияние на  $\Delta t$ , особенно если будет допущено попадание в питательную воду кальциевых и магниевых соединений (солей жесткости). Теплопроводность отложений солей жесткости примерно равна  $0,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ . При толщине отложений  $0,2 \text{ мм}$  термическое сопротивление такого слоя достигает  $40 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ , что в 10—20 раз превысит термическое сопротивление металла труб. При вполне достижимых в ПГ тепловых потоках, равных  $(0,1 \div 0,3) \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$ , соответственно  $\Delta t_{\text{отл}} = 40 \div 120^\circ \text{C}$ . Такие значения  $\Delta t_{\text{отл}}$  повысят разницу между температурами обогреваемой стенки и ядра потока рабочего тела в несколько раз. Для высокотемпературных ПГ такое положение приведет к аварии.

В элементах ПГ с многократной циркуляцией отложения могут образоваться только при неправильной организации водного режима. А в прямоточных ПГ необходимо считаться с неизбежностью отложений примесей воды, что должно обязательно учитываться при расчете температурного режима поверхностей нагрева и разработке правил эксплуатации.

Температурный перепад в рабочем теле (в тепловом пограничном слое)  $\Delta t_2$  обуславливается значением коэффициента тепло-

отдачи  $\alpha_2$ . Его значения существенно различны в разных элементах ПГ. Наименьшее его значение имеет место в пароперегревателе ( $\alpha_{2\text{пп}}$ ), более высокое — в экономайзере ( $\alpha_{2\text{эк}}$ ) и еще более высокое в испарителе ( $\alpha_{2\text{исп}}$ ). Для средних параметров ПГ с определенной степенью точности можно считать

$$\alpha_{2\text{пп}} : \alpha_{2\text{эк}} : \alpha_{2\text{исп}} = 1 : 5 : 25. \quad (8.4)$$

При высоких и сверхвысоких параметрах это соотношение несколько изменится, так как значение  $\alpha_{2\text{пп}}$  будет более высоким (примерно в 2—2,5 раза выше, чем при средних).

В поверхности нагрева ПГ с однофазной рабочей средой (пароперегревателя, экономайзера) значение  $\alpha_2$  практически постоянно по всей ее длине. В поверхности нагрева испарителя имеет место зависимость  $\alpha_{2\text{исп}}$  от разности температур  $t_{\text{ст}2} - t_{\text{с}2}$  и, следовательно,  $\alpha_{2\text{исп}}$  изменяется по ходу движения теплоносителя тем больше, чем больше перепад его температуры на входе и выходе. В испарителях с многократной циркуляцией рабочего тела всегда имеет место пузырьковый режим кипения,  $\alpha_{2\text{исп}}$  для различных участков поверхности нагрева определяется на основе одной и той же закономерности.

В прямоточных испарителях (особенно в высокотемпературных) требуется разделение поверхности нагрева на две части, в которых закономерности теплообмена различны. В одной части имеет место пузырьковое кипение, в другой при  $x > x_{\text{п}}$  — дисперсное и, следовательно, ухудшенный теплообмен.

При проектировании и эксплуатации ПГ необходимо обеспечить условия, при которых  $\Delta t$  в каждой трубке поверхности нагрева было бы возможно меньшими. Это достигается обоснованным выбором материала и размеров труб, поддержанием режимов, обеспечивающих расчетные значения коэффициентов теплоотдачи и тепловых потоков и исключающих выпадение отложений.

## § 8.2. ТЕПЛОВАЯ РАЗВЕРКА В ПОВЕРХНОСТЯХ ТЕПЛООБМЕНА

Тепловой и гидравлический расчеты определяют обычно средние условия протекания процессов по всей поверхности теплообмена. В действительности режимы работы отдельных труб могут быть существенно различными. Отклонения действительных режимов работы трубок от средних расчетных наиболее определенно характеризуются приращением энтальпии рабочего тела  $\Delta h_{\text{тр}}$ , Дж/кг, в каждой из параллельно включенных трубок

$$\Delta h_{\text{тр}} = q_{\text{тр}} S_{\text{тр}} / D_{\text{тр}}. \quad (8.5)$$

Для средних расчетных условий приращение энтальпии  $\Delta h_{\text{ср}}$ , Дж/кг, определяется через соответствующие средние величины

$$\Delta h_{\text{ср}} = q_{\text{ср}} S_{\text{ср}} / D_{\text{ср}}. \quad (8.6)$$

В (8.5) и (8.6)  $q_{\text{тр}}$  и  $q_{\text{ср}}$  — удельные тепловые потоки рассматриваемой трубки и работающей в средних условиях, Вт/м<sup>2</sup>;  $S_{\text{тр}}$  и  $S_{\text{ср}}$  — площадь поверхности одной трубки, рассматриваемой и

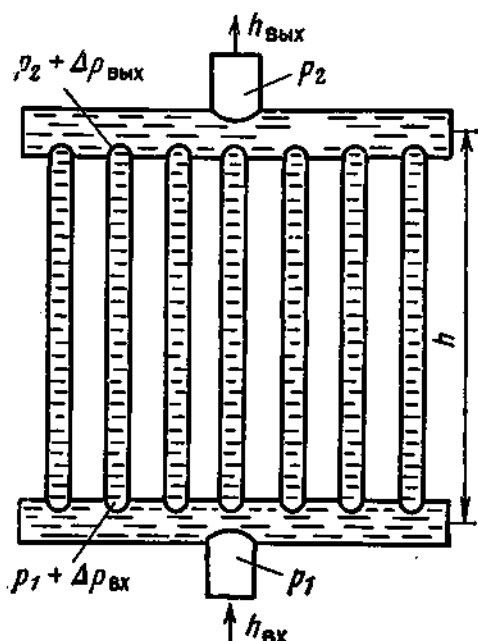


Рис. 8.2. Схема трубчатой поверхности теплообмена

работающей в средних расчетных условиях,  $\text{м}^2$ ;  $D_{\text{тр}}$  и  $D_{\text{ср}}$  — расходы среды через трубку, рассматриваемую и работающую в средних условиях,  $\text{кг/с}$ .

Расход среды и удельный тепловой поток зависят от нескольких параметров, постоянство которых для всех трубок обеспечивать невозможно. Поэтому в поверхности теплообмена будут трубы, характеризующиеся условиями  $\Delta h_{\text{тр}} > \Delta h_{\text{ср}}$ ;  $\Delta h_{\text{тр}} < \Delta h_{\text{ср}}$  и  $\Delta h_{\text{тр}} = \Delta h_{\text{ср}}$ . Среднее приращение энтальпии  $\Delta h_{\text{ср}}$  — величина определенная, представляющая собой разность энтальпий в отводящем и подводящем трубопроводах (рис. 8.2):

$$\Delta h_{\text{ср}} = h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}. \quad (8.7)$$

При  $\Delta h_{\text{тр}} > \Delta h_{\text{ср}}$  в поверхностях с однофазной рабочей средой часть трубок работает при температурах выше расчетных, что при  $t_1 > t_{\text{ст}}^{\text{доп}}$  может оказаться недопустимым.

В испарительных поверхностях температура среды постоянна (кроме экономайзерного участка), но возможен переход части трубок в режимы с ухудшенным теплообменом. Если  $\Delta h_{\text{тр}} < \Delta h_{\text{ср}}$ , то для труб аварийная ситуация не возникает, но работа в этих условиях нежелательна, так как обуславливает для других трубок  $\Delta h_{\text{тр}} > \Delta h_{\text{ср}}$ . Следует иметь в виду, что значительное отклонение  $\Delta h_{\text{тр}}$  от  $\Delta h_{\text{ср}}$  недопустимо для ПГ всех типов, в том числе и работающих при  $t_1 < t_{\text{ст}}^{\text{доп}}$ .

Нетождественность трубок поверхности теплообмена в отношении приращения энтальпии среды получила название *тепловой разверки*, значение которой определяется по формуле

$$\eta = \Delta h_{\text{тр}} / \Delta h_{\text{ср}}, \quad (8.8)$$

или

$$\eta = (\Delta h_{\text{тр}} / \Delta h_{\text{ср}} - 1) \cdot 100 \, \%. \quad (8.9)$$

С учетом формул (8.5) и (8.6)

$$\eta = \frac{q_{\text{тр}}}{q_{\text{ср}}} \left( \frac{D_{\text{тр}}}{D_{\text{ср}}} \right)^{-1} \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{ср}}}. \quad (8.9)$$

Отношения удельных тепловых потоков и расходов среды, имеющих место в отдельных трубках, к соответствующим средним расчетным их значениям называют:

$$\left. \begin{array}{l} \text{тепловой неравномерностью } \eta_{\text{т}} = q_{\text{тр}} / q_{\text{ср}}; \\ \text{гидравлической неравномерностью } \eta_{\text{г}} = D_{\text{тр}} / D_{\text{ср}}. \end{array} \right\} \quad (8.10)$$

Из (8.9) с учетом  $\eta_k = S_{\text{тр}}/S_{\text{ср}} = 1$  следует, что отсутствие тепловой разверки возможно в двух случаях:

- 1)  $\eta_{\text{т}} = 1, \eta_{\text{г}} = 1$  }  
 2)  $\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{г}}$  } во всех трубках поверхности теплообмена.

Очевидно, что условия 1 и 2 в реальных поверхностях практически неосуществимы, поэтому необходимо определять характерные трубки и проверять их тепловую разверку.

**Гидравлическая неравномерность.** Для ПГ АЭС наибольшее значение имеет гидравлическая неравномерность, которая в основном определяется постоянно действующими факторами конструктивного характера. Расходы среды через всю поверхность и каждую ее трубку зависят от сопротивлений и соответствующих перепадов давления. Перепад давления, общий для всей поверхности, равен разности давления на ее входе и выходе. Перепад давления между входным и выходным сечениями трубок различен для каждой из них вследствие изменения давления по длине коллектора. В соответствии с рис. 8.2 перепад давления  $\Delta p_{\text{тр}}$ , Па, для любой трубки можно выразить в виде

$$\Delta p_{\text{тр}} = (p_1 + \Delta p_{\text{вх}}) - (p_2 + \Delta p_{\text{вых}}), \quad (8.11)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — соответственно давление во входном и выходном патрубках, Па;  $\Delta p_{\text{вх}}$  и  $\Delta p_{\text{вых}}$  — соответственно изменение давления по длине входного и выходного коллекторов, Па. Сопротивления движению среды  $\Delta p_{\text{с}}$ , Па (без учета сопротивления ускорения), в трубке (канале) на основании (7.5), (7.7), выражая скорость через расход, можно записать следующим образом:

$$\Delta p_{\text{с}} = \left( \sum \xi_{\text{м}} + \xi \frac{l}{d} \right)_{\text{тр}} \frac{D_{\text{тр}}^2 \bar{v}_{\text{тр}}}{2f_{\text{тр}}^2} + H_{\text{тр}} g \bar{\rho}_{\text{тр}}. \quad (8.12)$$

Так как перепад давления затрачивается на преодоление сопротивлений, то  $\Delta p_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{с}}$  и

$$p_1 - p_2 = R_{\text{тр}} D_{\text{тр}}^2 \bar{v}_{\text{тр}} + (\Delta p_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{вх}})_{\text{тр}} + H_{\text{тр}} g \bar{\rho}_{\text{тр}}. \quad (8.13)$$

Величина  $R_{\text{тр}}$ , как ясно из сопоставления (8.12) и (8.13), зависит от режима течения и конструктивных факторов ( $f_{\text{тр}}$  — проходное сечение трубки);  $R_{\text{тр}}$  — приведенный коэффициент гидравлического сопротивления. Разность  $p_1 - p_2$  для данной поверхности при установившемся режиме — постоянная величина, а уравнения типа (8.13) справедливы для любой трубки, в том числе и работающей в средних расчетных условиях. На этом основании можно записать

$$R_{\text{тр}} D_{\text{тр}}^2 \bar{v}_{\text{тр}} + (\Delta p_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{вх}})_{\text{тр}} + H_{\text{тр}} g \bar{\rho}_{\text{тр}} = R_{\text{ср}} D_{\text{ср}}^2 \bar{v}_{\text{ср}} + (\Delta p_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{вх}})_{\text{ср}} + H_{\text{ср}} g \bar{\rho}_{\text{ср}}. \quad (8.14)$$

Вклад отдельных составляющих уравнения (8.14) в общее сопротивление различен. Наибольшее значение имеют гидравлические

сопротивления. Изменение давления по длине коллекторов следует учитывать только при больших скоростях среды. Пренебрежение нивелирным сопротивлением может дать заметную погрешность для прямых вертикальных поверхностей с существенной разностью высот входа и выхода.

Для большинства поверхностей теплообмена с достаточной степенью точности гидравлическая неравномерность может быть определена при упрощении уравнения (8.14):

$$R_{\text{тр}} D_{\text{тр}}^2 \bar{v}_{\text{тр}} = R_{\text{ср}} D_{\text{ср}}^2 \bar{v}_{\text{ср}}, \quad (8.15)$$

отсюда

$$\eta_r = D_{\text{тр}}/D_{\text{ср}} = \sqrt{(R_{\text{ср}}/R_{\text{тр}})(\bar{v}_{\text{ср}}/\bar{v}_{\text{тр}})}. \quad (8.16)$$

Расхождение значений приведенных коэффициентов гидравлического сопротивления трубок (каналов) обуславливается разницей суммы местных сопротивлений, неодинаковой шероховатостью, различием диаметров.

Гидравлическую неравномерность следует учитывать не только в поверхностях нагрева ПГ, но и в параллельных трубках, по которым рабочие среды поступают в сборные коллекторы (камеры). В этом плане, например, необходимо оценить влияние гидравлической неравномерности трубок, отводящих пар в паровой сборный коллектор ПГ ВВЭР-1000, и ее связь с работой парового объема ПГ. Расчеты показывают, что индивидуальное шайбование их существенно помогает выравниванию скоростей пара по всему паровому объему.

Заметное изменение средних удельных объемов для ПГ АЭС менее вероятно. Оно связано с наличием тепловой неравномерности в поверхности теплообмена.

**Тепловая неравномерность.** При правильном конструкционном оформлении поверхности теплообмена ее тепловая неравномерность практически несущественна для большинства типов ПГ АЭС. Исключение составляют ПГ с U-образными поверхностями, выполненными по типу изображенного на рис. 4.10 и др., где  $\eta_r$  неизбежна. Пренебрежение требованиями оптимального конструирования и монтажа может привести к возникновению тепловой неравномерности в ПГ любых типов. В связи с этим в тракте первичного теплоносителя необходимо: обеспечить постоянство местных сопротивлений для всех трубок и каналов другой формы, исключить неравномерность обтекания в криволинейных участках, применять рациональные формы опорных конструкций. Большое значение для предотвращения возникновения тепловой неравномерности в поверхности теплообмена имеет исключение гидравлической неравномерности по первичному теплоносителю, которая может возникнуть при его большой скорости в раздающих и собирающих камерах. Причина тепловой неравномерности может быть и эксплуатационного характера. При неправильной организации водного режима и гидродинамики рабочего тела возможно

неравномерное отложение примесей воды по трубкам, вследствие чего их тепловосприятие будет различным.

Тепловая неравномерность тесно связана с гидравлической. Возникновение тепловой неравномерности в поверхностях теплообмена неизбежно приведет к появлению и гидравлической неравномерности, даже при равенстве приведенных гидравлических сопротивлений. При  $R_{тр} = R_{ср}$

$$\eta_r = \sqrt{\bar{v}_{ср} / \bar{v}_{тр}}, \quad (8.17)$$

что свидетельствует об уменьшении расхода в трубках (каналах), имеющих больший удельный объем среды. При этом гидравлическая неравномерность будет с течением времени увеличиваться.

**Методы предотвращения тепловой разверки.** Из (8.16) следует, что уменьшение гидравлической и тепловой неравномерности, а следовательно, и тепловой разверки может быть достигнуто при приближении подкоренного значения к единице. Эксплуатационные мероприятия этой задачи решить не смогут, так как основные причины тепловой разверки связаны с конструкцией. В связи с этим единственный путь снижения ее значения — искусственное изменение гидравлического сопротивления труб. Наиболее целесообразное мероприятие — установка во входных или выходных участках вставок с малыми проходными сечениями. Такие вставки называют *дрессельными шайбами*.

Гидравлическое сопротивление дрессельной шайбы, Па,

$$\Delta p_{ш} = R_{ш.тр} D_{тр}^2 v_{вх}, \quad (8.18)$$

где  $R_{ш.тр}$  — коэффициент гидравлического сопротивления шайбы, определяемый ее конструктивными размерами;  $D_{тр}$  — расход среды через рассматриваемую трубу (канала), кг/с; для трубы, работающей в средних расчетных условиях, эти величины будут обозначаться соответственно  $R_{ш.ср}$  и  $D_{ср}$ ;  $v_{вх}$  — удельный объем среды на входе в поверхность теплообмена, м<sup>3</sup>/кг. Перепад давления в зашайбованной трубе-канале будет расходоваться и на преодоление сопротивления шайбы, поэтому (8.15) примет вид

$$R_{тр} D_{тр}^2 \bar{v}_{тр} + R_{ш.тр} D_{тр}^2 v_{вх} = R_{ср} D_{ср}^2 \bar{v}_{ср} + R_{ш.ср} D_{ср}^2 v_{вх}. \quad (8.19)$$

Тогда гидравлическая неравномерность зашайбованных каналов поверхности теплообмена будет выражаться зависимостью

$$\eta_r = \frac{D_{тр}}{D_{ср}} = \sqrt{\frac{R_{ср} \bar{v}_{ср} / v_{вх} + R_{ш.ср}}{R_{тр} \bar{v}_{тр} / v_{вх} + R_{ш.тр}}}. \quad (8.20)$$

Из (8.20) следует, что установкой шайб с соответствующим сопротивлением можно получить  $\eta_r = 1$ . В трубках с большим обогревом  $v_{тр} / v_{вх}$  больше, чем в других, поэтому для них необходимо предусматривать шайбы с меньшим сопротивлением.

Установку в каждую трубу (канал) шайбы с определенным «своим» сопротивлением называют *индивидуальным шайбовани-*

ем, которое представляет собой сложную и дорогостоящую работу. Более просто осуществляется *уравнительное шайбование*, при котором во все трубы устанавливают шайбы с одинаковым сопротивлением.

Очевидно, что при уравнительном шайбании  $\eta_r$  тем ближе к единице, чем больше  $R_{ш.тр} = R_{ш.ср}$ . Стремление получить возможно меньшую гидравлическую неравномерность при уравнительном шайбании потребует соответствующего увеличения перепада давления, а следовательно, приведет к большим эксплуатационным расходам или даже снижению параметров пара. При уравнительном шайбании не следует предусматривать  $\eta_r = 1$ ;  $\eta_r$  должна иметь такое значение, которое обеспечивало бы тепловую разверку, допустимую для конкретных условий работы поверхности теплообмена. Допустимая тепловая разверка  $\eta_{доп}$  определяется максимальным по условиям надежности приращением энтальпий в развернутой трубе:

$$\eta_{доп} = (\Delta h_{тр})_{\max} / \Delta h_{ср}; \quad (8.21)$$

$\eta_{доп}$  зависит от назначения поверхности теплообмена, температуры теплоносителя, допустимой температуры стенки, условий выпадения примесей воды, условий перехода к ухудшенным режимам теплоотдачи.

### § 8.3. ТЕПЛОВЫЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА С ОДНОФАЗНОЙ СРЕДОЙ

**Водяные экономайзеры.** Водяные экономайзеры ПГ АЭС некипящие (вторая ступень экономайзера Белоярской АЭС — исключение). Они включаются в выходную по теплоносителю часть ПГ и имеют наименьшие температуры теплоносителей, стенок труб и рабочего тела. Следовательно, эти элементы ПГ работают в более легких условиях по сравнению с испарителями и пароперегревателями.

Их конструкционные схемы разнообразны, но для всех типов желательно при возможности осуществлять восходящее движение воды, которое обеспечивает лучшие условия для отвода газов, выделяющихся из воды при нагреве, а также пара, образующегося в наиболее теплонпряженных трубках при большой тепловой разверке. В схемах с многократным перекрестным омытием горизонтальных трубных пучков нисходящее движение неизбежно. При этом для надежной эвакуации газовых (паровых) пузырей необходимо обеспечить соответствующие скорости движения.

Хотя принципы выбора скорости воды в экономайзерах  $w_{20к}$  с различными теплоносителями неодинаковы, практически для всех мощных ПГ оптимальные значения  $w_{20к}$  близки друг к другу, и лежат в пределах 1—3 м/с. Общим критерием, ограничивающим минимальную скорость воды в них, является требование снижения интенсивности коррозионных процессов. При сравнительно небольших скоростях возможна задержка газовых (паровых) пузы-

рей на стенках из-за их шероховатости, а также в местах поворота потока. Нарушение бесперебойного удаления газов с поверхности усиливает коррозию. Равенство  $w_{2\text{ЭК}} = 0,5$  м/с при восходящем движении обеспечивает полный вынос газовых и паровых образований. При такой скорости потока  $\alpha_2$  составляет 3000 Вт/(м<sup>2</sup>·К), что для ПГ с органическими и газовыми теплоносителями существенно превышает  $\alpha_1$ . Однако в мощных ПГ обеспечить такую скорость воды в экономайзерах затруднительно по конструкционным соображениям. Для них более целесообразна  $w_{2\text{ЭК}} = 1 \div 2$  м/с. При такой скорости воды  $\alpha_2$  составит уже не менее 5000 Вт/(м<sup>2</sup>·К) и исключается застой газовой (паровой) фазы в опускных участках.

Для экономайзеров ПГ, обогреваемых водой под давлением,  $w_{2\text{ЭК}}$  следует выбирать из условий сближения величин  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , что для мощных ПГ приводит к тем же пределам изменения  $w_{2\text{ЭК}}$ .

Для ПГ с жидкометаллическими теплоносителями  $\alpha_2$  в экономайзере намного ниже  $\alpha_1$  и выбор  $w_{2\text{ЭК}}$  станет более сложной задачей. Для каждого конкретного случая существует оптимальное соотношение между  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , дающее минимум суммарных капитальных затрат и эксплуатационных расходов. Однако и для этого типа экономайзеров  $w_{2\text{ЭК}}$  определяется диапазоном скоростей 2—3 м/с.

В связи с большими значениями  $\alpha_2$  в водяных экономайзерах ПГ с газовыми и органическими теплоносителями  $t_{\text{СТ}}$  близка к температуре воды, протекающей через экономайзер. В экономайзерах, обогреваемых водой,  $t_{\text{СТ}}$  будет иметь значения, близкие к средним между  $t_1$  и  $t_2$ . В экономайзерах, обогреваемых жидкими металлами,  $t_{\text{СТ}}$  ближе к  $t_1$ , но, учитывая относительно низкие значения  $t_1$  на входе в экономайзер, для них нет основания предполагать варианты конструкций с  $t_1 > t_{\text{СТ}}^{\text{доп}}$ . Экономайзеры не требуют мероприятий для увеличения  $\alpha_2$  в целях снижения  $t_{\text{СТ}}$ .

Допустимая тепловая разверка в водяных экономайзерах определяется условиями, исключающими отложения примесей воды. Выпадение примесей интенсивно происходит при  $x \geq 0,9$ , а следовательно,  $h_{\text{доп}} = h' + 0,9 r$ . Для экономайзеров средних параметров  $\eta_{\text{доп}} \approx 4,5$ , а для сверхвысоких  $\eta_{\text{доп}} \approx 2,5$ . Следовательно, допустимая тепловая разверка водяных экономайзеров велика.

Тепловая неравномерность в элементах ПГ АЭС незначительна. Гидравлическая неравномерность их при правильном конструктивном оформлении определяется только гидравлической нестабильностью трубок, которая, конечно, не может достигнуть существенных значений. Если допущен отход от основных принципов конструирования экономайзеров и по каким-либо причинам в качестве поверхностей теплообмена выбраны прямые вертикальные панели с опускным движением воды, то следует проверить значения нивелирных сопротивлений.

Отношения нивелирных сопротивлений и сопротивлений трения зависят от длины трубок, скорости воды и разности высот входных и выходных коллекторов  $\Delta H$ . Если для грубой оценки при-

нять  $(\xi/d) \approx 1$ , то

$$\frac{\Delta p_{\text{нив}}}{\Delta p_{\text{т}}} = \frac{g \Delta H \rho}{(\omega^2/2) \xi \rho (l/d)} \approx \frac{20 \Delta H}{\omega^2 l}. \quad (8.22)$$

Для U-образной и змеевиковой поверхностей  $\Delta H \ll l$  и  $\Delta p_{\text{нив}}$  по сравнению с  $\Delta p_{\text{т}}$  незначительно. Уже при  $\Delta H/l = 0,1 \div 0,05$   $\Delta p_{\text{нив}}/\Delta p_{\text{т}} \approx (1 \div 2) \omega^2$ . Если при этом условии  $\omega_{2\text{эк}} = 1$  м/с, то  $\Delta p_{\text{нив}} = (1 \div 2) \Delta p_{\text{т}}$ . При  $\Delta H = l$  (прямые вертикальные трубки)  $\Delta p_{\text{нив}}/\Delta p_{\text{т}} = 20/\omega_{2\text{эк}}$ , и даже при  $\omega_{2\text{эк}} = 2$  м/с  $\Delta p_{\text{нив}} = 5 \Delta p_{\text{т}}$ .

Нивелирные сопротивления могут значительно превышать по абсолютному значению гидравлические сопротивления. Но практическое влияние на гидродинамику экономайзера они будут оказывать только при опускном движении воды в вертикальных панелях экономайзеров, а также при опускном движении в змеевиках, но при сравнительно малой скорости. При нисходящем движении нивелирная составляющая общего сопротивления — величина отрицательная. Если произойдет уменьшение расхода воды через трубку, то при нисходящем движении общее сопротивление ее может возрасти (из-за уменьшения  $\rho$ , а следовательно, и уменьшения абсолютного значения  $\Delta p_{\text{нив}}$ ), приводя к еще большему снижению расхода. При малых скоростях опускного движения возникшая гидравлическая неравномерность может в итоге привести к увеличению тепловой разверки вплоть до полного выпаривания воды.

При подъемном движении уменьшение расхода приводит к уменьшению сопротивления, как гидравлического, так и нивелирного. Суммарное сопротивление трубки при этом всегда будет уменьшаться, что изменит расход через нее в сторону увеличения.

Большая допустимая тепловая разверка не исключает возможности возникновения условий, отрицательно влияющих на надежность экономайзеров. Факторами, снижающими их надежность, являются усиление интенсивности коррозионных процессов при неправильном водном режиме (см. гл. 10), а также возможность возникновения пульсаций термических напряжений в трубках поверхности теплообмена.

Основная причина пульсаций термических напряжений — колебания расхода и температуры питательной воды, что вследствие большого значения  $\alpha_2$  приводит и к соответствующим изменениям температуры стенки. При увеличении расхода происходит снижение температуры стенки, а при уменьшении — рост ее. При колебаниях расхода (или  $t'_2$ ) возможны такие случаи, когда в определенных сечениях трубок тепловой поток будет изменяться от  $q_{\text{макс}}$  до нуля. Следует реально представлять опасность этого явления для утолщенных участков трубок в местах сварных швов. Колебания расхода и температуры питательной воды связаны с нарушениями нормальной работы регенеративной схемы станции.

Большое внимание необходимо уделять конструкционному оформлению узла ввода воды из экономайзера в корпус испарителя или сепарационного барабана, имеющего значительную тол-

Рис. 8.3. Узел ввода воды в толсто-стенные корпуса:

1 — стенка корпуса; 2 — штуцер; 3 — подводящая труба; 4 — паровое пространство

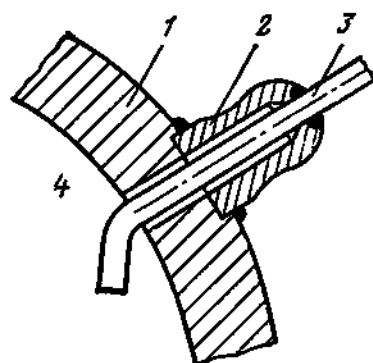
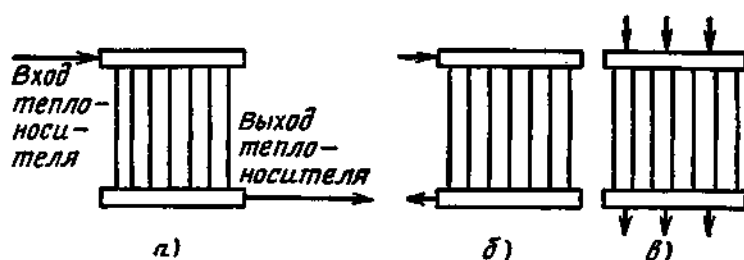


Рис. 8.4. Гидродинамические схемы поверхностей теплообмена:

а — схема Z; б — схема П; в — схема Ш



щину. Если во время эксплуатации ПГ в трубопроводе, отводящем воду из экономайзера, температура  $t_{2эк}$  постоянна, то в деталях узла устанавливается постоянное по времени поле термических напряжений.

Выше рассматривалась возможность возникновения колебаний температуры воды в экономайзере, которые, естественно, вызовут и периодические изменения  $t_{2эк}$ .

Циклические изменения этой температуры приведут и к циклическим изменениям температурных напряжений. При большом числе их возможно образование глубоких трещин в стенке корпуса и выход его из строя. Для предотвращения такой аварии узел ввода воды во всех случаях (даже и для кипящего экономайзера) должен включать в себя специальные защитные устройства. Эти устройства наиболее просты и надежны для ввода воды в паровое пространство, когда для защиты корпуса достаточно паровой рубашки (рис. 8.3). При наличии паровой рубашки температура стенки корпуса по всей его толщине близка к температуре насыщения. При прохождении воды с изменяющейся температурой через входную трубку температурное поле в стенке корпуса не изменится, так как она всегда будет омываться паром. Если  $t_{2эк} < t_s$ , то входная трубка будет омываться пленкой конденсата.

**Пароперегреватели.** Пароперегреватели по сравнению с экономайзерами работают в более тяжелых тепловых условиях. Они располагаются в зоне наивысших температур теплоносителя, а охлаждаются рабочим телом, имеющим максимальную температуру. Коэффициенты теплоотдачи от стенки к пару при рациональных скоростях будут относительно невысокими, а удельные тепловые потоки — довольно значительными.

Для низкотемпературных пароперегревателей ( $t'_1 < 500^\circ\text{C}$ ;  $t''_2 \leq 450^\circ\text{C}$ ) эти условия не скажутся на надежности работы, так

как всегда будет соблюдаться  $t_1 < t_{\text{ст}}^{\text{доп}}$ . Такие пароперегреватели нет оснований проверять и в отношении тепловой разверки, так как  $\eta_{\text{доп}}$  для них имеет бесконечно большое значение. Это практически означает допустимость режимов с полным отсутствием пропуска пара через поверхность или какую-либо ее часть. Факторами, снижающими надежность низкотемпературных пароперегревателей, могут быть: вибрация трубок, отложения примесей, унесенных насыщенным паром, циклические смещения границ зоны досушки пара до  $x=1$ . Однако при правильном конструкционном оформлении и эксплуатации влияние этих факторов несущественно. Наибольшее внимание должны привлекать коррозионные процессы под слоем отложений, но интенсивность протекания их в паровой фазе умеренных параметров значительно ниже, чем в воде. Реальная надежность низкотемпературных пароперегревателей должна быть оценена весьма высоко, но это не может являться основанием для снижения точности их расчета и тщательности изготовления и монтажа.

Высокотемпературные пароперегреватели работают в наиболее сложных условиях по сравнению с другими поверхностями теплообмена ПГ. Их допустимая тепловая разверка лимитируется допустимой температурой стенки, °С, связь которой с соответствующей температурой рабочего тела определяется на основании (8.2):

$$t_2^{\text{доп}} = t_{\text{ст}}^{\text{доп}} - q(1/\alpha_2 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}). \quad (8.23)$$

Удельные тепловые потоки зависят от параметров пароперегревателей и вида теплоносителей. Например, в пароперегревателях с жидкометаллическими теплоносителями  $q$  может достигать значения примерно  $(50 \div 80) \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> и даже выше, а для ПГ с газовыми теплоносителями умеренных параметров они не будут превышать  $(15 \div 30) \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>.

Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_2$  определяются скоростью и давлением пара. Так как высокотемпературные пароперегреватели целесообразны для ПГ высоких и сверхвысоких параметров, то даже при умеренных скоростях пара 15—20 м/с можно рассчитывать на  $\alpha_2 = (2 \div 2,5) \cdot 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

На основании приведенных выше ориентировочных данных можно оценить примерные значения допустимых тепловых разверок высокотемпературных пароперегревателей различных типов (приняв  $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$  постоянными для всех случаев и равными 0,0003 м<sup>2</sup>·К/Вт).

Для пароперегревателей, выполненных из углеродистой стали,  $t_{\text{ст}}^{\text{доп}} = 475$  °С, что позволяет иметь температуру пара на выходе около 420 °С. Приняв  $q = 30 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\alpha_2 = 2000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и  $p_2 = 3,5$  МПа, получим допустимую тепловую разверку около 16 %. Если принять для тех же условий  $t''_2 = 450$  °С, то  $\eta_{\text{доп}} \leq 1$  %. В пароперегревателях высоких параметров ( $p_2 > 10$  МПа;  $t''_2 \geq 510$  °С) можно рассчитывать на применение легированных хромомолибде-

новых сталей. Если  $t_{\text{ст}}^{\text{доп}} = 560^\circ\text{C}$ , то для наименьших значений указанных и остальных необходимых параметров, использованных в предыдущем примере,  $\eta_{\text{доп}} = 6\%$ .

При тепловых потоках, превышающих  $30 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>, допустимые тепловые разверки для высокотемпературных пароперегревателей при тех же  $t_{\text{ст}}^{\text{доп}}$  еще меньше. На практике  $\eta_{\text{доп}} > 10\%$  допускать не следует. Опыт конструирования и эксплуатации трубчатых теплообменников показал, что из-за различия значений шероховатости  $\delta_{\text{ш}}$  отдельных трубок коэффициент гидравлической неравномерности достигает 5—8 %.

В связи с малым значением  $\eta_{\text{доп}}$  для высокотемпературных пароперегревателей тепловая неравномерность должна быть исключена полностью. Для максимального снижения гидравлической неравномерности необходимо обеспечить постоянство диаметров и суммы сопротивлений для всех трубок поверхности теплообмена. Для их изготовления пригодны только трубки особой поставки с незначительным разбросом по шероховатости.

При расчете следует учитывать все составляющие суммарных сопротивлений, а также перепады давления для каждой трубки.

В связи с большими скоростями пара в трубках сопротивления ускорения и нивелирные сопротивления в них малы по сравнению с гидравлическими. Но высокие значения скорости пара могут привести к довольно большим различиям в перепадах давления между трубками.

Изменение давления по длине коллекторов зависит от схем подвода и отвода пара, возможные варианты которых представлены на рис. 8.4. Варианты, изображенные на рис. 8.4, а и б, имеют подводы и отводы пара с торцов коллекторов, а вариант на рис. 8.4, в характерен рассредоточением подводящих и отводящих трубопроводов по их длине. Частным случаем варианта б является подвод и отвод от середины коллекторов одной трубой (рис. 8.2).

Связь между статическим давлением и динамическим напором в крайних сечениях коллекторов на основании закона Бернулли можно представить в виде

$$p_0 + \rho w_0^2/2 = p_z + \rho w_z^2/2 \pm \Delta p_r, \quad (8.24)$$

где  $p_0$  — статическое давление в сечении подсоединения подводящего или отводящего трубопровода к коллектору (сечение 0), Па;  $w_0$  — осевая скорость пара в сечении 0, м/с;  $\rho$  — плотность пара, кг/м<sup>3</sup>;  $p_z$  — статическое давление в сечении коллектора, соответствующем месту подсоединения последней трубки, Па;  $w_z$  — осевая скорость пара в сечении z, м/с;  $\Delta p_r$  — гидравлическое сопротивление на участке от сечения 0 до сечения z, подсчитанное по средней осевой скорости пара, Па:

$$\Delta p_r = \left( \sum \xi_m + \xi \frac{sz}{d} \right) \frac{w_{\text{ср}}^2 \rho}{2}; \quad (8.25)$$

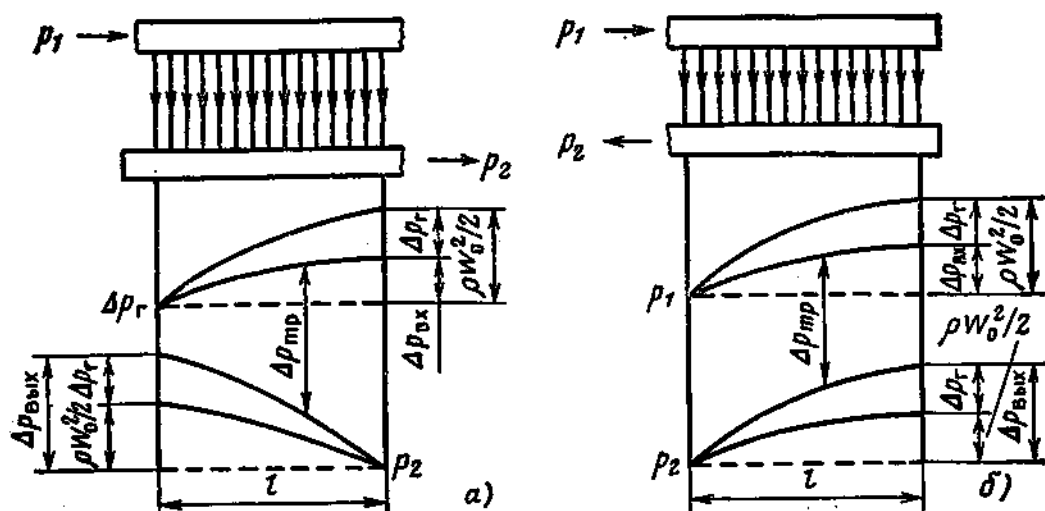


Рис. 8.5. Изменение давления в коллекторах:  
а — схема Z; б — схема П

здесь  $s$  — шаг между трубками, м;  $d$  — диаметр коллектора, м.

Знак плюс перед  $\Delta p_r$  в (8.24) соответствует движению по раздающему коллектору, знак минус — движению по собирающему коллектору. Осевую скорость пара в сечении  $z$  можно принять равной нулю, тогда с достаточной степенью точности

$$w_{\text{ср}} = w_0/2. \quad (8.26)$$

В соответствии с (8.24) — (8.26) разность статического давления, Па, между крайними сечениями коллектора

$$\begin{aligned} p_z - p_0 &= \rho \frac{w_0^2}{2} \mp \left( \sum \xi_m + \xi \frac{sz}{d} \right) \rho \frac{w_0^2}{8} = \\ &= \rho \frac{w_0^2}{2} \left[ 1 \mp \left( \sum \xi_m + \xi \frac{sz}{d} \right) : 4 \right]. \end{aligned} \quad (8.27)$$

Следовательно, изменение давления вдоль коллектора больше для собирающего и меньше для раздающего коллекторов в зависимости от коэффициентов сопротивлений и конструктивных характеристик. Если принять  $\sum \xi_m = 1$ ,  $\xi = 0,004$  и  $(sz)/d = 10$ , то получим для входного коллектора  $\Delta p_{\text{вх}} = p_z - p_0 \approx 0,7 (\rho w_0^2)/2$ , а для выходного  $\Delta p_{\text{вых}} = 1,3 (\rho w_0^2)/2$ .

Во входном коллекторе статическое давление возрастает не на всю величину уменьшения первоначального динамического напора, а на меньшую, определяемую гидравлическим сопротивлением коллектора. В выходном коллекторе, наоборот, уменьшение статического давления происходит на величину, превышающую динамический напор в сечении 0. На преодоление гидравлических сопротивлений затрачивается часть статического давления.

На рис. 8.5 представлены изменения давления по длине коллекторов, а также перепады давления для трубок поверхности теп-

лообмена. Разность давлений для крайних змеевиков схемы Z

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_{\text{тр}}^{\text{л}} &= p_1 - (p_2 + \Delta p_{\text{вых}}) = (p_1 - p_2) - \Delta p_{\text{вых}}; \\ \Delta p_{\text{тр}}^{\text{п}} &= (p_1 + \Delta p_{\text{вх}}) - p_2 = (p_1 - p_2) + \Delta p_{\text{вх}} \end{aligned} \right\} \quad (8.28)$$

и для схемы П (рис. 8.5, б)

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_{\text{тр}}^{\text{л}} &= p_1 - p_2; \\ \Delta p_{\text{тр}}^{\text{п}} &= (p_1 + \Delta p_{\text{вх}}) - (p_2 + \Delta p_{\text{вых}}) = (p_1 - p_2) + (\Delta p_{\text{вх}} - \Delta p_{\text{вых}}), \end{aligned} \right\} \quad (8.29)$$

где  $\Delta p_{\text{тр}}^{\text{л}}$  и  $\Delta p_{\text{тр}}^{\text{п}}$  — перепады давления в левых и правых крайних трубках, Па. Из этих соотношений следует, что для крайних змеевиков наибольшая разница в перепадах давления будет в схеме Z. Она равна сумме абсолютных значений изменения статического давления по коллекторам  $\Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вых}}$ . Для схемы П эта разница меньше и равна  $\Delta p_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{вх}}$ .

Минимальному перепаду давления (левые змеевики схемы Z и правые схемы П) соответствует и наименьший расход теплоносителя, что при одинаковых  $q$  приведет к увеличению энтальпии и температуры пара на выходе из данной трубы и повышению температуры ее стенки.

Применение рассредоточенного подвода и отвода среды уменьшает изменение статического давления по длине коллекторов. Даже при одной точке подвода и отвода пара, но в середине коллекторов осевая скорость уменьшается в 2 раза, а скоростной напор — в 4 раза. При двух подводах и отводах соответствующие значения уменьшаются в 4 и 16 раз.

Влияние изменения статического давления по длине коллектора на гидравлическую неравномерность может быть получено из (8.14).

При  $R_{\text{тр}} = R_{\text{ср}}$  и  $\bar{v}_{\text{тр}} = \bar{v}_{\text{ср}}$

$$\eta_{\text{г}} = \sqrt{1 + \frac{[(\Delta p_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{вх}})_{\text{ср}} - (\Delta p_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{вх}})_{\text{тр}}]}{R_{\text{ср}} D_{\text{ср}}^2 \bar{v}_{\text{ср}}}}. \quad (8.30)$$

Влияние изменения давления по длине коллекторов на гидродинамическую неравномерность тем меньше, чем больше гидравлическое сопротивление трубок.

Если использование изложенных выше мероприятий не дает возможности уменьшить тепловую разверку до допустимых значений, то следует или принять для изготовления пароперегревателя другие стали с большими  $t_{\text{ст}}^{\text{доп}}$ , или же снизить гидравлическую неравномерность шайбованием трубок.

Однако для пароперегревателей, видимо, всегда будет целесообразен переход на материалы с необходимой жаропрочностью, нежели шайбование. Последнее приводит к снижению рабочего давления пара, а следовательно, и к снижению экономичности АЭС.

## § 8.4. ТЕПЛОВЫЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА

**Гидродинамическая неустойчивость.** Обеспечение равномерной раздачи среды по параллельным каналам для испарительных поверхностей усложняется. Для них помимо гидравлической неравномерности необходимо иметь в виду и возможную неоднозначность зависимости  $\Delta p_r$  от  $D$  [ $\Delta p_r = f(D)$  — гидродинамическая характеристика поверхности теплообмена].

Для изотермического режима движения, а также для всех случаев движения однофазной среды имеет место однозначная зависимость сопротивления от расхода  $\Delta p_r \sim (D^2)$ . При движении двухфазного потока в обогреваемых трубах квадратическая зависимость не единственна. Наряду с однозначными зависимостями могут быть и многозначные  $\Delta p_r \sim (D^3)$ . Однозначные гидродинамические характеристики называют *стабильными*, многозначные — *нестабильными*. Нестабильные гидродинамические характеристики могут существовать только в испарительных поверхностях нагрева, имеющих экономайзерный участок  $l_{\text{эк}}$ . Схема движения среды в трубке такой поверхности представлена на рис. 8.6.

При поступлении в трубы воды с температурой насыщения, соответствующей давлению на входе ( $x=0$ ), или пароводяной смеси ( $x>0$ ) сразу же начинается парообразование. При постоянной плотности теплового потока паросъем с единицы ее длины постоянен:

$$\left. \begin{aligned} D_l &= q_l/r \\ \text{и} \\ D' &= q_l l/r, \end{aligned} \right\} \quad (8.31)$$

где  $D_l$ , кг/(с·м), и  $D'$ , кг/с — паропроизводительность труб соответственно длиной 1 и  $l$  м.

При  $h_{\text{вх}} = h'$   $D' = \text{const}$  и не зависит от расхода воды через трубку, а следовательно, и  $w''_0$  не зависит от  $D$  (или, что то же самое, от  $w_0$ ). Вид гидродинамической характеристики для этого случая может быть ориентировочно определен при рассмотрении зависимости

$$\Delta p_r = \xi(l/d)\rho(w_0/2)[w_0 + (1 - \rho''/\rho')w_0'].$$

Если для диапазона изменения давления от низкого до среднего

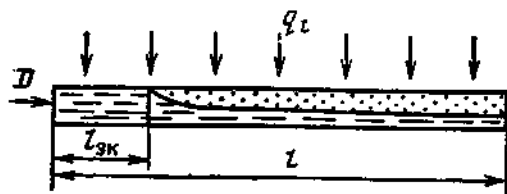


Рис. 8.6. Схема парообразующей трубы

считать  $\rho' \gg \rho''$  (а следовательно,  $w_0 \ll w''_0$ ), то с определенной степенью точности (которая тем выше, чем больше  $x$ ). можно принять

$$[w_0 + (1 - \rho''/\rho') w''_0] \approx w_0 + w''_0 \approx w''_0. \quad (8.32)$$

Для высоких и сверхвысоких давлений с точностью, достаточной для данного анализа, можно принять  $\rho' \approx \rho''$ , тогда

$$[w_0 + (1 - \rho''/\rho') w''_0] = w_0. \quad (8.33)$$

На основании (8.32) и (8.33) можно представить гидродинамическую характеристику парообразующих поверхностей для низкого давления как линейную:  $\Delta p_T \sim w_0$  или  $\Delta p_T \sim D$ , а для высокого и сверхвысокого давлений — как квадратическую:  $\Delta p_T \sim w_0^2$  или  $\Delta p_T \sim D^2$ . В обоих случаях гидродинамические характеристики являются однозначными (стабильными).

При входе в трубки воды, недогретой до  $t_s$  (рис. 8.6), положение меняется: количество полученного в трубке пара  $D''$ , кг/с, зависит от расхода воды:

$$D'' = (q_l l - q_{l_{\text{эк}}})/r, \quad (8.34)$$

где  $q_l l$  — полное количество тепла, переданного на длине трубки  $l$ , Вт;  $q_{l_{\text{эк}}}$  — количество тепла, переданного на экономайзерном участке, Вт. Очевидно, что

$$q_{l_{\text{эк}}} = w_0 \rho' (h' - h_{\text{вх}}) f, \quad (8.35)$$

где  $f$  — площадь поперечного сечения трубки,  $\text{м}^2$ ;  $h'$  — энтальпия воды при  $t_s$ , Дж/кг;  $h_{\text{вх}}$  — энтальпия воды на входе в трубки, Дж/кг.

Если  $D$  и  $\Delta h_{\text{эк}} = h' - h_{\text{вх}}$  таковы, что всего тепла, воспринятого трубкой, не хватает для достижения  $x_{\text{вых}} > 0$  ( $q_{l_{\text{эк}}} > q_l l$ ), то трубка все время будет омываться водой и ее гидродинамическая характеристика будет однозначной (рис. 8.7). Можно представить также и такое положение, когда при заданном расходе и температуре воды на входе суммарное количество тепла, необходимого для подогрева и полного испарения, пренебрежимо мало. Трубка на всей длине  $l$  будет работать как перегреватель, т. е. она будет также омываться однофазной средой. Гидродинамическая характеристика трубки и здесь будет однозначной (рис. 8.7).

Для одного и того же значения  $D$  скорость пара больше, чем скорость воды, и при прочих равных условиях зависимость  $\Delta p_T = f(D)$  для пара на графике более крута, чем для воды.

Промежуточные между рассмотренными крайними значениями расходы будут влиять на суммарное сопротивление трубки по-разному. При расходе  $D_1$  (рис. 8.7) паросодержание на выходе равно 1. При увеличении расхода при прочих равных условиях паросодержание на выходе начнет резко снижаться, а  $l_{\text{эк}}$  и скорость воды — увеличиваться с одновременным снижением скорости среды в испарительной части. До какого-то расхода  $D_2$  средний скорост-

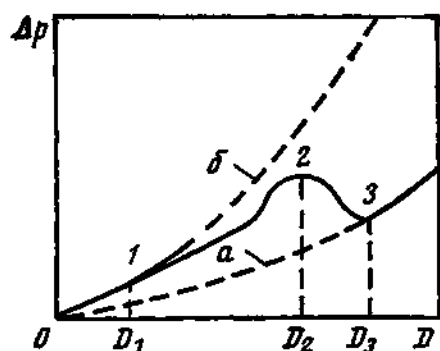


Рис. 8.7. Гидродинамические характеристики парообразующей трубы при  $x_{vx} = x_{vyx} = 0$  (а) и  $x_{vx} = 1$  (б)

ной напор  $\omega^2_{см} \rho_{см} / 2$  будет расти вследствие роста  $\rho_{см}$ , который прева-лирует над снижением средней скорости. Дальнейшее увеличение расхода воды приведет уже к падению скоростного напора, так как уменьшение средней скорости, а тем более квадра-та ее не будет компенсироваться уве-личением  $\rho_{см}$ . Уменьшение скоростно-го напора, а следовательно, и сопро-тивления трения происходит до расхо-да  $D_3$ , при котором  $x_{vyx}$  станет рав-ным нулю. Дальнейшее увеличение расхода имеет место при однофазном потоке.

Следовательно, в общем случае при постоянном обогреве тру-бы суммарное сопротивление ее с увеличением расхода воды воз-растает, достигая максимального значения при  $0 < x_{vyx} < 1$ , затем начинает снижаться до минимального при  $x_{vyx} = 0$  и вновь начи-нает возрастать по квадратичному закону для потока с отрица-тельным значением  $x_{vyx}$ .

При такой гидродинамической характеристике для одного и то-го же  $\Delta p_T$  могут быть три разных расхода. Наименьшему расходу соответствует наибольшее значение  $x_{vyx}$  (ближе к 1), а наиболь-шему  $D$  — наименьшее  $x_{vyx}$  (ближе к 0). При среднем значении расхода  $0 < x_{vyx} < 1$ . Такое положение выражает собой гидроди-намическую неустойчивость поверхности теплообмена, когда при полной идентичности приведенных гидравлических коэффициентов трубок и одинаковом их обогреве (отсутствие тепловой разверки) могут иметь место разные расходы и энтальпии среды.

Выше было дано качественное описание гидродинамики в па-рообразующих трубках, но при некоторых определенных упроще-ниях для горизонтальных трубок гидродинамическая неустойчи-вость может быть проанализирована и аналитически [34].

Сопротивление трения трубы, имеющей экономайзерный участ-ок (рис. 8.6), можно выразить суммой сопротивлений на эконо-майзерном и испарительном участках:

$$\Delta p_T = \xi \frac{l_{эк}}{d} \frac{D^2 v_B}{2f^2} + \xi \frac{l - l_{эк}}{d} \frac{D^2 \bar{v}_{см}}{2f^2}. \quad (8.36)$$

Длина экономайзерного участка  $l_{эк}$ , м, и средний объем парово-дяной смеси  $\bar{v}_{см}$ , м<sup>3</sup>/кг, в свою очередь также зависят от расхода:

$$\left. \begin{aligned} l_{эк} &= D(h' - h_{vx})/q_i; \\ \bar{v}_{см} &= v' + x(D)(v'' - v')/2. \end{aligned} \right\} \quad (8.37)$$

На основании (8.34)

$$x(D) = q_i(l - l_{эк})/(rD). \quad (8.38)$$

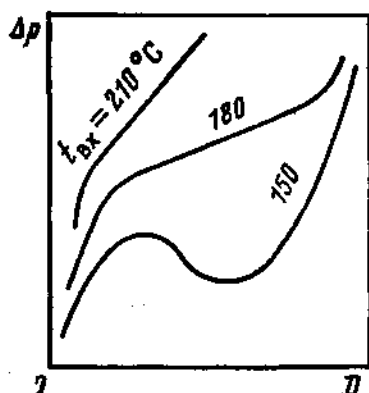


Рис. 8.8. Гидродинамические характеристики одного и того же витка при различных значениях температуры воды на входе ( $p=4$  МПа;  $t_s=249$  °C)

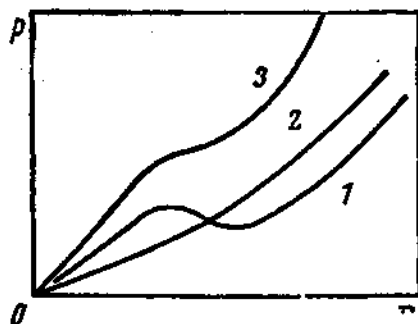


Рис. 8.9. Гидродинамическая характеристика трубы с дроссельной шайбой:  
1 — сопротивление трубы; 2 — сопротивление шайбы; 3 — суммарное сопротивление трубы и шайбы

После подстановки в зависимость (8.36) для  $\Delta p_T$ , Па, всех необходимых величин она примет вид

$$\Delta p_T = AD^3 - BD^2 + CD. \quad (8.39)$$

С достаточной степенью точности можно принять  $v_B = v'$ , тогда коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$  равны

$$\left. \begin{aligned} A &= \xi(v'' - v') \Delta h_{\text{эк}}^2 / (4f^2 dq_1 r); \\ B &= \frac{\xi l}{2f^2 d} \left[ \frac{\Delta h_{\text{эк}}}{r} (v'' - v') - v' \right]; \\ C &= \xi(v'' - v') l^2 q_1 / (4f^2 dr). \end{aligned} \right\} \quad (8.40)$$

Из (8.40) следует, что коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$  для заданных условий — постоянные величины, зависящие от конструктивных характеристик, параметров пароводяной смеси, удельного теплового потока и недогрева воды до температуры насыщения.

Уравнение (8.39), таким образом, является уравнением третьей степени с постоянными коэффициентами. В общем случае оно имеет три различных действительных корня. Это означает, что трем различным расходам соответствует одно и то же значение сопротивления трения. Этот вывод подтверждает график гидродинамической характеристики, представленной на рис. 8.7.

Следует иметь в виду, что могут существовать условия, при которых уравнение (8.39) имеет два мнимых и один действительный корень, и тогда гидродинамическая характеристика однозначна. К однозначности характеристики приведут также мероприятия, которые значительно уменьшат (или приблизят к нулю) коэффициент  $A$ . Как видно из (8.40), наибольший эффект на этом пути дает снижение величины  $\Delta h_{\text{эк}}$  (режим с  $\Delta h_{\text{эк}}=0$  рассмотрен выше).

О влиянии уменьшения  $\Delta h_{\text{эк}}$  на гидродинамическую характеристику можно судить по рис. 8.8, где представлены графики  $\Delta p = f(D)$  для одной и той же трубы при давлении 4 МПа, но при разных температурах входа. С увеличением температуры входа зависимость становится более монотонной, а при  $t_{\text{вх}}$ , близкой к  $t_s$ , она не оказывает влияния на гидродинамическую характеристику. Снижение  $\Delta h_{\text{эк}}$  (повышение  $t_{\text{вх}}$ ) не всегда может быть использовано для гидродинамической стабилизации испарителя в прямоточных ПГ, так как при колебаниях нагрузки и малых расчетных  $\Delta h_{\text{эк}}$  можно на входе получить пароводяную смесь, равномерная раздача которой вызовет затруднения. Вместе с тем уменьшение длины экономайзерного участка может стать непосредственной причиной другого неприятного явления — пульсации расхода.

Сильное влияние на вид гидродинамической характеристики оказывает давление в испарителе. С увеличением давления уменьшается разность  $v'' - v'$ , что ведет к уменьшению коэффициентов  $A$  и  $C$ . Поэтому при переходе к более высоким давлениям гидродинамическая характеристика испарителя с принудительным движением пароводяной смеси при прочих равных условиях получается более стабильной.

Из изложенного выше видно, что при определенных соотношениях между коэффициентами  $A$ ,  $B$  и  $C$  должна существовать однозначная характеристика. Очевидно, это будет тогда, когда точки максимума и минимума на кривой  $\Delta p = f(D)$  сольются. Последнее возможно, если уравнение

$$3AD^2 - 2BD + C = 0, \quad (8.41)$$

полученное приравниванием нулю производной по расходу от функции (8.39), имеет только один действительный корень. Для этого необходимо, чтобы

$$3AC > B^2. \quad (8.42)$$

Если подставить в (8.42) значения  $A$ ,  $B$  и  $C$  из (8.40), то условие гидродинамической стабильности испарителя будет выражаться через режимные и параметрические величины в виде

$$\Delta h_{\text{эк}} \leq 7,5 \frac{r}{\rho' / \rho'' - 1}. \quad (8.43)$$

При соблюдении условия (8.43) гидродинамическая характеристика всегда однозначна, но она в некоторых случаях может иметь пологий участок в диапазоне рабочих значений расходов. Пологая гидродинамическая характеристика также нежелательна, так как в этом случае достаточно небольшого различия в приведенных гидравлических коэффициентах для возникновения существенно разных расходов по отдельным трубам.

Вполне приемлемая для практического осуществления гидродинамическая характеристика получится в том случае, если в неравенстве (8.43) несколько уменьшить постоянный коэффициент. Как показано в [34], крутизна характеристики достаточна при

$B^2 \leq 2,57 AC$ . Для этого случая условие гидродинамической стабильности записывается следующим образом:

$$\Delta h_{\text{эк}} < 5 \frac{r}{\rho'/\rho'' - 1}. \quad (8.44)$$

Если условие (8.44) в конкретном случае не выполняется, то искусственные меры (конструкционного характера) для обеспечения гидродинамической стабильности следует применять только для ПГ с высокотемпературными теплоносителями. Такие мероприятия включают в себя шайбование поверхности теплообмена (рис. 8.9). Из рисунка видно, что чем больше сопротивление шайбы, тем круче и монотоннее гидродинамическая характеристика. Но увеличение сопротивления шайб потребует повышения перепада давления и соответствующего увеличения затрат на перекачку. Поэтому нужно знать необходимое и достаточное гидравлическое сопротивление шайбы, обеспечивающее гидродинамическую стабильность.

Гидравлическое сопротивление шайбы (8.18) можно переписать в виде

$$\Delta p_{\text{ш}} = \psi_{\text{ш}} D^2, \quad (8.45)$$

где  $\psi_{\text{ш}} = 0,81 \xi_{\text{ш}} \dot{v}'/d^4$ . Гидродинамическую характеристику зашайбованной трубки можно получить при суммировании уравнений (8.39) и (8.45):

$$\Delta p_{\text{т}} + \Delta p_{\text{ш}} = AD^3 - (B - \psi_{\text{ш}})D^2 + CD. \quad (8.46)$$

Условие отсутствия перегибов на графике этой функции по аналогии (8.42) есть

$$3AC > (B - \psi_{\text{ш}})^2, \quad (8.47)$$

или

$$\psi_{\text{ш}} > B = \sqrt{3AC}.$$

При подстановке в (8.47) значений коэффициентов  $A$ ,  $B$  и  $C$  можно получить расчетное соотношение для определения гидравлического сопротивления шайб, установка которых обеспечивает однозначную и достаточно крутую гидродинамическую характеристику. В соответствии с этим

$$\xi_{\text{ш}} = (\xi l/d + \Sigma \xi_{\text{ш}}) [0,134 K_{\text{зап}} (\rho'/\rho'' - 1) (\Delta h_{\text{эк}}/r) - 1], \quad (8.48)$$

где  $K_{\text{зап}}$  — коэффициент запаса для получения необходимой крутизны характеристики. Для диапазона изменения давления от 10 до 20 МПа  $K_{\text{зап}} = 2 \div 3$ . Зная  $\xi_{\text{ш}}$ , можно подобрать для рассматриваемой трубки все размеры шайбы. Диаметр цилиндрической дроссельной шайбы ориентировочно можно рассчитать по соотношению

$$\xi_{\text{ш}} = 1,5 (d/d_{\text{ш}})^4. \quad (8.49)$$

Рассмотренные выше положения относятся к горизонтальному расположению труб.

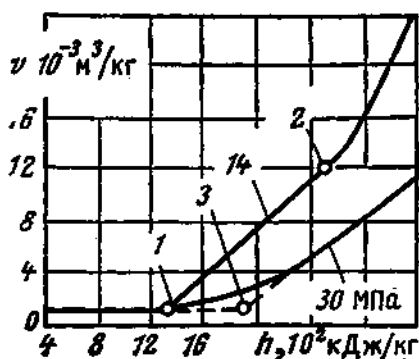


Рис. 8.10. Зависимость удельного объема воды от энтальпии при различных давлениях: 1, 2 — точки начала и конца парообразования; 3 — точка фазового перехода

При выполнении поверхностей теплообмена вертикальными на вид гидродинамической характеристики существенное влияние оказывает нивелирный напор. Конкретное проявление его зависит от нескольких факторов, а именно: от гидравлических сопротивлений, конструкционного оформления поверхности (подъемное движение, опускное или подъемно-опускное) и условий обогрева. В связи с этим аналитическое описание гидродинамической характеристики отсутствует. Для анализа гидродинамической стабильности вертикальных поверхностей необходимо построение их гидродинамических характеристик [по уравнению (7.2) на несколько произвольных расходов]. Расчетные и опытные данные говорят о неустойчивости вертикальной U-образной испарительной поверхности.

N-образная форма с подводом воды снизу уже обладает характеристикой, близкой к однозначной. Увеличение числа ходов при подъемно-опускном движении сопровождается повышением гидродинамической стабильности. Улучшение вида гидродинамической характеристики для вертикальных поверхностей, так же как и для горизонтальных, может осуществляться режимными и конструктивными мероприятиями. Из режимных наиболее эффективными являются приближение температуры воды к  $t_s$ , а также повышение массовой скорости. Так, для двух- или трехходовых вертикальных змеевиков гидродинамическая характеристика однозначна при  $\rho w \geq 1500 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ .

Гидродинамическая неустойчивость может иметь место и в поверхностях теплообмена при закритических параметрах. Ее появление обусловлено изменением плотности рабочего тела и зависимости от энтальпии, характер которой такой же, как и в парогенерирующих трубах докритических параметров (рис. 8.10). Основные факторы, повышающие гидродинамическую стабильность, те же, что и для докритических параметров. В частности, при  $h_{вх} > 2,3 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$  гидродинамическая характеристика для закритических поверхностей получается однозначной.

Кипящий водяной экономайзер как самостоятельный элемент может иметь место в ПГ с многократной циркуляцией, но для условий АЭС он не характерен. В некоторых случаях необходимость его установки может быть вызвана требованием уменьшения габаритных размеров испарителя для мощных ПГ.

Кипящий экономайзер по тепловым условиям работы почти не отличается от некипящего. Входная и выходная температуры рабочего тела невысоки и лежат в пределах  $t'_2 - t_{s2}$ . Среднее расчетное паросодержание на выходе ограничивается значением примерно 25 %, что не приводит к ухудшенным режимам теплообмена. Наибольшая температура теплоносителя в самом высокофорсированном ПГ не будет заметно превышать  $t_{ст}^{доп}$  для любой стали. В связи с этим неблагоприятные гидродинамические условия (нестабильная гидродинамическая характеристика, возможность расслоения потока в горизонтальных трубах) не являются источником неблагоприятных ситуаций. Фактор, ограничивающий наименьший расход воды через развернутые трубы, — предельная по условиям выпадения отложений сухость пара  $x=0,9$ . Допустимая тепловая развертка  $\eta_{доп} = (\Delta h_{вк} + 0,9r) / (\Delta h_{вк} + 0,25r)$  для любых параметров — не меньше 2—2,5. Это не вызывает особых трудностей для обеспечения необходимого расхода воды по всем параллельным каналам без дополнительного дросселирования (шайбования).

Если кипящий экономайзер выполняется многоступенчатым, то в первой ступени следует осуществлять нагрев воды до температуры, близкой к  $t_s$ . В этом случае в первой ступени рабочее тело — однофазная среда, а вторая ступень имеет небольшой экономайзерный участок, что дает для обеих ступеней однозначную гидродинамическую характеристику.

Испаритель с многократной принудительной циркуляцией. Поверхность теплообмена таких испарителей может иметь различную конфигурацию, в том числе и содержать подъемно-опускные участки. Для высокотемпературных ПГ подъемно-опускное движение нежелательно, так как обеспечение надежности при этом усложняется. Значительные трудности возникают при выборе скорости рабочего тела, которая должна предотвратить застой паровых образований в опускных участках и скопления их в местах перегибов. Очевидно, с этих позиций наиболее целесообразны высокие скорости. Но чем выше скорость, тем больше расход энергии, потребляемой циркуляционным насосом. Так как по условиям передачи тепла нет необходимости в высоких скоростях, то их выбирают по условиям гидродинамики без существенного запаса (расчетные значения редко превышают 1,5—2 м/с). В этих условиях небольшое снижение скорости пароводяной смеси в развернутых трубах может привести к застою паровой фазы и перегреву стенки. Если для высокотемпературного ПГ конкретными условиями определена конструкция испарителя с подъемно-опускным движением, то необходимо принять все меры, обеспечивающие однозначность и нужную крутизну гидродинамической характеристики. Массовая скорость пароводяной смеси не должна быть ниже 1100—1500 кг/(м<sup>2</sup>·с) при любых нагрузках. Такие же условия следует обеспечивать и в случае применения горизонтальных змеевиковых или U-образных трубок.

При применении горизонтальных U-образных трубок с углом наклона более 10° или вертикальных трубок с подъемным движе-

нием основной критерий надежности испарителя — обеспечение предельного по условиям отложений примесей паросодержания ( $x \approx 0,9$ ).

Испарители с многократной принудительной циркуляцией выполняются с кратностью циркуляции  $k_{\text{ц}}$  в пределах от 4 до 8.

Допустимая тепловая разверка при этих условиях

$$\eta_{\text{доп}} = \frac{\Delta h_{\text{эк}}^{\text{исп}} + 0,9r}{\Delta h_{\text{эк}}^{\text{исп}} + r/k_{\text{ц}}}. \quad (8.50)$$

Для любых параметров  $\eta_{\text{доп}} \geq 3 \div 5$ . При отсутствии тепловой неравномерности в таких пределах будет допустимо и снижение расхода в разверенных витках по сравнению с расчетным. В действительности такие изменения расхода вряд ли возможны.

При оценке стабильности работы испарителя с многократной принудительной циркуляцией следует учитывать влияние циркуляционного насоса. В насосе давление жидкости повышается по сравнению с давлением в барабане на 0,2—0,3 МПа, что при низком давлении может оказать заметное влияние на увеличение  $\Delta h_{\text{эк}}^{\text{исп}}$ , а следовательно, и на длину экономайзерного участка испарителя. В некоторых случаях это может привести к неоднозначной гидродинамической характеристике. Подогрев воды в экономайзере до  $t_s$  или осуществление кипящего экономайзера могло бы скомпенсировать это влияние, но тогда резко понизится надежность циркуляционного насоса. Циркуляционный насос является весьма ответственным элементом ПГ с многократной принудительной циркуляцией. Он работает на воде, температура которой близка к  $t_s$ . Несмотря на тяжелые условия работы, резервные насосы не предусматриваются (число рабочих насосов не должно быть меньше двух), и чтобы не допустить вскипания воды в насосе, должна быть обеспечена соответствующая высота столба жидкости. Следует также учитывать и возможные колебания давления. При понижении давления тепло, аккумулированное в металле опускной системы,  $Q_{\text{оп}}$  будет передаваться жидкости. Если количество этого тепла будет больше, чем его необходимо для нагрева опускающейся воды до температуры  $t_s$ , соответствующей давлению на входе в насос, то произойдет вскипание и как следствие этого остановка насоса или всего ПГ.

При некипящем водяном экономайзере на выходе из сепарационного барабана вода недогрета до температуры  $t_s$ , соответствующей давлению в барабане  $p_6$ , на величину  $\Delta h_6$ , Дж/кг. Давление на входе в насос  $p_{\text{н}}$  больше  $p_6$ , поэтому энтальпия насыщения на входе в насос больше, чем в барабане, на величину  $(\partial h' / \partial p) (p_{\text{н}} - p_6)$ , Дж/кг, где  $dh' / dp$  — изменение энтальпии насыщения воды при изменении давления, (Дж/кг)/Па. Количество тепла, Вт, необходимое для подогрева воды до  $t_s$  при  $p_{\text{н}}$ ,

$$Q_{\text{под}} = D_{\text{ц}} [\Delta h_6 + (\partial h' / \partial p) (p_{\text{н}} - p_6)], \quad (8.51)$$

где  $D_{\text{ц}}$  — количество циркулирующей воды.

Условие отсутствия вскипания в насосе

$$Q_{\text{оп}} < Q_{\text{под}} \quad (8.52)$$

Количество тепла  $Q_{\text{оп}}$ , Вт, передаваемого металлом воде при понижении давления (при опускном движении), можно подсчитать по соотношению

$$Q_{\text{оп}} = G_M c_M (dt/dp)_M (dp/d\tau)_{\text{эксп}} \quad (8.53)$$

где  $G_M$  — масса металла опускной системы, кг;  $c_M$  — теплоемкость металла, Дж/(кг·К);  $(dt/dp)_M$  — изменение температуры металла при изменении давления, К/Па, принимается равным изменению температуры кипения при изменении давления;  $(dp/d\tau)_{\text{эксп}}$  — скорость изменения (падения) давления (при эксплуатации ПГ не следует допускать более  $10^4$  Па/с).

Давление на входе в насос

$$p_{\text{н}} = p_6 + H_{\text{н}} \rho' g - \Delta p_{\text{оп}} - \xi_{\text{н}} \rho' \omega_{\text{н}}^2 / 2 - (dp/d\tau)_{\text{эксп}} (l_{\text{оп}} / \omega_{\text{оп}}) \quad (8.54)$$

где  $H_{\text{н}}$  — расстояние между уровнем воды в барабане и осью насоса, м;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\Delta p_{\text{оп}}$  — гидравлическое сопротивление опускной системы, Па;  $\xi_{\text{н}} = 2,5$  — коэффициент сопротивления входа в рабочее колесо;  $\omega_{\text{н}} = 2 \div 3$  — скорость воды на входе в рабочее колесо насоса, м/с;  $l_{\text{оп}}$  — длина опускной системы, м;  $\omega_{\text{оп}}$  — скорость воды в опускных трубках, м/с.

Необходимое по условиям предотвращения кавитации расстояние  $H_{\text{н}}$  определяется из (8.51) — (8.54). При конструировании должны быть обеспечены минимально возможные  $\Delta p_{\text{оп}}$  и  $l_{\text{оп}}$ , а при эксплуатации — постоянство давления.

При увеличении  $\Delta h_6$  (применение некипящих водяных экономайзеров с  $t_{2\text{ж}} < t_s$ ) можно уменьшить  $H_{\text{н}}$ , но при этом ухудшится гидродинамическая стабильность испарителя. Следует также иметь в виду, что испарители с многократной принудительной циркуляцией в некоторых случаях имеют склонность к так называемой межвитковой пульсации расходов. Если частота пульсаций окажется большой, то для исключения усталостных явлений в металле труб необходимо ее устранить, что осуществляется установкой дроссельных шайб. Методика оценки пульсаций в этом случае такая же, как и для прямоточных испарителей.

**Прямоточные испарители.** На рис. 8.11 представлена принципиальная схема витка прямоточного испарителя. Как правило, он состоит из экономайзерного и испарительного участков без разделения промежуточным коллектором (рис. 8.11, а). Такая схема проста и наиболее целесообразна в конструктивном отношении.

Установка промежуточных коллекторов может обеспечить гидродинамическую стабильность испарителя. Разделение экономайзерного и испарительного участков коллектором (рис. 8.11, б) при расчетном режиме может обеспечить для них однозначные гидродинамические характеристики. Схема будет гидродинамически ус-

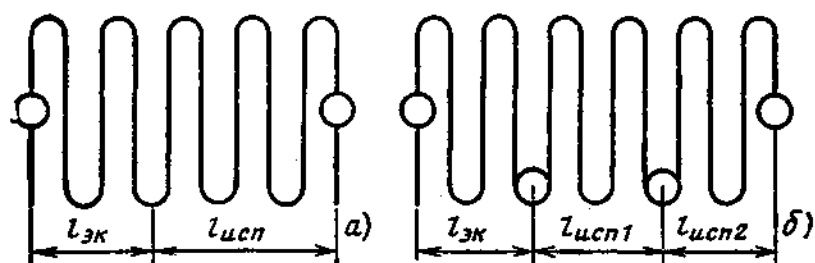


Рис. 8.11. Витки прямоточного ПГ без промежуточного коллектора (а) и с промежуточным коллектором (б)

тойчива и при увеличении нагрузки выше расчетной (в испарителе при этом возникнет экономайзерный участок, но он будет небольшим). Такая схема может оказаться неработоспособной (для высокотемпературных ПГ) при пониженной против номинальной нагрузке. При понижении паропроизводительности возможно смещение зоны начала парообразования на вход в разделительный коллектор пароводяной смеси, что приведет к неравномерной раздаче рабочего тела по виткам испарительной части. Установка еще одного смесительного коллектора (рис. 8.11, б) непосредственно в испарительной зоне существенно повысит гидродинамическую стабильность прямоточного испарителя. Нестабильная работа первой части испарителя не имеет существенного значения, так как в ней энтальпия ни в одном из витков не достигает предельно допустимого значения. Вторая, выходная часть испарителя имеет стабильную однозначную гидродинамическую характеристику, если выполнены следующие условия: горизонтальное расположение коллектора, небольшая длина его, отвод пароводяной смеси одним рядом или двумя рядами симметрично расположенных относительно верхней образующей коллектора труб.

Эффективным средством против межвитковых пульсаций расхода среды могут оказаться также промежуточные коллекторы. Применять промежуточные коллекторы следует только при условии, если другие, менее дорогостоящие средства стабилизации работы поверхности теплообмена не дают необходимого результата. К таким средствам относятся: повышенные массовые скорости рабочей среды, установка дроссельных шайб на входе в экономайзерный участок, применение труб разного диаметра.

Пульсация расходов среды может быть двух видов: общая и межвитковая. Общая пульсация является следствием неустойчивой работы центробежного насоса. Напор  $\Delta p_n$  и расход  $D$  насоса тесно связаны с гидродинамикой точкой пересечения соответствующих гидродинамических характеристик (рис. 8.12, точка 1). При изменении сопротивления поверхности  $\Delta p_r$  соответственно изменяются  $\Delta p_n$  и  $D$ . При увеличении  $\Delta p_r$  параметры насоса на рис. 8.12 определяются точкой 2, но они неустойчивы. Уменьшенная подача воды  $D_2$  вызовет снижение парообразования, а следовательно, и сопротивления поверхности теплообмена. Параметры насоса опре-

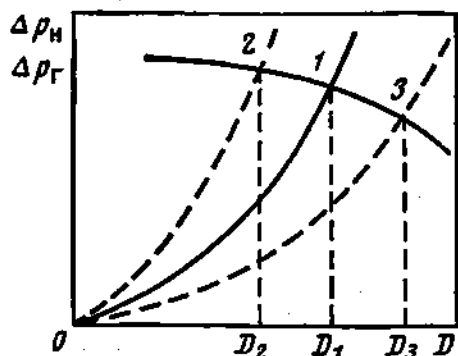
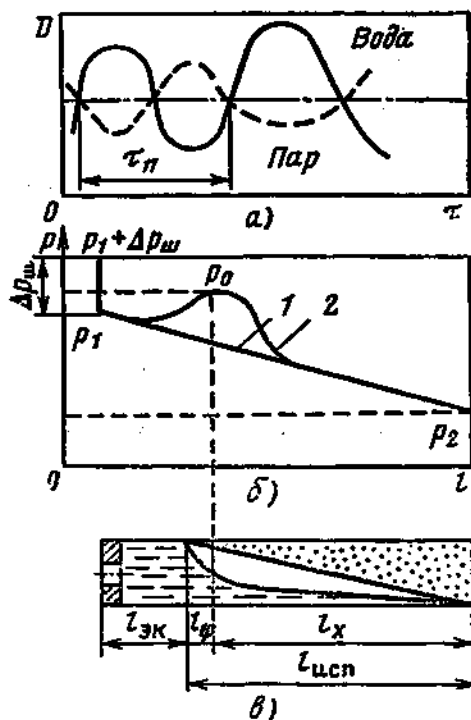


Рис. 8.12. Гидродинамические характеристики при общей пульсации расхода в поверхности теплообмена

Рис. 8.13. Явление межвитковой пульсации:

а — график изменения расходов фаз; б — график изменения давления по длине витка: 1 — при отсутствии пульсации; 2 — при возникновении пульсации; в — схема парообразующего витка



деляются точкой 3, которая в свою очередь также неустойчива. Увеличенный расход  $D_3$  приведет к увеличению парообразования и сопротивления, что вновь изменит режим работы насоса в направлении больших  $\Delta p_H$  и меньших  $D$ . Процесс изменения рабочих параметров насоса может периодически повторяться. Амплитуда колебаний расхода ( $D_2-D_3$ ) через всю поверхность теплообмена тем меньше, чем круче характеристика насоса. Выбор для ПГ циркуляционных и питательных насосов с крутой гидродинамической характеристикой дает основания не опасаться неприятных последствий общей пульсации расхода.

Межвитковая пульсация, особенно в прямоточных испарителях, — явление более неприятное. Оно заключается в автоколебаниях расхода среды по отдельным трубкам при общей устойчивой (по расходу и параметрам) работе ПГ.

На рис. 8.13, а представлены графически расходы пара и воды для одной трубки при межвитковой пульсации. При этом среди трубок поверхности теплообмена существует другая пульсирующая труба со сдвигом пульсаций на полпериода  $\tau_H/2$ . Периодический характер изменения расхода фаз при постоянных давлениях во входном  $p_1$  и выходном  $p_2$  коллекторах дает основание предполагать возникновение пульсаций давления в трубке. Наиболее вероятным участком, где может развиваться такой процесс, следует считать участок  $l_\phi$  наиболее резкого изменения истинного паросодержания (рис. 8.13, б). Рост давления на этом участке  $p_0$  может превысить давление  $p_1$ . При этом условии на участке  $l_\phi$  произойдет нарушение неразрывности потока, при котором некоторое количество водяной фазы изменит направление движения и возникнет встречное течение к входному коллектору (другая пульсиру-

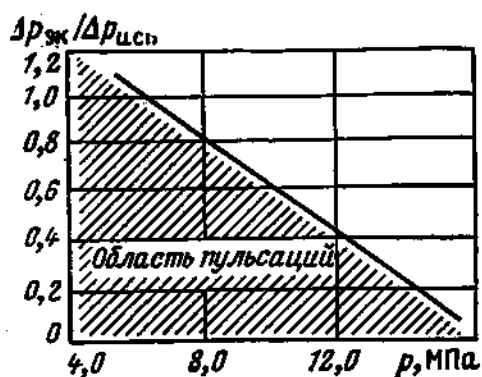


Рис. 8.14. Зависимость  $\Delta p_{жк}/\Delta p_{исп}$  от давления в ПГ

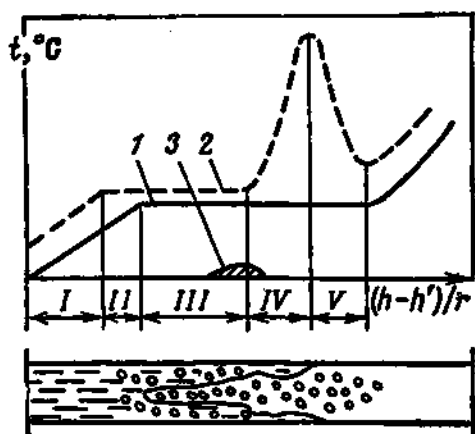


Рис. 8.15. Распределение температуры и отложений по длине стенки парогенерирующей трубы: I, II, III, IV, V — участки, различающиеся характером теплообмена; 1 — температура тела; 2 — температура стенки трубы; 3 — отложения

ющая труба в этот момент увеличит расход из коллектора). Направление движения паровой фазы при этом останется неизменным.

При уменьшении массы воды парообразование и давление на участке  $l_{\phi}$  начнут снижаться. Этот процесс уже будет сопровождаться возрастанием расхода воды и снижением количества пара, поступающего в выходной коллектор. Изменение во времени количества воды, поступающей в трубу, приводит к перемещению участка  $l_{\phi}$  по длине трубы. При уменьшении расхода начало закипания будет смещаться ближе к входному коллектору, а при уменьшении — к выходному. Таким образом, при межвитковой пульсации часть трубы омывается в одни периоды времени водой, а в другие — пароводяной смесью с соответствующими пульсациями температуры стенки.

Начавшийся процесс принимает незатухающий автоколебательный характер. В результате даже при небольших амплитудах колебаний можно ожидать появления в стенке трубки усталостных повреждений, так как число циклов достаточно велико. Период пульсации  $\tau_n$  невелик, и в зависимости от теплового потока, массовой скорости, параметров среды и длины трубы может быть примерно 1—2 мин.

Впервые с вредными последствиями пульсационных явлений столкнулись при освоении прямоточных котельных агрегатов. В свое время было дано приближенное описание предполагаемого механизма процесса и выявлены практические меры для его предотвращения. Было установлено, что в парогенерирующих трубах пульсация отсутствует при условии  $\Delta p_{жк}/\Delta p_{исп} \geq a$ .

Для реальных испарителей  $a < 1$  и при прочих равных условиях уменьшается с ростом давления (рис. 8.14). Если в пульсирующих испарителях выявлено, что  $\Delta p_{жк}/\Delta p_{исп} < a$ , то для подавления пуль-

саций можно установкой на входе в экономайзер дроссельных шайб искусственно увеличить  $\Delta p_{\text{жк}}$ . Сопротивление шайбы  $\Delta p_{\text{ш}}$  должно превышать максимальное падение давления внутри трубы (рис. 8.13, б).

К настоящему времени, несмотря на большое число исследований, еще полностью не выявлены причины возникновения межвитковых пульсаций и не построена достаточно физически и математически обоснованная модель их протекания. Для практических целей важны полученные зависимости влияния на межвитковые пульсации режимных и конструктивных факторов. Установлено, что пульсации сглаживаются с увеличением давления и массовой скорости и повышаются при увеличении подвода тепла, особенно вблизи границы между экономайзерным и испарительным участками.

В ПГ АЭС нет большого изменения интенсивности обогрева паропроизводящей поверхности, поэтому можно считать, что они будут довольно устойчивы против межвитковых пульсаций расходов.

При проектировании прямоточных ПГ необходимо детально исследовать гидродинамические характеристики [построение их проводят по формуле (7.2) для нескольких произвольных значений расходов]. Если гидродинамическая характеристика однозначная и достаточно крутая, то при умеренных тепловых потоках возникновение пульсаций маловероятно. При неоднозначных характеристиках (с падающим участком), а также с пологим участком в зоне рабочих расходов следует рассмотреть целесообразность установки промежуточных коллекторов (менее желательно) или дроссельных шайб. Вместо этих мероприятий можно применить ступенчатое изменение диаметра труб на экономайзерном участке и в начале парообразующего участка. Для исключения пульсаций также необходимо выполнение условий  $(\Delta p_{\text{жк}}^{\text{ступ}} / \Delta p_{\text{исп}}) > a$ .

**Тепловые условия работы прямоточного испарителя.** Трубки прямоточных испарителей, как правило, в тепловом отношении должны быть разделены на пять участков с различными температурными режимами и закономерностями теплообмена. На рис. 8.15 представлено изменение температур рабочей среды и стенки трубы в зависимости от относительной энтальпии  $x = (h - h') / r$ .

На участке I происходит подогрев воды до температуры, меньшей температуры насыщения. Граница участка определяется сечением трубы, в котором температура стенки несколько превышает температуру насыщения. На этом участке (экономайзером) теплообмен и гидродинамика определяются закономерностями неизотермического турбулентного движения однофазной среды.

Участок II характерен тем, что пристенный слой потока несколько перегрет относительно  $t_s$ , а температура ядра ниже температуры насыщения. В этих условиях на стенках труб зарождаются и растут до определенных размеров паровые пузыри. Отрываясь, они дополнительно турбулизируют пограничный слой, увеличивая интенсивность теплообмена, и, войдя в ядро потока,

конденсируются. Интенсивность теплообмена в этой области высокая, температура стенки остается постоянной.

Участок III — участок пузырькового кипения и наличия двух фаз по всему сечению потока. Температура стенки здесь продолжает оставаться постоянной.

Участок IV характерен резким ухудшением передачи тепла и соответствующим ростом температуры стенки. Этот участок ограничен с двух сторон определенными значениями паросодержания потока. Начало его характеризуется паросодержанием  $x_d$ , которое зависит от нескольких факторов: давления, теплового потока, массовой скорости. Второе граничное паросодержание весьма близко к единице.

Четвертый участок, называемый переходным, является вместе с тем и областью отложения на стенках примесей, растворенных в воде. Заметная толщина этих отложений еще больше повышает температуру стенки.

На участке V по трубе еще движется пароводяная смесь, но с незначительной влажностью. В связи с большим ростом скорости паровой фазы коэффициент теплоотдачи по длине этого участка возрастает, а температура стенки падает.

При наличии тепловой разверки возможно появление в испарительных трубах и участка VI — участка, омываемого перегретым паром. Температура стенки здесь может повышаться в зависимости от повышения температуры пара. При определении допустимой тепловой разверки прямоточного испарителя следует исходить из того, что температура стенки наиболее разверенного витка нигде не должна превышать допустимого значения. Таким образом,  $\eta_{доп}$  рассчитывается так же, как и для пароперегревателя. Для высокотемпературных прямоточных испарителей значение  $\eta_{доп}$  можно оценивать в пределах 10—15 %.

Рассмотренные случаи неустойчивой работы поверхностей теплообмена относятся к схемам с движением рабочего тела в трубах или других типах параллельно включенных каналов (кольцевые, пучки труб в трубе). Для высокотемпературных ПГ подобные схемы поверхности теплообмена наиболее предпочтительны.

При движении рабочего тела в межтрубном пространстве корпусов большого диаметра как при поперечном, так и при продольном омывании нет оснований ожидать за участком стабилизации существенных неравномерностей потока. В этих схемах вследствие отсутствия непроницаемых стенок происходит гашение всякого возмущения вследствие обмена энергией и массой по сечению канала.

## **§ 8.5. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ**

**Основные характеристики контура циркуляции.** Применение естественной циркуляции практически целесообразно только в испарительных поверхностях, которые в этом случае должны иметь

**Рис. 8.16. Схема простого циркуляционного контура**

В некоторых контурах отвод пароводяной смеси от поверхности теплообмена осуществляется специальными необогреваемыми пароотводящими трубами.

Основные характеристики циркуляционного контура удобнее рассматривать на примере простого контура, но имеющего все возможные в практических случаях звенья.

Организация естественной циркуляции в существующих конструкциях испарителей ПГ существенно отличается от циркуляции по схеме, изображенной на рис. 8.16. Например, ПГ АЭС с ВВЭР и РWR выполнены как однокорпусные с погруженной в водяной объем поверхностью нагрева. Подъем пароводяной смеси осуществляется по каналам межтрубного пространства, а опускание воды в периферийной части ПГ — в пространстве между поверхностью нагрева и обечайкой корпуса. Однако знание «классической» системы естественной циркуляции, ее характеристик, методов их определения является необходимым для понимания сущности процессов, протекающих в любом контуре циркуляции, в том числе и с многократной принудительной циркуляцией, широко применяющей в современных одноконтурных АЭС.

На рис. 8.16 представлена схема простого циркуляционного контура в самом общем виде.

Основными геометрическими характеристиками контура (в метрах) являются:  $H_{\Pi}$  — полная высота контура (разность высот

уровня воды в барабане и нижнего сечения подвода опускных труб);  $H_{до}$ ,  $H_{об}$  — соответственно высота необогреваемого и обогреваемого участков подъемных труб;  $H_{т.з}$  — высота точки закипания (расстояние по вертикали между сечениями начала обогрева и начала закипания);  $H_{по}$  — высота паропроводящих труб;  $H_{пр}$  — высота превышения самой верхней точки подъемной системы над уровнем воды в барабане. Это звено не участвует в создании движущего напора, более того, оно является дополнительным сопротивлением в контуре.

В реальных схемах испарителей ПГ АЭС могут отсутствовать один или несколько из перечисленных выше участков.

Получающийся в контуре пар массой  $D$  отводится, а в контур добавляется из экономайзера (или сразу из регенеративной системы турбины) соответствующее количество воды  $D_{эк}$ . Для анализа работы циркуляционного контура можно принять  $D = D_{эк}$ . В действительности  $D_{эк} = (1,005 \div 1,03) D$ . Количество воды, поступающей на вход в подъемную систему,  $D_{п}$  превышает паропроизводительность. Паросодержание среды, поступающей в сепарационный барабан, различно для разных контуров. Величину  $k_{п} = D_{п}/D = 1/x$  называют *кратностью циркуляции*.

При установившемся режиме работы испарителя массовый расход среды в опускной и подъемной системах является постоянным, равным  $D_{п}$ , кг/с. В соответствии с этим можно записать

$$\sum \omega_{оп} \rho_{оп} f_{оп} = \sum \omega_{см} \rho_{см} f_{под} = \sum \omega_{вх} \rho_{вх} f_{вх} = D_{п}, \quad (8.55)$$

где  $\omega_{оп}$ ,  $\omega_{см}$ ,  $\omega_{вх}$  — средняя скорость соответственно в опускных трубах, на входе и в рассматриваемом сечении подъемных труб, м/с;  $f_{оп}$ ,  $f_{под}$ ,  $f_{вх}$  — площади поперечных сечений в рассматриваемых сечениях контура, м<sup>2</sup>;  $\rho_{оп}$ ,  $\rho_{см}$ ,  $\rho_{вх}$  — плотность рабочей среды в тех же сечениях контура, кг/м<sup>3</sup>.

Движущий напор  $p_{дв}$ , Па, применительно к рис. 8.16 можно представить в виде

$$p_{дв} = H_{пг} \rho_{оп} - H_{пг} \bar{\rho}_{под}, \quad (8.56)$$

где  $\rho_{под}$  — средняя плотность рабочей среды для всей высоты подъемной системы (кроме  $H_{пр}$ ). Разбив полную высоту контура на характерные участки, уравнение (8.56) можно переписать в следующем виде:

$$p_{дв} = H_{по} g \rho_{оп} + (H_{об} - H_{т.з}) g \rho_{оп} + H_{т.з} g \rho_{оп} + H_{до} g \rho_{оп} - H_{до} g \rho_{вх} - \\ - H_{т.з} g \rho_{эк} - (H_{об} - H_{т.з}) g \bar{\rho}_{см}^{об} - H_{по} g \rho_{см}^{вых}, \quad (8.57)$$

где  $\rho_{эк}$ ,  $\bar{\rho}_{см}^{об}$ ,  $\rho_{см}^{вых}$  — соответственно плотность воды на экономайзерном участке, средняя плотность пароводяной смеси на участке  $H_{об} - H_{т.з}$  и плотность пароводяной смеси на выходе из обогреваемого участка, кг/м<sup>3</sup>. Уравнение (8.57) при учете  $\rho_{вх} = \rho_{оп}$  более

целесообразно представить следующим образом:

$$p_{\text{дв}} = (H_{\text{об}} - H_{\text{т.з}}) g (\rho_{\text{оп}} - \bar{\rho}_{\text{см}}^{\text{об}}) + H_{\text{по}} g (\rho_{\text{оп}} - \rho_{\text{см}}^{\text{вых}}) + H_{\text{т.з}} g (\rho_{\text{оп}} - \rho_{\text{эк}}). \quad (8.58)$$

Из (8.58) следует, что в общем случае движущий напор создается на парообразующем  $p_{\text{дв}}^{\text{исп}}$ , пароотводящем  $p_{\text{дв}}^{\text{по}}$  и экономайзерном  $p_{\text{дв}}^{\text{эк}}$  участках. Для среднего и высокого давлений с достаточной степенью точности можно принять  $\rho_{\text{оп}} = \rho_{\text{эк}} = \rho'$ . При отсутствии пароотводящих труб для этих параметров движущий напор создается только на парообразующем участке контура:

$$p_{\text{дв}} = (H_{\text{об}} - H_{\text{т.з}}) g (\rho' - \bar{\rho}_{\text{см}}). \quad (8.59)$$

Движущий напор затрачивается на преодоление сопротивлений как в подъемной, так и в опускной системе:

$$p_{\text{дв}} = \Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{оп}}. \quad (8.60)$$

Разницу между движущим напором и сопротивлением подъемных труб называют *полезным напором*:

$$p_{\text{пол}} = p_{\text{дв}} - \Delta p_{\text{под}} = \Delta p_{\text{оп}}, \quad (8.61)$$

или

$$p_{\text{пол}} = p_{\text{дв}}^{\text{исп}} - \Delta p_{\text{под}}^{\text{исп}} + p_{\text{дв}}^{\text{по}} - \Delta p_{\text{под}}^{\text{по}} = \Delta p_{\text{оп}}.$$

Полезный напор затрачивается на преодоление сопротивлений в опускной системе. Уравнение типа (8.61) называют *уравнением циркуляции*.

**Определение величин, входящих в уравнение циркуляции.** Высота точки закипания. Вода в подъемной системе закипает только на выходе из экономайзерного участка, так как на входе в подъемную систему она недогрета до кипения. Энтальпия насыщения на выходе из экономайзерного участка соответствует давлению  $p_{\text{т.з}}$ , Па, которое может быть определено как

$$p_{\text{т.з}} = p_6 + (H_{\text{п}} - H_{\text{до}} - H_{\text{т.з}}) g \rho' - (\Delta p_{\text{оп}} + \Delta p_{\text{нт.з}} + \Delta p_{\text{до}}), \quad (8.62)$$

где  $p_6$  — давление в сепарационном барабане. Пренебрегая сопротивлением на экономайзерном и необогреваемом участках ( $\Delta p_{\text{нт.з}}$  и  $\Delta p_{\text{до}}$ ), из (8.62) можно получить

$$p_{\text{т.з}} - p_6 = \Delta p_{\text{т.з}} = (H_{\text{об}} g \rho' - \Delta p_{\text{оп}}) - \rho' g H_{\text{т.з}}. \quad (8.63)$$

Тогда энтальпия насыщения, Дж/кг, на выходе из экономайзерного участка

$$h'_{\text{т.з}} = h'_6 + (dh'/dp) \Delta p_{\text{т.з}}, \quad (8.64)$$

где  $h'_6$  — энтальпия насыщения, соответствующая давлению в сепарационном барабане, Дж/кг;  $dh'/dp$  — изменение энтальпии насыщения воды в зависимости от давления, (Дж/кг)/Па.

В подъемную систему вода входит с энтальпией  $h_{\text{вх}}$ . Если опускные трубы не обогреваются, то  $h_{\text{вх}}$  равна энтальпии на вы-

ходе из сепарационного барабана. Чтобы вода закипела на выходе из экономайзерного участка, необходимо на участке подъемных труб высотой  $H_{т.э}$  повысить  $h_{вх}$  на величину

$$\Delta h_{нед} = h_{т.э} - h_{вх} = h'_6 + \frac{\partial h'}{\partial p} \Delta p_{т.э} - h_{вх}. \quad (8.65)$$

Разность  $h'_6 - h_{вх} = \Delta h_{нед}^6$  называют *недогревом воды* в сепарационном барабане. Если  $\Delta h_{нед}^6 > 0$ , то в опускную систему контура входит вода с энтальпией меньше  $h'_6$ . Это может быть при некипящем водяном экономайзере и подаче питательной воды в сепарационный барабан непосредственно в зону опускных труб.

Могут существовать циркуляционные контуры с обогреваемой опускной системой (см., например, рис. 8.20). При обогреве опускной системы энтальпия воды перед входом в подъемную систему  $\Delta h_{оп}$ , Дж/кг, повышается на величину

$$\Delta h_{оп} = Q_{оп}/D_{ц}. \quad (8.66)$$

Общий недогрев при этом снижается и составляет

$$\Delta h_{нед} = \Delta h_{нед}^6 - \Delta h_{оп} + \frac{\partial h'}{\partial p} \Delta \bar{p}_{т.э}. \quad (8.67)$$

В соответствии с этим количество тепла  $\Delta Q_{нед}$ , Вт, необходимого для подогрева воды до температуры насыщения в сечении закипания,

$$\Delta Q_{нед} = \Delta h_{нед} D_{ц}. \quad (8.68)$$

Из теплового расчета испарителя известно полное количество тепла  $Q_{исп}$ , переданного в нем. Предполагая равномерное распределение тепла по высоте испарителя, можно записать

$$\Delta h_{нед} D_{ц} = Q_{исп} H_{т.э} / H_{об} \quad (8.69)$$

и

$$H_{т.э} = \Delta h_{нед} D_{ц} H_{об} / Q_{исп}. \quad (8.70)$$

Подстановка в (8.70) значения  $\Delta h_{нед}$  из (8.63) и (8.67) дает расчетную формулу для определения  $H_{т.э}$ , м, для самого общего случая

$$H_{т.э} = \frac{\Delta h_{нед}^6 - \Delta h_{оп} + (\partial h' / \partial p) (H_{об} g \rho' - \Delta p_{оп})}{[Q_{исп} / (H_{об} D_{ц})] + g \rho' (\partial h' / \partial p)}. \quad (8.71)$$

Недогрев воды до температуры насыщения в сепарационном барабане можно определить из уравнения теплового баланса. В барабан поступают: из экономайзера вода массой  $D$  с энтальпией  $h_{вх}^{вых}$ , из подъемной системы вода массой  $(k_{ц}^{пр} - 1)D$  с энтальпией  $h'_6$  и пар массой  $D$  и энтальпией  $h''_6$ . (К сепарационному барабану может быть подсоединено несколько циркуляционных контуров разных паропроизводительности, кратности циркуляции  $k_{ц}$  и расходов циркуляционной воды. Поэтому  $k_{ц}^{пр}$  — средняя для всего

ПГ кратность циркуляции.) Из барабана выходят два потока: в опускную систему вода в количестве  $k_{\text{ц}}^{\text{пр}} D$  с энтальпией  $h_{\text{вх}}$ , в пароперегреватель или турбину — пар в количестве  $D$  с энтальпией  $h''_6$ . Следовательно,

$$Dh_{\text{эк}}^{\text{вых}} + (k_{\text{ц}}^{\text{пр}} - 1)Dh'_6 + Dh'_6 = Dh'_6 + k_{\text{ц}}^{\text{пр}}Dh_{\text{вх}}$$

и

$$h_{\text{вх}} = (1/k_{\text{ц}}^{\text{пр}}) [h_{\text{эк}}^{\text{вых}} + h'_6(k_{\text{ц}}^{\text{пр}} - 1)]. \quad (8.72)$$

Учитывая, что  $\Delta h_{\text{нед}}^6 = h'_6 - h_{\text{вх}}$ , из (8.72) можно получить

$$\Delta h_{\text{нед}}^6 = (h'_6 - h_{\text{эк}}^{\text{вых}})/k_{\text{ц}}^{\text{пр}}. \quad (8.73)$$

Из (8.71) и (8.73) следует, что при прочих заданных условиях  $H_{\text{т.э}} = f(D_{\text{ц}}; k_{\text{ц}}^{\text{пр}})$ .

Для испарителей ПГ АЭС, объединенных с сепарационным барабаном одним циркуляционным контуром (см. рис. 4.4, 4.5, 4.8 и др.),  $k_{\text{ц}}^{\text{пр}} = D_{\text{ц}}/D$  и  $H_{\text{т.э}} = f(D_{\text{ц}})$  при прочих заданных условиях — функции одной величины.

Для ПГ с многоконтурными ( $n$ -контурными) циркуляционными системами (см. рис. 3.7, 4.22, 4.32) с одинаковыми конструктивными, тепловыми, а следовательно, и циркуляционными характеристиками  $k_{\text{ц}}^{\text{пр}} = (D_{\text{ц}}^{\text{пр}}/D) = (nD_{\text{ц}}/nD) = D_{\text{ц}}/D$  и  $H_{\text{т.э}}$  также функция, только  $D_{\text{ц}} : H_{\text{т.э}} = f(D_{\text{ц}})$  ( $D_{\text{ц}}$  — паропроизводительность одного циркуляционного контура,  $D = D_{\text{ц}}/n$ ).

Движущий напор. Кроме высоты точки закипания для определения движущего напора необходимо также знать среднюю плотность пароводяной смеси на паросодержащем участке обогреваемых труб и в пароотводящих трубах. В пароотводящих трубах плотность по высоте не меняется, и  $\rho_{\text{см}}^{\text{по}}$  определяется по уравнению (7.30) при подстановке в него значения  $\phi_{\text{вых}}$ , подсчитанного для выходного сечения парообразующих труб. В парообразующих трубах  $\phi$  меняется от нуля в сечении закипания до  $\phi_{\text{вых}}$ . Для парообразующих труб в (7.30) подставляется усредненное значение  $\phi_{\text{ср}}$ , определяемое из (7.48),  $\phi_{\text{ср}} = C\phi_{\text{ср}}$ . Для определения  $\beta_{\text{ср}}$  в (7.35) подставляется усредненная скорость пара  $w''_0$ . С достаточной для расчета циркуляции точностью может быть примерно арифметическое усреднение  $\bar{w}''_0 = 0,5 (w''_{\text{отз}} + w''_{\text{вых}})$ ,  $w''_{\text{отз}} = 0$  и  $w''_0 = 0,5 w''_{\text{вых}}$ , где  $w''_{\text{вых}}$  — приведенная скорость пара на выходе из обогреваемых труб.

Скорость циркуляции  $w_0$  зависит от  $D_{\text{ц}}$ :  $w_0 = f(D_{\text{ц}})$ . Приведенная скорость пара определяется паропроизводительностью циркуляционного контура, которая для данного количества подводимого тепла зависит от высоты точки закипания:  $w''_{\text{вых}} = f(H_{\text{т.э}}) = f(k_{\text{ц}}^{\text{пр}}; D_{\text{ц}})$ . Следовательно, объемное паросодержание ( $\beta_{\text{вых}}$ ,  $\beta_{\text{ср}}$ ), доля сечения, занятая паром ( $\phi_{\text{вых}}$ ,  $\phi_{\text{ср}}$ ) и движущий напор являются при прочих постоянных условиях функциями  $k_{\text{ц}}^{\text{пр}}$  и  $D_{\text{ц}}$ .

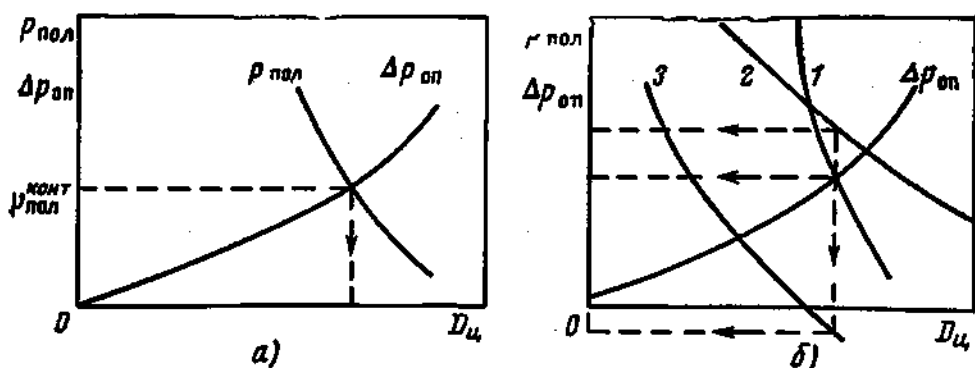


Рис. 8.17. Графическое решение уравнения циркуляции для простого контура без паропроводящих труб (а) и с паропроводящими трубами (б): 1 — полезный напор контура; 2 — полезный напор обогреваемых труб; 3 — полезный напор паропроводящих труб

Для ПГ АЭС с одноконтурной и многоконтурной (с одинаковыми контурами) системами естественной циркуляции  $w_{\text{вых}}$  — величина постоянная, определяемая паропроизводительностью и площадью поперечного сечения испарителя:  $w''_0 = D / (\rho'' f_{\text{исп}})$ . Поэтому движущий напор — функция одной величины (при прочих заданных):  $P_{\text{дв}} = f(D_{\text{ц}})$ .

Сопротивление подъемных труб. В общем случае

$$\Delta p_{\text{под}} = \Delta p_{\text{эк}}^{\text{исп}} + \Delta p_{\text{исп}} + \Delta p_{\text{по}} + \Delta p_{\text{пр}} \quad (8.74)$$

где  $\Delta p_{\text{эк}}^{\text{исп}}$  — гидравлическое сопротивление на подогревательном участке, рассчитываемое по (7.1), (7.5) и (7.7), Па;  $\Delta p_{\text{исп}}$ ,  $\Delta p_{\text{по}}$  — гидравлическое сопротивление в парообразующих участках подъемной системы и в паропроводящих трубах, рассчитываемое по (7.50), Па;  $\Delta p_{\text{пр}}$  — сопротивление, вызванное подъемом рабочей среды выше уровня воды барабана, Па. Оно может быть определено при рассмотрении баланса сил в подъемной и опускной ветвях данного звена. При пренебрежении силами трения  $\Delta p_{\text{пр}}$ , Па, равно

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{пр}} &= H_{\text{пр}} g \rho_{\text{см}}^{\text{вых}} - H_{\text{пр}} g \rho'' = H_{\text{пр}} g (\rho_{\text{см}}^{\text{вых}} - \rho'') = \\ &= H_{\text{пр}} g [\rho' - \varphi_{\text{вых}} (\rho' - \rho'') - \rho''] = H_{\text{пр}} g (1 - \varphi_{\text{вых}}) (\rho' - \rho''). \end{aligned} \quad (8.75)$$

Для сложных систем естественной циркуляции  $\Delta p_{\text{под}}$  зависит от  $k_{\text{ц}}^{\text{пр}}$  и  $D_{\text{ц}}$ , а для одноконтурных и многоконтурных систем с одинаковыми контурами — от  $D_{\text{ц}}$ .

Сопротивление опускной системы. Проходное сечение опускной системы выбирается по предварительной оценке скорости воды  $w_{\text{оп}}$ . Ориентировочно следует принимать для систем с высотой контура менее 5 м  $w_{\text{оп}} \approx 1$  м/с, при высоте контура от 5 до 10 м  $w_{\text{оп}} \approx 1,5$  м/с, для контуров с высотой более 10 м  $w_{\text{оп}} = 2 \div 2,5$  м/с. Сопротивление опускной системы  $\Delta p_{\text{оп}}$  рассчитывается по (7.1), (7.5), (7.7) и для данной конструкции опускной системы зависит только от расхода циркулирующей воды  $D_{\text{ц}}$ .

**Решение уравнения циркуляции.** Уравнение циркуляции (8.61) решают обычно графически. Для этого в координатах  $p_{\text{пол}}, \Delta p_{\text{оп}} = f(D_{\text{ц}})$  строят графики зависимости полезного напора и сопротивления опускной системы от расхода циркуляционной воды (рис. 8.17, а). Для построения кривых задаются тремя-четырьмя значениями  $D_{\text{ц}}$  и определяют для них  $p_{\text{пол}}$  и  $\Delta p_{\text{оп}}$ . С увеличением  $D_{\text{ц}}$  сопротивление опускной системы возрастает, а полезный напор уменьшается (из-за уменьшения  $\phi_{\text{ср}}$  и увеличения  $H_{\text{т.з}}$ ). Точка пересечения кривых определяет для рассчитываемого контура расход циркулирующей воды, полезный напор контура и сопротивление опускной системы. Зная величину  $D_{\text{ц}}$ , легко рассчитать кратность циркуляции контура  $k_{\text{ц}} = D_{\text{ц}}/D$  и паросодержание на выходе  $x_{\text{вых}} = 1/k_{\text{ц}}$ . Для обеспечения работы поверхности теплообмена испарителя в условиях развитого пузырькового кипения и предотвращения образования отложений в выходных участках паросодержание на выходе не должно превышать 25—35 % при  $k_{\text{ц}} > 3$  в ПГ АЭС любых параметров, имеющих практическое значение. Этим определяется нижний предел кратности циркуляции контура. Большие значения кратности циркуляции ( $k_{\text{ц}} > 8$ ) нецелесообразны, так как при этом увеличиваются капитальные затраты. Если полученная для контура величина  $k_{\text{ц}}$  выходит за указанные предельные значения ( $3 \leq k_{\text{ц}} \leq 8$ ), то необходимо внести изменения в конструкцию ПГ, и прежде всего следует изменить конструкцию опускной и подъемной систем необогреваемых труб. Если указанных мероприятий недостаточно, то необходимо изменить конструкцию собственно испарителя, компоновка которого тесно связана с условиями теплопередачи.

В пароотводящих трубах может быть получено отрицательное значение полезного напора, что является допустимым при достаточном полезном напоре всего контура (см. рис. 8.17, б). Уменьшение сопротивления пароотводящих труб (увеличение их суммарного проходного сечения) повышает полезный напор их самих и контура в целом.

**Уравнение циркуляции для контура, являющегося одним из контуров ПГ с несколькими циркуляционными системами с разными тепловыми и конструктивными характеристиками,** зависит также от средней кратности циркуляции всего ПГ  $k_{\text{ц}}^{\text{пр}}$ . В этом случае для решения уравнения циркуляции каждого контура необходимо предварительно задаться значением  $k_{\text{ц}}^{\text{пр}}$ . После расчета циркуляции всех контуров проводят проверку выбранного значения  $k_{\text{ц}}^{\text{пр}}$ . Если полученное значение существенно отличается от выбранного, то следует провести корректировку расчета.

**Уравнение циркуляции для сложных контуров.** Сложный циркуляционный контур применительно к ПГ АЭС можно осуществить параллельным включением на одну опускную систему нескольких испарителей с различным обогревом (производительностью). Такая схема, в частности, будет иметь место, если один сепарационный барабан объединит несколько испарителей.

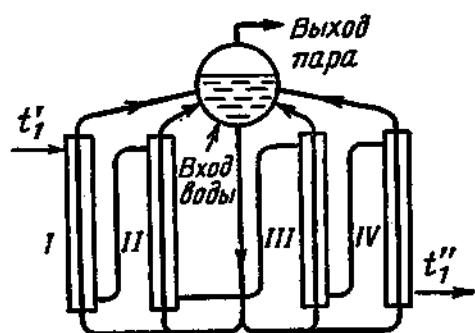


Рис. 8.18. Принципиальная схема сложного контура циркуляции: I, II, III, IV — испарители с различным обогревом ( $Q_I > Q_{II} > Q_{III} > Q_{IV}$ )

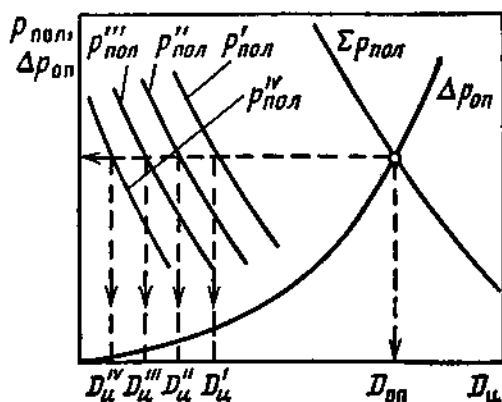


Рис. 8.19. График решения уравнения циркуляции для сложного контура

Принципиальная схема сложного контура представлена на рис. 8.18. Уравнение циркуляции для него имеет вид

$$\left. \begin{aligned} p_{\text{пол}}^I &= \Delta p_{\text{оп}}; \\ p_{\text{пол}}^{II} &= \Delta p_{\text{оп}}; \\ &\dots \dots \dots \\ p_{\text{пол}}^I &= \Delta p_{\text{оп}}. \end{aligned} \right\} \quad (8.76)$$

Уравнение материального баланса

$$D_{\text{ц}}^I + D_{\text{ц}}^{II} + \dots + D_{\text{ц}}^I = D_{\text{оп}}. \quad (8.77)$$

Графическое решение уравнения циркуляции (8.76) представлено на рис. 8.19. Циркуляция в каждом контуре испарителя характеризуется соответствующей кривой полезного напора. Кривая полезного напора для всего ПГ строится посредством суммирования расходов при выбранных значениях  $p_{\text{пол}}$ . Точка пересечения этой кривой с графиком  $\Delta p_{\text{оп}} = f(D_{\text{ц}})$  дает значения полезного напора, сопротивления опускной системы и расхода через опускные трубы для ПГ в целом. Расходы воды через отдельные испарители можно найти по построенной для них кривой  $p_{\text{пол}}^I = f(D_{\text{ц}})$ . Как видно из рис. 8.19, расход воды через испарители зависит от интенсивности обогрева.

**Надежность естественной циркуляции.** Нарушения устойчивой работы циркуляционных контуров в общем случае могут быть вызваны неполадками как в подъемной, так и в опускной системе. В подъемной системе при существенно неодинаковых тепловых условиях работы параллельных каналов возможны весьма малые (близкие к нулю) расходы рабочей среды через некоторые из них.

Если слабообогреваемая трубка включена в паровой объем сепарационного барабана, то в ней может образоваться так называемый свободный уровень. Расход воды через сечение, где обра-

зовался свободный уровень, близок к нулю. Вырабатываемый в трубе пар барботирует через водяной столб и с малой скоростью омывает ее стенки на участке выше уровня. Вода из опускной системы поступает в такую трубу в количестве, соответствующем образовавшемуся пару.

При вводе аналогичной трубы в водяной объем барабана в ней может произойти застой или опрокидывание циркуляции. В последнем случае труба начнет работать с опускным движением воды и довольно малой скоростью. Образующийся пар будет медленно подниматься в сепарационный барабан.

В обоих режимах в связи со значительным ухудшением теплоотдачи температура стенки может быть выше  $t_{ст}^{доп}$ .

Если практические обстоятельства требуют выполнения испарителей с большой тепловой неравномерностью, то их необходимо проверить на устойчивость против образования свободного уровня или опрокидывания циркуляции. Методика такой проверки излагается, например, в [32].

На надежность и устойчивость циркуляционных контуров в ПГ основное влияние оказывает работа опускной системы. Отклонение ее режимов от расчетных допускается лишь в тех пределах, в каких не будет существенного уменьшения подачи воды в подъемную систему. При уменьшении кратности циркуляции по сравнению с расчетной и особенно при приближении ее к единице испарительные трубы работают в условиях переходного режима. Малые коэффициенты теплоотдачи и наличие отложений резко ухудшают отвод тепла, и температура стенки труб приближается к температуре теплоносителя. Для ПГ с высокотемпературными теплоносителями при этом может возникнуть опасность разрыва труб. Недопустимы такие режимы и для низкотемпературных теплоносителей, так как под слоем отложений начнутся интенсивные коррозионные процессы, что уменьшает надежность поверхности теплообмена. В обоих случаях наличие отложений снижает производительность установки.

Таким образом, циркуляционные неполадки одинаково недопустимы для любых ПГ АЭС.

Уменьшение расхода воды в контуре может произойти вследствие увеличения гидравлического сопротивления опускной системы по отношению к расчетным значениям. Причиной этого может стать наличие в опускной системе паровой фазы, проникшей в опускную систему из сепарационного барабана или образовавшейся непосредственно в ней.

Захват пара из барабана. Если входные сечения опускных каналов расположены на небольшом расстоянии от уровня воды  $H_{ур}$ , то возможно образование так называемой воронки, через которую будет захватываться пар.

Установлено, что при выполнении опускной системы из труб относительно небольших диаметров (не более 100 мм) воронка не образуется, если  $H_{ур} > 200$  мм. Если опускная система представляет собой единичный канал большого сечения, то вход в нее

выполняется сетчатым. При большой несимметрии подвода в барабан пароводяной смеси применяются специальные конструкции входа в опускную систему, гасящие центробежные эффекты.

В барботажных сепарационных устройствах может быть захват паровой фазы в опускную систему при условии, если скорость всплывания пузырьков пара меньше скорости опускных токов. Такой захват весьма вероятен в циркуляционных контурах при совмещении подъемной и опускной систем в одном корпусе (см. рис. 4.6). Вероятность захвата в таких схемах уменьшается при увеличении высоты разделяющего кожуха.

Вскипание воды на входе в опускную систему (кавитация). Давление перед входом в опускную систему больше, чем в сечении зеркала испарения, на значение массы столба жидкости. В самом входе имеет место скачкообразное уменьшение давления из-за внезапного сужения проходного сечения и резкого возрастания скорости. Суммарное давление  $p_{вх}$ , Па, в этом сечении

$$p_{вх} = p_6 + [gH_{ур}\rho' - (\xi_{вх} + 1)\rho'w_{оп}^2/2], \quad (8.78)$$

где  $p_6$  — давление в сепарационном барабане, Па;  $H_{ур}$  — высота уровня воды, м;  $w_{оп}$  — скорость воды в опускной системе, м/с;  $\xi_{вх}$  — коэффициент сопротивления входа, который зависит от конструкции соединения опускной системы с барабаном. В большинстве случаев  $\xi_{вх} = 0,5$ . Если давление на входе в опускную систему больше, чем в барабане, то вода будет недогрета до насыщения и парообразования не произойдет. Если  $p_{вх} < p_6$ , то вода вскипит, так как энтальпия воды превысит энтальпию кипения, соответствующую  $p_{вх}$ .

Из (8.78) можно получить условие отсутствия кавитации в опускных трубах:

$$gH_{ур}\rho' - (\xi_{вх} + 1)\rho'w_{оп}^2/2 > 0$$

или

$$\text{при } \xi_{вх} = 0,5 \quad H_{ур} > 1,5w_{оп}^2/2g. \quad (8.79)$$

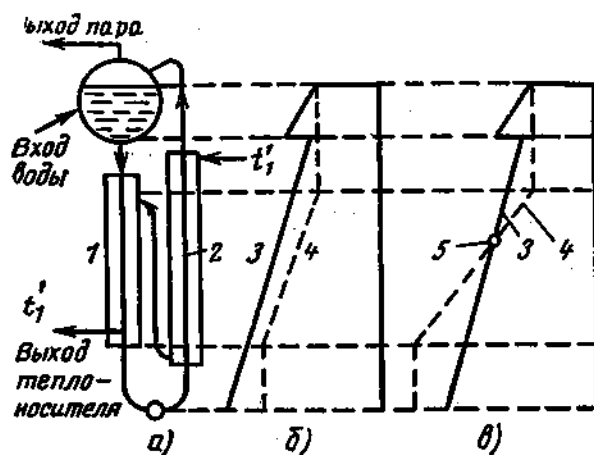
Из (8.79) следует, что чем больше скорость воды в опускной системе, тем выше должен быть уровень воды в барабане.

**Парообразование в опускной системе.** Непосредственно в опускной системе образование пара может быть только при ее обогреве. Это имеет практический смысл, если по какой-либо причине в сепарационном барабане целесообразно иметь существенный недогрев воды до температуры насыщения.

Возможная принципиальная схема такого испарителя представлена на рис. 8.20, а. Вода из регенеративной схемы АЭС с большим недогревом до  $t_s$  подается в сепарационный барабан в зону, прилегающую к опускной системе. Следует иметь в виду, что такая схема должна рассматриваться как исключение. Более проста и требует меньших капитальных затрат схема с подачей недогретой воды непосредственно в поверхность теплообмена ис-

Рис. 8.20. Схема контура с обогревом опускной системы (а) и графики изменения энтальпий (б, в):

1 — обогреваемый участок опускной системы; 2 — испаритель; 3 —  $h' = -f(p)$ ; 4 —  $h_v = f(Q_{оп})$ ; 5 — сечение вскипания



парителя или в верхнюю часть сепарационного барабана. В обоих случаях догрев поданной воды до  $t_s$  будет осуществляться вследствие конденсации части выработанного в испарителе пара.

Если исходные данные все же требуют применения схемы 8.20, а, то необходимо определить допустимый уровень обогрева опускной системы. Очевидно, количество подведенного тепла должно быть таким, при котором парообразование в опускных трубах не начнется. Значение энтальпии насыщения  $h'$  по мере движения воды вниз возрастает. Одновременно вследствие подвода тепла возрастает и ее действительная энтальпия  $h_v$ . Закипание не начнется, если  $h' > h_v$  по всей высоте опускных труб (см. рис. 8.20, б). Изменение энтальпии насыщения зависит от изменения давления  $\Delta p_H$ , Па, которое будет происходить следующим образом:

$$\Delta p_H = p_H - p_6 = (H g \rho' - \Delta p_{оп}^H), \quad (8.80)$$

где  $p_H$  — давление в рассматриваемом сечении опускных труб, Па;  $p_6$  — давление в сепарационном барабане, Па;  $H$  — расстояние от рассматриваемого сечения до уровня воды в барабане, м;  $\rho'$  — плотность воды в опускной системе при температуре насыщения, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p_{оп}^H$  — сопротивление опускных труб на длине  $H$ , Па, определяемое по формуле

$$\Delta p_{оп}^H = k_m \xi H \rho' w_{оп}^2 / d; \quad (8.81)$$

здесь  $\xi$  — коэффициент трения;  $d$  — диаметр опускной трубы, м;  $k_m$  — поправка на местные сопротивления.

Приращение энтальпии насыщения равно  $(\partial h' / \partial p) \Delta p_H$ . Повышение действительной энтальпии воды за счет обогрева составит  $(\Delta h_{оп} / H_H) H$  ( $\Delta h_{оп}$  — приращение энтальпии на всей длине опускных труб).

Если в опускную систему входит вода, недогретая до  $t_s$  на величину  $\Delta h_6$ , то закипание в рассматриваемом сечении не произойдет, если выполнено условие

$$\frac{\partial h'}{\partial p} \Delta p_H > \frac{\Delta h_{оп}}{H_H} H - \frac{\Delta h_6}{H_H} H. \quad (8.82)$$

Следует иметь в виду, что приращение энтальпии насыщения в зависимости от давления  $dh'/dp$  существенно больше при низком и среднем давлениях по сравнению с высоким. На рис. 8.20, в точка пересечения прямых, соответствующих росту энтальпии насыщения и энтальпии воды по длине канала, определяет сечение, в котором начнется кипение в опускной обогреваемой системе для случая  $\Delta h_0 = 0$ .

Влияние изменения давления на надежность контура циркуляции. Падение давления приводит к уменьшению энтальпии насыщения. Очевидно, для каждого контура циркуляции существует такое давление, при достижении которого действительная энтальпия воды в опускных трубах станет равной энтальпии насыщения. Дальнейшее уменьшение давления недопустимо, так как произойдет самовскипание воды в опускных трубах. Одновременно нужно иметь в виду, что со снижением давления снижается и температура насыщения, а следовательно, увеличивается температурный перепад на участке стенка — вода. В соответствии с этим определенное количество тепла, аккумулированное в металле опускных труб, будет передано воде. Таким образом, при эксплуатационном снижении давления в опускной системе высвобождается некоторое количество аккумулированного в воде и металле тепла. Если не учитывать рост нивелирного давления, это количество тепла при движении воды в опускной системе  $\Delta Q_{оп}^{ак}$ , Вт, может быть подсчитано по соотношению

$$\Delta Q_{оп}^{ак} = (G_m^{оп} C_m^{оп} dt_s/dp + G_v dh'/dp) (dp/d\tau), \quad (8.83)$$

где  $G_m^{оп}$ ,  $C_m^{оп}$  — масса, кг, и теплоемкость металла опускных труб, Дж/(кг·К);  $G_v$  — масса воды в опускной системе, кг;  $dt_s/dp$  — изменение температуры насыщения при изменении давления, °С/Па;  $dp/d\tau$  — скорость изменения давления в испарителе, Па/с. Вследствие увеличения нивелирного давления недогрев воды до состояния насыщения также увеличивается на  $\Delta h_{нед}$ . Чтобы скомпенсировать этот недогрев, к циркулирующей воде необходимо подвести тепло  $\Delta Q_{оп}^{нед}$ , Вт, равное

$$\Delta Q_{оп}^{нед} = D_{п} \Delta h_{нед} = D_{п} (H_{пгp'} - \Delta p_{оп}) (dh'/dp). \quad (8.84)$$

Таким образом, при учете обоих процессов в опускной системе реально будет высвобождаться при снижении давления тепло  $\Delta Q_{оп}$ , Вт, в количестве

$$\Delta Q_{оп} = \Delta Q_{оп}^{ак} - \Delta Q_{оп}^{нед}. \quad (8.85)$$

Если  $\Delta Q_{оп} > 0$ , то в опускных трубах образуется пар. Вопрос о допустимости образования в опускной системе пара решается на основе анализа уравнения циркуляции, составленного для каждого конкретного случая. При этом движущий напор должен определяться с учетом дополнительного количества тепла  $\Delta Q_{под}$ , Вт,

высвобождающегося в подъемной системе:

$$\Delta Q_{\text{под}} = [(G_{\text{м}}^{\text{под}} C_{\text{м}}^{\text{под}} \partial t_{\text{с}} / \partial p) + (G_{\text{см}} \partial h_{\text{см}} / \partial p)] (\partial p / \partial \tau) + D_{\text{п}} (H_{\text{пг}} \bar{p}_{\text{см}} - \Delta p_{\text{под}}) (\partial h_{\text{см}} / \partial p), \quad (8.86)$$

Если решение уравнения циркуляции для заданных условий дает приемлемую кратность циркуляции, то предполагаемая максимальная скорость снижения давления  $\partial p / \partial \tau$  допустима. Во всех случаях следует стремиться к режиму с  $\Delta Q_{\text{оп}} \leq 0$ .

При повышении давления в испарителе работа опускных труб остается без изменения. Изменения полезного напора связаны с увеличением высоты точки закипания, т. е. повышением энтальпии насыщения. С ростом давления полезный напор снижается. Допустимые пределы повышения давления по условиям надежности циркуляции определяются также из анализа конкретного уравнения циркуляции по получаемой при этом кратности циркуляции.

## ГЛАВА 9

# ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПЕРЕХОДА ПРИМЕСЕЙ ВОДЫ В ПАР

## § 9.1. ТРЕБОВАНИЯ К ЧИСТОТЕ ПАРА

Вода, из которой в испарителе ПГ в процессе кипения производится рабочий пар, содержит в виде примесей летучие (газообразные) и нелетучие вещества, растворенные в ней.

Если количество какого-либо нелетучего вещества превышает соответствующее пределу растворимости в воде при давлении и температуре насыщения в испарителе, то соответствующая масса выпадет в виде твердой фазы — накипи или шлама. Пар, выходящий из испарителя, уносит все летучие и в определенном количестве растворенные в воде нелетучие вещества. Шлам оседает в различных местах нижних частей экономайзера или испарителя и не выносится в пароотводящие элементы. Получить пар, полностью свободный от примесей, невозможно. Но при этом следует иметь в виду, что по требованиям, предъявляемым к чистоте, рабочий пар относится к классу особо чистых веществ. Снижение количества уносимых паром из испарителя веществ до уровня, при котором обеспечивается надежная работа пароперегревателя, а также надежная и экономичная работа турбины в настоящее время особых трудностей не вызывает. Однако чем выше требования к чистоте пара, тем выше капитальные и эксплуатационные затраты на системы подготовки добавочной воды и очистки пара. В зависимости от параметров и мощности единичных агрегатов паротурбинной электростанции следует оценивать предельно допустимые размеры уноса с паром примесей воды.

Очевидно, они должны быть такими, при которых будут иметь место допустимые скорость и масса отложений веществ в проточной части турбины. Для ПГ тепловых и атомных станций с многократной циркуляцией теплоносителя предельно допустимое содержание примесей в перегретом паре  $c_{п}^{доп}$  не должно превышать следующих значений:

а) соединений натрия в пересчете на натрий:

$p_2$ , МПа	$c_{п}^{доп}$ , мкг/кг
Менее 4	60—100
4—10	15—25
Более 10	10—15

б) Кремниевой кислоты (в пересчете на  $SiO_2$ ):

Не менее 7	15—25 мкг/кг
------------	--------------

Меньшие значения  $c_{п}^{доп}$  относятся к конденсационной электрической станции, а большие — к ТЭЦ. Это главным образом объясняется тем, что из проточной части теплофикационных турбин с отобранным паром выносится и соответствующее количество примесей.

Для прямоточных ПГ следует в первую очередь регламентировать содержание примесей в питательной воде. Для пара высоких параметров она не должна содержать кремниевой кислоты более 15 мкг/кг (в пересчете на  $SiO_2$ ) и соединений натрия более 5 мкг/кг (в пересчете на Na).

Современные АЭС используют, как правило, паротурбинный цикл с насыщенным паром относительно низкого давления (не более 7 МПа). При таких параметрах загрязнение пара происходит только за счет уноса паром капель влаги с растворенными в них веществами. При расширении насыщенного пара в турбине примеси, содержащиеся в нем, на элементах проточной части не отложатся, они будут оставаться растворенными в воде, количество которой будет непрерывно нарастать начиная с первой ступени турбины. По условиям надежности проточной части, обеспечения высокой экономичности турбины, предотвращения интенсивной коррозии и эрозии начальная влажность рабочего пара должна быть возможно меньшей (не выше 0,2 %). Даже при такой малой начальной влажности невозможно обеспечить допустимую влажность в последних ступенях турбины. Поэтому весь частично отработавший в турбине пар направляется для сепарации и перегрева в специальный элемент сепаратор-пароперегреватель, после которого уже несколько перегретый поступает в часть низкого давления турбины. Таким образом, для цикла насыщенного пара главным критерием чистоты пара является не содержание в нем примесей, а влажность на выходе из ПГ.

Малая влажность пара непосредственно определена быть не может, о ней можно судить по содержанию примесей (например, солей Na) в паре. Названные выше допустимые содержания соединений натрия в рабочем паре высоких параметров соответствуют вполне приемлемой влажности на выходе из испарителя ПГ АЭС.

Для насыщенного пара давлением не менее 7 МПа определение его влажности возможно осуществлять путем сравнения концентраций кремниевой кислоты в паре и воде ПГ. Если на АЭС применить схему с перегревом выработанного ПГ насыщенного пара в реакторе, то требования к чистоте пара должны быть более высокими.

## § 9.2. ПЕРЕХОД ПРИМЕСЕЙ ИЗ ВОДЫ В ПАР

Летучие вещества, поступившие в ПГ с питательной водой, практически целиком переходят в рабочий пар (за исключением некоторого количества, участвующего в коррозионных процессах в поверхностях нагрева). Вместе с паром они проходят проточную часть турбины и поступают в конденсатор, из которого в большей части удаляются.

Однако следует иметь в виду, что наличие летучих веществ в рабочем паре должно быть по возможности ограничено, ибо они могут оказать влияние на интенсификацию коррозионно-эрозийных процессов в турбине.

Условия для перехода нелетучих примесей воды в рабочий пар в прямоточных ПГ и ПГ с многократной принудительной циркуляцией различны.

В прямоточных ПГ по мере движения пароводяной смеси в испарителе будет происходить нарастание в воде концентрации всех содержащихся в ней веществ, завершающееся выделением в твердом виде в зоне завершения кипения (зона доупаривания). В этой зоне паровая фаза находится в контакте с высококонцентрированными растворами, а в конце ее уже несколько перегретый пар — в контакте с твердыми веществами. В результате этого контакта примеси питательной воды и продукты коррозии металла поверхностей нагрева, перешедшие в воду, могут быть частично унесены с перегретым паром, а частично отложиться на стенках труб в области доупаривания воды (переходная зона). Количество унесенных с паром примесей зависит от его параметров и скорости движения. При низких и средних давлениях перегретый пар практически свободен от естественных примесей воды. Незначительное количество их, а также продуктов коррозии может быть механически унесено с паром при больших скоростях его течения.

При переходе к высоким параметрам содержание в паре некоторых веществ существенно увеличивается, т. е. более заметная доля их начинает выноситься из поверхности нагрева. При этом поступление веществ в пар приобретает избирательный характер: интенсивность уноса различных веществ различна. Применительно к веществам, присутствие которых наиболее вероятно в воде ПГ, в наибольших относительных количествах с паром выносятся оксиды железа и кремниевая кислота. Например, при давлениях не менее 7 МПа вся кремниевая кислота, поступившая в ПГ с питательной водой, будет унесена с паром без отложения на поверхностях теплообмена. Различный относительный вынос веществ с

паром (избирательный вынос) объясняется тем, что как перегретый, так и насыщенный пар при высоких параметрах проявляет себя как достаточно хороший растворитель. При этих условиях в поверхностях нагрева прямоточных ПГ остается только такое количество той или иной примеси питательной воды, которое не растворилось в паре. Количественные соотношения, характеризующие растворимость примесей в паре, определяются его параметрами и физико-химическими свойствами веществ.

В испарителях ПГ с многократной циркуляцией образующийся в поверхностях нагрева пар контактирует, как правило, с весьма сильно разбавленными растворами. На выходе из парового объема сепарационной части испарителя (из сепарационного барабана) насыщенный пар всегда имеет, хотя и в незначительном количестве, водяную фазу (десятые или даже сотые доли массы пара). Поэтому в насыщенном паре таких ПГ помимо веществ, избирательно растворенных в нем, содержатся в соответствующих количествах и все примеси, растворенные в воде, из которой он вырабатывается. Чем выше давление пара, тем больше индивидуальная растворимость в нем веществ. Поэтому в насыщенном паре повышенного давления (не менее 7 МПа) содержание оксидов железа и кремниевой кислоты существенно превысит содержание любых других веществ, уносимых паром только с капельной влагой.

Если ПГ вырабатывает насыщенный пар, то примеси, унесенные из испарителя, непосредственно поступят в турбину. В ПГ, вырабатывающих перегретый пар, унесенная насыщенным паром влага испаряется во входных участках пароперегревателя, а содержащиеся в ней примеси переходят в соответствующих количествах в паровые растворы и в твердые отложения на стенках пароперегревателя. Вещества, растворенные непосредственно в насыщенном паре, сохраняются в нем и вместе с веществами, уносимыми дополнительно из перегревателя, поступают в турбину. Однако следует иметь в виду возможность отложения в пароперегревателе оксидов железа. Следовательно, в ПГ с многократной циркуляцией имеют место два пути перехода примесей из воды в пар: непосредственное растворение веществ в насыщенном паре и механический унос частичек парогенераторной воды. Источником поступления примесей в пар является парогенераторная вода, поэтому очевидно соотношение

$$c_{\text{п}i} = k_i c_{\text{в}i}, \quad (9.1)$$

где  $c_{\text{п}i}$  — массовая доля любой индивидуальной примеси в паре, мг/кг;  $k_i$  — коэффициент пропорциональности, называемый *коэффициентом выноса*;  $c_{\text{в}i}$  — массовая доля любой индивидуальной примеси в парогенераторной воде, мг/кг.

На основе изложенного можно считать, что коэффициенты выноса каждого вещества при прочих равных условиях зависят от интенсивности уноса влаги и растворимости веществ в паре

### § 9.3. РАСТВОРИМОСТЬ ВЕЩЕСТВ В ПАРЕ

Пар как растворитель проявляет себя по-разному по отношению к различным веществам, содержащимся в парогенераторной воде. Некоторые из них начинают растворяться в паре при низких давлениях, растворимость других ничтожна даже при сверхвысоких давлениях.

В диапазоне давлений вплоть до 6 МПа растворимость в насыщенном паре нелетучих веществ мала, за исключением оксидов железа. Как правило, ПГ АЭС питаются конденсатом с добавкой обессоленной воды. В этих условиях продукты коррозии и кремниевая кислота являются основными примесями воды, унос которых вследствие растворимости в паре имеет практическое значение.

При давлениях выше 6 МПа  $k_{\text{SiO}_2}$  резко увеличивается и существенно отличается от коэффициентов выноса других естественных примесей. Например, при давлении 11 МПа коэффициент выноса паром веществ  $k_{\text{общ}}$  имеет значение примерно 0,02 %, а  $k_{\text{SiO}_2} \approx 1$  %; при давлении 18,5 МПа  $k_{\text{общ}}$  практически тот же, а  $k_{\text{SiO}_2} = 7$  %. При давлениях выше 14 МПа проявляется растворяющая способность пара по отношению к хлористому натрию и едкому натру, в то время как сульфат натрия начинает растворяться в паре только при давлении выше 18 МПа.

Растворимость веществ в паре приобрела практическое значение при внедрении в энергетику пара высоких и особенно сверхвысоких параметров. Наиболее значительные успехи в получении практически важных данных и в построении теории процесса достигнуты в Советском Союзе научными коллективами, возглавлявшимися академиком М. А. Стыриковым. Эти работы выявили физико-химическую сущность процесса перехода веществ в пар, полностью идентичного процессу растворимости в любых других средах. При этом истинные паровые растворы образуются как при контакте пара с твердыми веществами, так и при прохождении его через водные растворы.

В зоне подогрева парогенераторной воды до  $t_s$  (экономайзерный участок) все примеси (кроме выпавших в виде шлама) находятся в виде водного раствора той или иной концентрации. С началом парообразования при нарастании паросодержания пароводяной смеси примеси в зависимости от их физико-химических свойств начинают распределяться между водяной и паровой фазами. Имеющий при этом место переход отдельных веществ из воды в пар количественно будет характеризоваться коэффициентом распределения (коэффициентом выноса вследствие растворимости)  $k_p = (c_p/c_v) = \text{const}$ . Таким образом, содержание индивидуального вещества, растворенного насыщенным паром и унесенного им, пропорционально содержанию вещества в парогенераторной воде:

$$c_p^p = k_p c_v, \quad (9.2)$$

где  $c_p^p$  — массовая доля данного вещества, растворенного в паре, мг/кг;  $c_v$  — массовая доля данного вещества в парогенераторной воде, мг/кг.

Исследования закономерностей растворимости в паре веществ, находящихся в растворенном состоянии в парогенераторной воде, проведенные в МЭИ, показали, что коэффициент распределения в сильной степени зависит от вида, в котором вещество находится в водном растворе. Наибольшей растворимостью в паре обладают вещества, находящиеся в воде в молекулярном виде. Вещества, находящиеся в виде ионов, растворяются в паре с большим трудом, но с ростом давления коэффициент растворения для них повышается.

Суммарная растворимость вещества в паре определяется видимым коэффициентом распределения

$$k_p^b = k_p^m + k_p^n, \quad (9.3)$$

где  $k_p^m$  и  $k_p^n$  — соответственно коэффициент распределения вещества, содержащегося в растворе в виде молекул и ионов. Видимый коэффициент распределения является основным в расчетах чистоты пара, и обычно он обозначается  $k_p$ .

Закономерности процесса перехода веществ из водного раствора в паровой отличаются для различных форм существования вещества. Коэффициент распределения, характеризующий переход вещества, находящегося в каком-то одном виде, в паровой раствор, называется истинным:

$$k_p^{\text{ист}} = k_p^m; \quad k_p^{\text{ист}} = k_p^n.$$

Экспериментальные исследования показали, что существует закон распределения веществ между паром и водой в пароводяной смеси, выражаемый степенной зависимостью от отношения плотностей фаз. Причем показатель степени имеет постоянное значение в широком диапазоне изменения параметров. Этот вывод был подтвержден О. И. Мартыновой теоретически.

Для нахождения видимого коэффициента распределения с достаточной степенью точности также может быть использована степенная зависимость его от отношения плотностей пара и воды

$$k_p = c_p/c_v = (\rho''/\rho')^n, \quad (9.4)$$

где  $\rho''$  — плотность пара, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho'$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $n$  — координационное число.

Уравнение (9.4) свидетельствует об определяющем влиянии на растворимость веществ в паре давления. Это подтверждается и обширными экспериментальными исследованиями, а также практикой эксплуатации парогенерирующих установок. Установлено также, что  $k_p \neq f(c_v)$ .

Увеличение  $k_p$  с ростом давления является следствием увеличения плотности насыщенного пара и его диэлектрической проницаемости — основных факторов, характеризующих растворяющую способность H<sub>2</sub>O в любом фазовом состоянии.

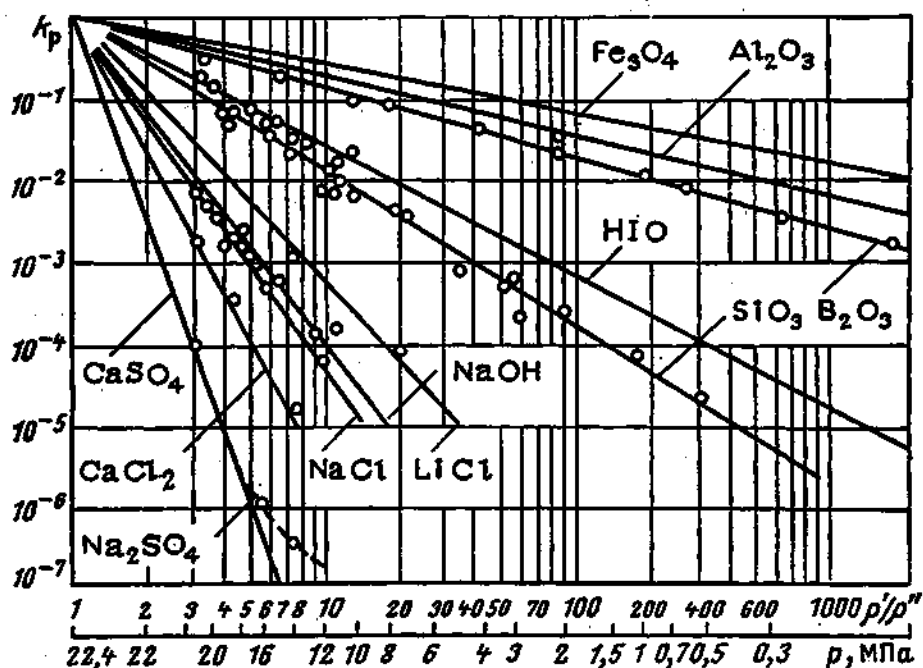


Рис. 9.1. Зависимость истинных коэффициентов распределения от отношения плотностей воды и пара для различных веществ

При критических параметрах  $\rho'' = \rho'$  равенство  $k_p = 1$  имеет место для любого вещества.

Зависимости  $k_p$  от  $\rho''/\rho'$ , рассчитанные по уравнению типа (9.4), представлены в логарифмических координатах на рис. 9.1. Каждому веществу соответствует своя линия — луч; изменения  $k_p$  даны на рисунке в зависимости от давления. Все лучи выходят из одной точки, соответствующей критическому давлению. Угол наклона луча зависит от показателя степени  $n$  или координационного числа, которая определяется природой вещества и физико-химическими свойствами паровых и водных растворов. Чем меньше значение  $n$ , тем меньше прочность связей молекул и ионов с водной фазой. Наибольшее значение  $n$  характерно для растворов тех веществ, которые в воде полностью диссоциированы на сильно гидратированные ионы, прочность связи которых с водой очень высока.

Все исследованные к настоящему времени вещества по их способности растворяться в паре разделяются на три группы, что видно из рис. 9.1 и табл. 9.1.

Вещества I группы — весьма слабые электролиты, молекулы которых в растворе непрочны связаны с молекулами воды, поэтому уже при сравнительно малых плотностях пара начинается заметный переход их из водного раствора в паровой. Изменения коэффициента распределения для этих веществ с ростом давления невелики.

Во II группу входят слабые кислоты, практически недиссоциированные в водных растворах. И хотя их молекулы более сильно связаны с водной фазой, коэффициент распределения для них имеет такие значения, с которыми следует считаться даже при

Таблица 9.1. Значения  $n$ , характеризующие зависимость  $k_p = (\rho''/\rho')^n$  для различных соединений

Группа	Соединение (состав твердой фазы)	Состав простейшей гидратной формы	$n$
I	$x\text{FeO}_y\text{Fe}_2\text{O}_3$	$x\text{Fe}(\text{OH})_2y\text{FeOOH}$	0,65
	$\text{Al}_2\text{O}_3$	$\text{AlOOH}$	0,77
	$\text{B}_2\text{O}_3$	$\text{HBO}_2$	0,88
II	$\text{I}_2$	$\text{HIO}$	1,5
	$\text{SiO}_2$	$\text{H}_2\text{SiO}_3$	1,9
III	$\text{LiCl}$	—	3,7
	$\text{Na}_2\text{O}$	$\text{NaOH}$	4,1
	$\text{NaCl}$	—	4,4
	$\text{CaCl}_2$	—	5,5
	$\text{CaSO}_4$	—	8,4
	$\text{Na}_2\text{SO}_4$	—	8,4

средних давлениях. Зависимость  $k_p = f(p)$  для этой группы более крутая — повышение давления, особенно в области высоких параметров, вызывает довольно резкий рост  $k_p$ .

К III группе относятся сильные соли и основания, которые в водных реакторах полностью диссоциированы на сильно гидратированные ионы, связи которых с водной фазой наиболее прочные (особенно для сульфатов). Применительно к веществам этой группы закономерность (9.4) характеризуется наибольшим значением  $n$ . Абсолютные значения коэффициентов распределения веществ этой группы невелики даже в области высоких давлений, но их возрастание при повышении давления наиболее значительно ( $n > 3$ ). Вещества третьей группы при любой реакции водного раствора (кислой, нейтральной или щелочной) растворяются в паре в ионной форме. Поэтому для них  $k_p^B = k_p^M = k_p^{\text{нст}} = k_p$ .

Вещества же первой и второй групп растворяются в паре в основном в виде молекул. Но использование для практических целей соотношения  $k_p = k_p^B = k_p^M = k_p^{\text{нст}}$  правомерно только в определенном диапазоне изменения pH. Точное совпадение этих коэффициентов распределения для веществ I и II групп имеет место только при нейтральной реакции (pH=7). Графики, представленные на рис. 9.1, получены именно для этого случая.

Оксиды железа при pH=6÷11 водного раствора находятся в основном в молекулярной форме. При расчете уноса оксидов железа с паром во всех практических случаях можно пользоваться соотношением  $k_p^B = k_p^M = k_p^{\text{нст}} = k_p$ .

Наиболее полно изучено влияние pH на распределение кремниевой кислоты между паром и водой. Установлено, что при давлениях до 14 МПа и при pH<10 переход ионов из воды в пар

пренебрежимо мал по сравнению с переходом молекул. Для этих условий при расчете уноса кремниевой кислоты с паром можно пользоваться рис. 9.1 и соотношением  $k_p^b = k_p^{\text{нст}} = k_p^{\text{мр}} = k_p$ .

При  $\text{pH} > 10$   $k_p^b \ll k_p^{\text{нст}}$ , определенного по рис. 9.1, например при  $\text{pH} = 11,5$   $k_p^b = 0,5 k_p^{\text{нст}}$  (по лучу).

При давлении больше 14 МПа растворимость ионов кремниевой кислоты в паре начинает сказываться весьма заметно, и ее необходимо учитывать уже по суммарному коэффициенту распределения. Для определения уноса кремниевой кислоты при давлениях, больших 14 МПа, если при этом  $\text{pH} > 10$ , с достаточной для практики точностью можно использовать зависимости  $k_p = f(\text{pH})$ , приведенные в [1].

Другие режимные факторы, за исключением давления и  $\text{pH}$ , не оказывают влияния на коэффициенты распределения веществ.

Унос какого-либо вещества в виде парового раствора происходит независимо от присутствия как в водном, так и в паровом растворах других веществ. Растворимость примесей обнаруживается и в перегретом паре, который практически всегда контактирует в начальных участках пароперегревателей с концентрированной влагой, унесенной из испарителя, а затем, после упаривания этой влаги, — с твердой фазой. Это облегчает переход в паровой раствор любого вещества, что подтверждается и практикой эксплуатации.

Растворимость веществ в паре растет с увеличением его плотности, а следовательно, и давления.

Рост температуры также увеличивает растворимость большинства веществ (кроме оксидов железа, имеющих отрицательный коэффициент растворимости) в перегретом паре. Однако при постоянном давлении рост температуры приводит к уменьшению плотности пара, и поэтому растворимость в этом случае может иметь минимум.

Количественные соотношения, характеризующие растворение в перегретом паре различных веществ, имеют вид

$$c_{\text{п}} = K_{\text{пп}} (\rho_{\text{п}})^m, \quad (9.5)$$

где  $K_{\text{пп}}$  и  $m$  — постоянные величины, зависящие от температуры пара и физико-химических свойств вещества;  $\rho_{\text{п}}$  — плотность перегретого пара,  $\text{кг/м}^3$  [ $\rho_{\text{п}} = f(\rho_{\text{п}}, T_{\text{п}})$ ].

## § 9.4. МЕХАНИЧЕСКИЙ УНОС ПРИМЕСЕЙ С НАСЫЩЕННЫМ ПАРОМ

Механический унос примесей с насыщенным паром имеет место только в ПГ с многократной циркуляцией. Он заключается в механическом уносе паровыми струями капельной влаги при выходе пара с зеркала испарения. Вместе с водяной фазой в пар поступают и растворенные в ней примеси.

Вещества, находящиеся в парогенераторной воде в виде шлама, из водяного объема ПГ не выносятся.

Растворы веществ в парогенераторной воде характеризуются равномерностью концентраций в верхней части водяного объема. Это предопределяет равенство концентраций отдельных веществ как в унесенной паром влаге, так и в парогенераторной воде. В связи с этим можно записать

$$C_{об}/G_{об} = C_{вл}/G_{вл}, \quad (9.6)$$

где  $C_{об}$  и  $C_{вл}$  — суммарная масса всех примесей соответственно в парогенераторной воде и в воде, унесенной из сепарационного объема насыщенным паром, мг;  $G_{об}$  и  $G_{вл}$  — соответственно масса парогенераторной воды и воды, унесенной с паром, кг.

Массовая доля всех примесей в паре  $c_{п}^{общ}$ , мг/кг,

$$c_{п}^{общ} = C_{вл}/(G_{п} + G_{вл}). \quad (9.7)$$

При подстановке в (9.7) значения  $C_{вл}$  из (9.6) получим

$$c_{п}^{общ} = \frac{C_{об}G_{вл}}{(G_{п} + G_{вл})G_{об}} = \frac{G_{вл}}{(G_{п} + G_{вл})} \frac{C_{об}}{G_{об}}, \quad (9.8)$$

где  $G_{вл}/(G_{п} + G_{вл})$  — отношение массы влаги, содержащейся в насыщенном паре, к суммарной массе влажного пара, называемое *влажностью пара*  $\omega$  (иногда влажность пара  $\omega$  выражают в процентах);  $C_{об}/G_{об}$  — общая концентрация примесей в парогенераторной воде, мг/кг.

Следовательно, (9.8) можно записать в виде

$$c_{п}^{общ} = \omega c_{в}^{общ}. \quad (9.9)$$

Сопоставляя (9.1) и (9.9), легко установить, что коэффициент механического выноса веществ численно равен влажности пара, выходящего из парового объема испарителя (сепарационного барабана). Такое положение имеет место при правильной организации гидродинамики водяного объема (сепарационного барабана), что обеспечивает равномерность концентрации всех примесей по всему водяному объему и, что особенно важно, в его верхней части.

Таким образом, закономерности механического уноса примесей, которые необходимо знать для обеспечения требуемой чистоты пара, определяются условиями осушки выходящего из сепарационного объема насыщенного пара.

При принятых параметрах и конструктивных характеристиках сепарационного объема влажность пара, поступающего в паровое пространство, а следовательно, и количество примесей, механически уносимых насыщенным паром, увеличиваются с ростом производительности ПГ (а следовательно, с увеличением  $\omega''_0$  и  $R_s$ ), с уменьшением высоты парового объема.

Влияние содержания примесей парогенераторной воды на их содержание в паре при механическом уносе в общем случае может

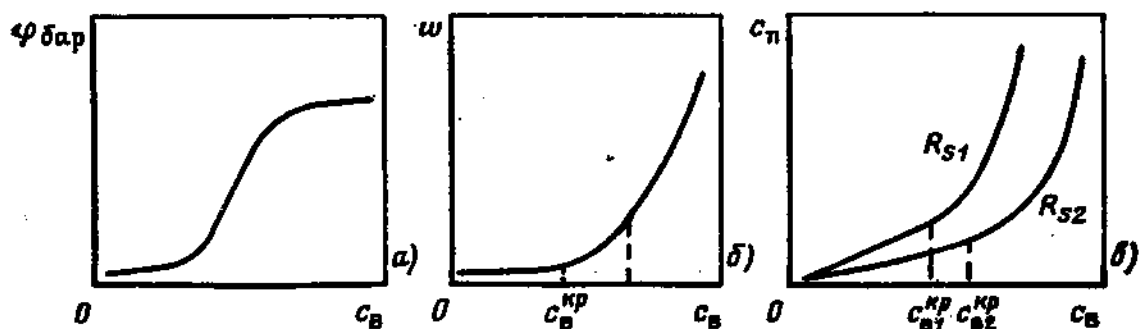


Рис. 9.2. Зависимость основных факторов, влияющих на солесодержание пара, от солесодержания воды для разных нагрузок зеркала испарения:  
 $a - \varphi_{\text{бар}} = f(c_{\text{в}})$ ;  $б - \omega = f(c_{\text{в}})$ ;  $в - c_{\text{п}} = f(c_{\text{в}})$

проявляться через ряд факторов. Основным из них является прямая связь  $c_{\text{п}}$  и  $c_{\text{в}}$ . (9.9)].

В принципе,  $c_{\text{в}}$  может оказать влияние на высоту парового объема, однако это может иметь место при так называемом набухании водяного объема при существенном значении  $c_{\text{в}}$ , которого в современных ПГ практически быть не может. Объяснить явление набухания водяного объема можно следующим образом: высота действительного уровня воды над нижним штуцером водомерного прибора (стекла  $H_{\text{в}}^{\text{д}}$ , м) определяется уровнем, измеряемым водомерным стеклом,  $H_{\text{в}}^{\text{в}}$ , м:

$$H_{\text{в}}^{\text{д}} = H_{\text{в}}^{\text{в}} (1 - \varphi_{\text{бар}}). \quad (9.10)$$

Истинное паросодержание при барботаже пара через водяной объем  $\varphi_{\text{бар}}$  имеет зависимость от солесодержания\* воды. Если  $c_{\text{в}}$  выше, то и  $\varphi_{\text{бар}}$  при прочих равных условиях будет выше. Это объясняется увеличением поверхностного натяжения  $\sigma$  растворов при росте их концентрации. При увеличении поверхностного натяжения среды, из которой получается пар, уменьшаются размеры паровых пузырей и скорость прохода их через водяной объем. Уменьшение скорости движения паровой фазы приводит к увеличению  $\varphi_{\text{бар}}$ , уменьшению  $H_{\text{в}}^{\text{д}}$  и в итоге — к увеличению механического уноса влаги.

На рис. 9.2, а представлена качественная зависимость  $\varphi_{\text{бар}} = f(c_{\text{в}})$ , для которой можно выделить три области. Первая область малого влияния  $c_{\text{в}}$  на  $\varphi_{\text{бар}}$  имеет место при питании ПГ обессоленной водой, что наиболее приемлемо для условий АЭС, где, как уже говорилось, реального влияния  $c_{\text{в}}$  на  $H_{\text{в}}^{\text{д}}$  не будет. Вторая область — область резкого изменения  $\varphi_{\text{бар}}$  с ростом  $c_{\text{в}}$  — может иметь место в ПГ ТЭС при питании добавочной водой, подготовленной по упрощенным схемам. Третья область — область практического отсутствия влияния большого солесодержания на

\* Под термином «солесодержание» здесь и в некоторых случаях в дальнейшем понимается суммарное содержание в воде всех нелетучих примесей. Применяется он только в целях более удобного изложения.

$\phi_{\text{бар}}$  — показывает существование предельной возможности влияния  $\sigma$  на формирование паровых пузырей в процессе парообразования. Повышение поверхностного натяжения водных растворов при росте их концентрации вызывает утонение водяных оболочек паровых пузырей. При входе в паровой объем водяная пленка парового пузыря разрывается. Очевидно, чем тоньше водяная пленка, тем большее число мелких водяных капель образуется при ее разрыве и паровом объеме. Чем мельче водяные капли, тем легче они уносятся паром, покидающим паровой объем.

Изложенное выше говорит о том, что механический унос примесей с паром следует рассматривать как достаточно сложное сочетание процессов гидродинамики и физико-химических.

Из рис. 9.2, б виден характер суммарного влияния рассмотренных выше факторов, связанных с содержанием примесей в парогенераторной воде на влажность пара для различных схем водного режима ПГ.

Зависимость влажности пара  $\omega = f(c_v)$  также может иметь три характерные области изменения, определяемые влиянием поддерживаемой в ПГ  $c_v$  на  $\sigma$  и  $\phi_{\text{бар}}$ . При изменении солесодержания от нуля (полностью обессоленная вода) до некоторого значения  $c_v^{\text{кр}}$ , называемого критическим солесодержанием, влажность пара практически не зависит от  $c_v$ . Переход на работу с водой, для которой  $c_v > c_v^{\text{кр}}$ , приведет к значительному росту  $\omega$ . Для ПГ одних и тех же параметров и при одинаковых схемах водного режима величина  $c_v^{\text{кр}}$  уменьшается при увеличении нагрузки зеркала испарения, уменьшении высоты парового объема испарителя. При повышении параметров ПГ при прочих равных условиях  $c_v^{\text{кр}}$  повышается. Зависимость содержания примесей в насыщенном паре  $c_{\text{п}}$  от механического уноса влаги, очевидно, должна определяться выражением  $\omega = f(c_v)$ . Опыт эксплуатации ПГ ТЭС это подтверждает. На рис. 9.2, в представлена зависимость  $c_{\text{п}} = f(c_v)$  для двух различных паропроизводительностей ПГ (нагрузок зеркала испарения  $R_{s1}$  и  $R_{s2}$ ). В области изменения солесодержания парогенераторной воды  $0 - c_v^{\text{кр}}$  количество примесей в паре нарастает пропорционально  $c_v$  ( $\omega = \text{const}$ ). При работе испарителя в условиях  $c_v > c_v^{\text{кр}}$  переход примесей в пар резко возрастает — это соответствует второй области зависимости  $\omega = f(c_v)$ , ПГ АЭС в области  $c_v > c_v^{\text{кр}}$  не работают. В настоящее время не следует предполагать таких режимов и для ПГ ТЭС.

Необходимо представлять характер влияния на механический унос примесей паром (а следовательно, и на влажность пара) паропроизводительности ПГ. С ростом паропроизводительности растут нагрузки зеркала испарения, скорости пара в паровом объеме и в любом дополнительно примененном сепарационном устройстве.

Влажность пара возрастает с ростом нагрузки в соответствии с закономерностью

$$\omega = AD^m, \quad (9.11)$$

где  $A$  — коэффициент, зависящий от конструктивных характеристик сепарационного устройства, физических свойств воды и пара;  $D$  — паровая нагрузка сепарационного устройства, кг/с;  $m$  — показатель степени, определяемый экспериментально для разных диапазонов нагрузки ПГ.

Для условий работы сепарационного барабана, а также сепарационного объема ПГ с погруженной поверхностью нагрева влажность пара можно выразить через нагрузку зеркала испарения или приведенную скорость пара, отнесенную к площади зеркала испарения:

$$\left. \begin{aligned} \omega &= A_1 (R_s)^m; \\ \omega &= A_2 (w_0'')^m. \end{aligned} \right\} \quad (9.12)$$

Зависимость влажности пара от приведенной скорости представлена на рис. 9.3.

На основании обработки большого количества экспериментальных и эксплуатационных данных установлено, что для нагрузок, при которых влажность пара очень мала (в пределах  $0-0,003\%$ ),  $m=1\div 2,5$ ; для нагрузок, при которых  $\omega=0,03\div 0,2\%$ ,  $m=2,5\div 4$ ; для нагрузок, обуславливающих  $\omega>0,2\%$ ,  $m=8\div 10$ .

На основании опыта эксплуатации ПГ ТЭС можно ожидать для ПГ АЭС  $\omega=AD^{1+2,5}$ .

## § 9.5. МЕТОДЫ ПОЛУЧЕНИЯ ЧИСТОГО ПАРА

Методы получения пара необходимой чистоты выбирают для каждого конкретного случая в зависимости от типа ПГ, способов подготовки добавочной воды и очистки конденсата с учетом закономерностей перехода примесей воды в рабочий пар.

В прямоточных ПГ заданное качество пара может быть обеспечено только соответствующей чистотой питательной воды. При низких и средних параметрах рабочий пар прямоточных ПГ практически свободен от нелетучих примесей, за исключением оксидов железа.

Качество питательной воды для них выбирают исходя из допустимой интенсивности отложений в поверхностях нагрева и обеспечения минимальных скоростей коррозионных процессов.

При высоких, сверхвысоких и закритических параметрах, наоборот, примеси питательной воды в значительной мере перейдут в пар. Для прямоточных ПГ задача получения чистого пара решается обеспечением в питательной воде определенных количеств примесей  $c_v \leq c_n^{\text{доп}}$ , т. е. выбором соответствующих систем очистки конденсата и подготовки добавочной воды.

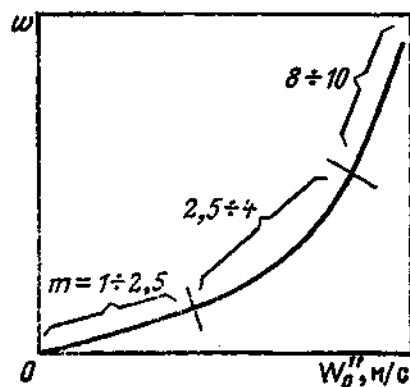


Рис. 9.3. Зависимость влажности пара от производительности ПГ

В ПГ с многократной циркуляцией в испарителе технология получения рабочего пара дает возможность при применении рациональной схемы сепарации обеспечить допустимую чистоту пара при определенном содержании примесей в парогенераторной воде, но при обязательном соблюдении условия  $c_v < c_v^{кр}$ . Оно может быть достигнуто и без применения сложных систем водоподготовки (дающих  $c_v \leq c_v^{дон}$ ). Однако нужно иметь в виду, что выбор способа подготовки добавочной воды и очистки конденсата, а также решения вопроса о способе коррекции состава парогенераторной воды должен быть обоснован результатами детальных технико-экономических расчетов и сопоставлений различных вариантов.

Для ПГ с многократной циркуляцией уравнение (9.1) может быть представлено в следующем виде:

$$c_{pi} = (k_{pi} + \omega) c_{vi}, \quad (9.13)$$

где  $k_{p1}, k_{p2}, \dots, k_{pm}$  — коэффициенты распределения нормируемых примесей воды;  $c_{v1}, c_{v2}, \dots, c_{vm}$  — массовая доля этих примесей в воде, мг/кг.

Коэффициенты выноса какого-либо вещества могут быть представлены из (9.1) и (9.13) в виде

$$k_i = k_{pi} + \omega. \quad (9.14)$$

При средних давлениях для всех примесей, кроме оксидов железа,

$$k_{pi} = k_{p1} = k_{p2} = \dots = k_{pm} = 0. \quad (9.15)$$

Из (9.13) следует, что повышение чистоты пара в ПГ с многократной циркуляцией может быть осуществлено при воздействии на три фактора: на коэффициент распределения веществ между паром и водой, влажность насыщенного пара и концентрацию примесей в парогенераторной воде.

В § 9.3 отмечалось, что коэффициент распределения — функция параметров, физико-химических свойств веществ и значения pH воды. Для конкретных ПГ с заданными системами водоподготовки единственным путем воздействия на  $k_p$  остается изменение pH воды. Но в пределах оптимальных для парогенераторной воды значений pH (по условиям коррозии)  $k_p \neq f(pH)$ . Следовательно, и эта возможность уменьшения  $k_p$  практического значения не имеет. В этих условиях единственной возможностью обеспечения наименьшей концентрации веществ в паровых растворах является промывка их водой, имеющей меньшие концентрации растворимых в паре веществ по сравнению с парогенераторной водой.

В схеме станции наименьшие загрязнения имеет конденсат пара. Однако подача его в промывочные устройства потребует дополнительных трубопроводов и арматуры. Более просто промывка пара осуществляется питательной водой, которая для ПГ АЭС по содержанию примесей практически не отличается от конденсата

при обессоливании добавочной воды. Так как при промывке пара происходит распределение примесей между паром и водой, имеющей меньшие концентрации, чем вода, из которой он получен, то содержание примесей в промытом паре также будет меньше, чем в паре, полученном в парогенерирующих поверхностях. Эффективность промывки пара зависит от времени контактирования паровой фазы с промывочной водой. Чем мельче единичные паровые объемы, проходящие через промывочный слой, тем больше суммарная поверхность контакта пара и воды. При этом даже при сравнительно небольших высотах промывочного слоя создаются условия для более полного перераспределения растворенных веществ между паром и водой.

При заданных параметрах пара и качестве парогенераторной воды механический унос примесей определяется только влажностью пара. Для уменьшения влажности необходимо в первую очередь обеспечить равенство скоростей пара в любом сечении сепарационного барабана, ибо только при этом возможны их минимальные для данных конструктивных размеров значения. Неравномерность полей скоростей в барабане вызывается неравномерным подводом в него пара из испарительных поверхностей теплообмена.

В ПГ, где производство и сепарация пара совмещены в одном корпусе, неравномерности полей скоростей обуславливаются неодинаковой паропроизводительностью входных и выходных (по теплоносителю) участков поверхности теплообмена.

В ПГ с вынесенным сепарационным объемом ввод пароводяной смеси в барабан может осуществляться двумя способами: в паровой объем или в водяной. Так как число труб, подводящих пароводяную смесь в барабан, а также отводящих из него насыщенный пар, ограничено, то и в сепарационных барабанах ПГ этих схем поля скоростей существенно неравномерные.

Следовательно, необходимо предусматривать специальные устройства, обеспечивающие выравнивание скоростей пара в паровом объеме. Наиболее эффективными и достаточно простыми устройствами для этой цели являются рассмотренные в § 7.4 дроссельные погруженные щиты и пароприемные потолки. Большое значение для обеспечения надлежащей чистоты пара и его влажности, а также для обоснованного принятия решения по выбору размеров парового объема сепарационной схемы имеет его высота (см. § 7.4).

На рис. 9.4 представлена зависимость влажности пара от высоты парового пространства, из которой видно, что увеличение  $H_{\text{пар}} > 800$  мм не дает улучшения сепарации капелек влаги из паровых струй.

Весьма эффективные сепарационные устройства — циклонные сепараторы, использующие центробежные силы для гашения кинетической энергии и первичной сепарации пароводяной смеси. Конструкция и принцип работы этих сепарационных устройств рассматриваются в гл. 13.

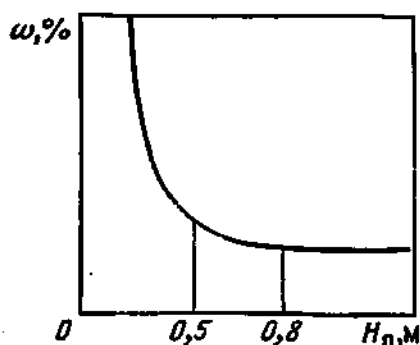


Рис. 9.4. Зависимость влажности пара от высоты парового пространства сепарационного барабана

Концентрация примесей в парогенераторной воде определяет чистоту пара при любом виде уноса примесей: чем меньше  $c_v$ , тем выше чистота пара. Максимальное значение  $c_v$  при заданной системе водоподготовки определяется продувкой ПГ. Продувка  $p$  — это выраженное в процентах отношение количества парогенераторной воды, выведенной из ПГ, к паропроизводительности последнего:

$$p = (D_{\text{пр}}/D) \cdot 100 \% . \quad (9.16)$$

Взамен выведенной высококонцентрированной парогенераторной воды  $D_{\text{пр}}$  в ПГ подается такое же количество питательной воды. Следовательно, общее количество питательной воды, поступающей в ПГ, равно  $D + D_{\text{пр}} = D(1 + p/100)$ , кг/с.

Продувка является энергетической потерей, зависящей от схемы использования продувочной воды, поэтому для каждой парогенераторной установки имеет место ее оптимальное значение. В ПГ с многократной циркуляцией при установившемся водном режиме поступающие в парогенераторную воду примеси выводятся двумя путями: с рабочим паром и с продувкой. Установившимся водным режимом ПГ можно считать режим, обеспечивающий допустимые концентрации примесей в парогенераторной воде без их повышения в процессе эксплуатации.

В связи с этим уравнения баланса примесей, не выпадающих в осадок, для барабанного ПГ по содержанию всех примесей или по любой их составляющей могут быть представлены в виде

$$\left. \begin{aligned} D(1 + p/100) c_{\text{пв}}^{\text{общ}} &= D c_{\text{п}}^{\text{общ}} + D \frac{p}{100} c_{\text{пр}}^{\text{общ}} ; \\ D(1 + p/100) c_{\text{пв}i} &= D c_{\text{п}i} + D \frac{p}{100} c_{\text{пр}i} . \end{aligned} \right\} \quad (9.17)$$

При необходимости учета продуктов коррозии железа, образующихся в самом ПГ, в левую часть (9.17) следует добавить их

количество, перешедшее в воду:

$$\left. \begin{aligned} D(1 + p/100) c_{п.в}^{общ} + S_{ПГ} \vartheta_{ПГ} \frac{\kappa_{ПГ}}{3,6 \cdot 10^3} = \\ = D c_{п}^{сум} + \frac{p}{100} D c_{пр}^{сум}; \\ D(1 + p/100) c_{п.в Fe} + S_{ПГ} \vartheta_{ПГ} \frac{\kappa_{ПГ}}{3,6 \cdot 10^3} = \\ = D c_{п Fe} + D \frac{p}{100} c_{пр Fe}, \end{aligned} \right\} \quad (9.18)$$

где  $c_{п}^{сум}$ ,  $c_{пр}^{сум}$  — суммарная массовая доля примесей питательной воды и продуктов коррозии железа, перешедших соответственно в пар и продувочную воду, мг/кг;  $c_{п Fe}$ ,  $c_{пр Fe}$  — массовая доля продуктов коррозии железа в питательной воде, паре и продувочной воде, мг/кг;  $S_{ПГ}$  — суммарная площадь поверхности конструкционного материала ПГ (стали), подвергающейся коррозии, м<sup>2</sup>;  $\kappa_{ПГ}$  — скорость коррозии стали данной марки, мг/(м<sup>2</sup>·ч);  $\vartheta_{ПГ}$  — интенсивность перехода продуктов коррозии в воду;  $3,6 \cdot 10^3$  — коэффициент пересчета, с/ч.

Если за 100 % принять паропроизводительность ПГ, то все уравнения типа (9.17) и (9.18) будут записываться аналогично следующему:

$$(100 + p) c_{п.в}^{общ} + (S_{ПГ} \kappa_{ПГ} \vartheta_{ПГ} / 36 D) = 100 c_{п}^{сум} + p c_{пр}^{сум}. \quad (9.19)$$

Из (9.17) — (9.19) следует, что при прочих равных условиях чистота пара тем выше, чем больше примесей уносится с водой в процессе продувки. В предельном случае, когда  $c_{п} = 0$ , все поступающие в парогенераторную воду примеси выводятся с продувкой.

При анализе различных схем водного режима уравнения баланса примесей можно представлять в относительных единицах, принимая за 100 % количество примесей, поступающих с питательной водой.

В качестве примера уравнения такого типа приводится переписанное в относительных величинах одно из уравнений (9.17):

$$100 = 100 \frac{c_{п}^{общ}}{c_{п.в}^{общ}} \frac{100}{100 + p} + 100 \frac{c_{пр}^{общ}}{c_{п.в}^{общ}} \frac{p}{100 + p} = A + B, \quad (9.20)$$

где  $A = 100 (c_{п}^{общ} / c_{п.в}^{общ}) [100 / (100 + p)]$  — относительный унос примесей паром, %;  $B = 100 (c_{пр}^{общ} / c_{п.в}^{общ}) [p / (100 + p)]$  — относительный унос примесей с продувочной водой, %. Величины типа  $c_{п} / c_{п.в}$ ,  $c_{пр} / c_{п.в}$  могут быть названы соответственно относительным содержанием примесей в паре и продувочной воде.

Увеличение относительного уноса примесей с продувкой может быть достигнуто увеличением продувки или уменьшением содержания примесей в питательной воде. Обе эти характеристики име-

ют оптимальные значения для конкретных условий АЭС и выбираются на основе технико-экономических расчетов. Для выбранных значений этих величин можно при несущественных дополнительных затратах значительно увеличить концентрацию примесей в продувочной воде. Это достигается применением специальных схем водного режима ПГ с промывкой пара и ступенчатым испарением, рассматриваемых в гл. 10.

Для обычной схемы водного режима ПГ концентрация примесей в продувочной воде равна концентрации их в парогенераторной воде. В соответствии с этим можно записать баланс примесей для обычной схемы

$$100c_{п\ i} = (\omega + k_{p\ i}) c_{пр\ i}; \quad (9.21)$$

$$(100 + p) c_{п.в\ i} = (\omega + k_{p\ i} + p) c_{пр\ i}. \quad (9.22)$$

Из (9.22) определяется содержание примесей в парогенераторной воде

$$c_{в\ i} = c_{пр\ i} = \frac{100 + p}{\omega + k_{p\ i} + p} c_{п.в\ i}, \quad (9.23)$$

или

$$c_{пр\ i}/c_{п.в\ i} = (100 + p)/(\omega + k_{p\ i} + p). \quad (9.24)$$

При расчетах чистоты пара или продувочной воды по (9.21) и (9.22) необходимо учитывать соотношения между величинами  $\omega$ ,  $k_p$  и  $p$ , пренебрегая наиболее малыми их значениями. В ПГ большой мощности и высоких параметров, вырабатывающих перегретый пар, как правило,  $\omega \ll (p + k_p)$ , поэтому в уравнениях (9.22) и (9.24) влажностью можно пренебречь. В ПГ, вырабатывающих насыщенный пар средних давлений, практически для всех примесей, кроме оксидов железа,  $k_{p\ i} = 0$ , и им можно пренебречь. Влажность пара для них достигает 0,1 %, что при продувке 0,5—1 % не дает возможности пренебрегать ею.

Для АЭС с водным теплоносителем возможно проникновение в воду ПГ, хотя и в незначительных количествах, радиоактивной воды первого контура. В связи с этим в последнее время продувку ПГ заменяют обработкой части парогенераторной воды на ионообменных фильтрах непосредственно у ПГ. В этом случае расход питательной воды равен расходу пара, так как очищенная парогенераторная вода возвращается в контур без потерь. Отводимое на очистку количество воды должно обеспечить необходимую чистоту воды ПГ по нормируемым показателям.

## ВОДНЫЙ РЕЖИМ ПГ АЭС

## § 10.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Водный режим парогенераторной установки представляет собой целесообразное для каждого конкретного случая сочетание конструктивных и эксплуатационных мероприятий, обеспечивающих оптимальные физико-химические характеристики парогенераторной воды на всех участках пароводяного тракта. При этих условиях будут обеспечены требуемая чистота пара и надежная работа оборудования второго контура без повреждений и снижения экономичности. Снижение надежности и экономичности оборудования второго контура АЭС при неоптимальной организации водного режима ПГ может происходить по следующим причинам:

- а) образование накипи и отложений на поверхностях нагрева;
- б) образование шлама в тракте питательной воды и в поверхностях нагрева;
- в) развитие интенсивной коррозии;
- г) образование отложений и развитие коррозионно-эрозионных процессов в проточной части турбины.

Основными физико-химическими характеристиками парогенераторной воды являются: реакция воды (щелочная, нейтральная, кислая), общее содержание примесей, содержание индивидуальной примеси.

Реакция воды характеризуется показателем концентрации водородных ионов  $pH$ , который в настоящее время определяется для охлажденных проб парогенераторной воды (при температуре около  $22^{\circ}C$ ).

Для нейтральной воды  $pH=7$ . При  $pH<7$  вода имеет кислую реакцию, а при  $pH>7$  — щелочную. Для регулирования значения  $pH$  в ПГ применяют подщелачивание вводом или сильной щелочи  $NaOH$ , или летучей  $NH_3$ . Для изменения  $pH$  в тепловых сетях используется метод подкисления. Общее содержание всех нелетучих примесей может определяться суммарной их массой в миллиграммах, приходящейся на 1 кг воды ( $c_{\Sigma}^{общ}$ ). Однако в современных парогенерирующих установках суммарная концентрация естественных примесей незначительна, поэтому более целесообразно для характеристики общего содержания нелетучих примесей применять удельную электрическую проводимость раствора  $\gamma$ , мкСм/см.

Для чистой воды  $\gamma=0,04$  мкСм/см; эта величина обусловлена только наличием ионов  $H^+$  и  $OH^-$ . Примеси воды увеличивают ее электрическую проводимость пропорционально их концентрации. Для питательной воды ПГ  $\gamma<1$ . Содержание индивидуальной примеси характеризуется массовой долей ее в веществе  $c_{vi}$ , мк/кг или мг/кг. Из веществ, оказывающих существенное влияние на физико-химические процессы в ПГ, в воде могут быть натрий, железо, медь, хлориды, кислород. К наиболее нежелательным при-

месяц относятся кальций и магний, их наличие в воде характеризуется специальным показателем «общая жесткость» — суммарное содержание ионов Са и Mg, выраженное в эквивалентных единицах (мг·экв/кг).

Физико-химические характеристики воды изменяются по мере движения ее в поверхностях теплообмена. Эти изменения различны для прямоточных и барабанных ПГ. В экономайзерных поверхностях ПГ обоих типов все основные показатели воды остаются практически неизменными, близкими к соответствующим значениям их в питательной воде.

Технология производства пара в испарительных поверхностях прямоточных ПГ не дает возможности осуществлять какое-либо искусственное воздействие на состав и физико-химические характеристики упариваемых растворов. Следовательно, водный режим прямоточных ПГ определяется физико-химическими свойствами питательной воды и параметрами ПГ. Очевидно, что в отношении чистоты пара водный режим прямоточных ПГ более совершенен, если наибольшее количество нелетучих веществ отложится в поверхностях теплообмена. Но количество отложений и их свойства не должны снижать надежности работы ПГ. Количество отложений не должно приводить к чрезмерному повышению температуры металла и интенсификации коррозионных процессов. А свойства отложений должны позволять наиболее просто и легко очищать поверхности теплообмена при промывках.

В испарителях ПГ с многократной циркуляцией возрастание концентрации примесей при упаривании воды происходит до определенных значений, устанавливающихся в зависимости от содержания примесей в питательной воде, количества продуктов коррозии, поступающих в воду в поверхностях нагрева, и величины продувки. Наличие в таких испарителях большого объема парогенераторной воды дает возможность применения средств воздействия на ее физико-химические характеристики. В частности, возможно регулирование состава водных растворов с заменой в них нежелательных веществ для предотвращения накипеобразования и снижения интенсивности коррозионных процессов. Изменение состава и pH парогенераторной воды осуществляется физико-химическими средствами корректировки водного режима — вводом соответствующих реагентов (коррекционной обработкой парогенераторной воды).

В ПГ с многократной циркуляцией можно воздействовать на водный режим и конструктивными мерами. Можно осуществить промывку насыщенного пара водой с меньшим содержанием примесей по сравнению с парогенераторной. При этом будет происходить перераспределение примесей между паром и промывочной водой, а следовательно, этот метод получения чистого пара влияет и на водный режим ПГ. Кроме промывки пара в ПГ с многократной циркуляцией можно применить и другую специальную схему водного режима — ступенчатое испарение. Сущность ступенчатого испарения состоит в разделении испарительных поверхностей на

несколько (две, три) последовательно включенных по воде и параллельно по пару частей. Первая по ходу воды часть будет вырабатывать пар из наиболее чистой воды, а последняя — из наиболее загрязненной.

Такие схемы широко применялись в ПГ ТЭС в период освоения пара высоких параметров. В настоящее время в связи с успехами в водоподготовке применение ступенчатого испарения как на ТЭС, так и на АЭС нецелесообразно. Однако рассмотрение его как оригинального инженерного решения советских специалистов, во многом облегчившего трудности внедрения на ТЭС прогрессивных, современных теплосиловых установок, представляет большой интерес.

Для ПГ с многократной циркуляцией водный режим определяется параметрами ПГ, физико-химическими характеристиками питательной воды, а также дополнительным применением эксплуатационных (коррекция состава воды ПГ) и конструкционных (дополнительные сепарационные элементы, промывка пара и др.) мероприятий. Большое значение имеют методы водного режима, направленные не только на снижение интенсивности коррозионных процессов, но одновременно и на повышение коррозионной стойкости сталей перлитного класса — наиболее перспективных конструкционных материалов ядерной энергетики. Из них наибольший интерес представляет метод, разработанный на кафедре АЭС МЭИ (профессором Т. Х. Маргуловой с сотрудниками).

Метод заключается в обработке по определенному режиму перлитных сталей водными растворами комплексонов (особая группа органических комплексообразующих реагентов). К настоящему времени метод проверен в теплоэнергетике. Перспективность его распространения в ядерной энергетике обуславливается тем, что комплексоны являются такими реагентами, которые могут быть эффективно применены как для коррекционной обработки парогенераторной воды в целях предотвращения выпадения отложений и накипи, так и для отмывки от них оборудования.

Наличие методов обработки материалов для повышения их коррозионной стойкости позволяет ставить вопрос о замене нержавеющей аустенитных сталей перлитными. Это не только приведет к существенному снижению капитальных затрат, но и обеспечит необходимую надежность ПГ в условиях массового строительства АЭС. Нержавеющие стали склонны к так называемой коррозии под напряжением (см. § 10.2), вероятность возникновения которой в действующей единице оборудования существенно повышается с увеличением доли нержавеющей стали в общей массе металла.

Возможность воздействия на водный режим ПГ с многократной циркуляцией позволяет на основе технико-экономических сопоставлений выбрать оптимальное сочетание 100 %-ной конденсатоочистки, системы водоподготовки и системы сепарации пара. При этом приоритетными должны быть решения по обеспечению необходимой надежности и высокой экономичности работы турбины и самого ПГ.

## § 10.2. КОРРОЗИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА СО СТОРОНЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Конструкционные материалы поверхностей теплообмена ПГ выбирают исходя из их прочности и допустимой интенсивности коррозионных процессов. Как правило, определяющими являются условия прочности. Только в ПГ, обогреваемых водой под давлением, выбор конструкционного материала поверхности теплообмена обуславливается требованием весьма высокой коррозионной стойкости. Это требование диктуется необходимостью обеспечения высокой чистоты первичного теплоносителя, которая наиболее просто достигается при применении для поверхностей теплообмена ПГ аустенитной нержавеющей стали. В американской практике парогенераторостроения отдается предпочтение сплавам на основе никеля (инконель, инкаллой).

Для ПГ в зависимости от свойств первичных теплоносителей и параметров пара в качестве конструкционных материалов первого контура (кроме активной зоны реактора) могут применяться углеродистые стали марки ст. 10 и ст. 20, а также легированные стали перлитного класса.

Общая характеристика коррозионной стойкости материалов в теплоносителях рассмотрена в гл. 2.

Интенсивность коррозионных процессов в поверхностях нагрева ПГ со стороны рабочего тела определяется физическими и физико-химическими свойствами воды (в экономайзере), пароводяной смеси (в испарителе), пара (в пароперегревателе). При реальных параметрах во всех элементах ПГ коррозия протекает по законам электрохимии.

Коррозионное взаимодействие среды с металлом может проявляться по-разному. Но все случаи коррозии поверхности нагрева могут быть разделены на две группы: общая коррозия и местная.

Общая коррозия, как правило, носит равномерный характер по всей поверхности и является неизбежной. Поэтому для каждого конкретного случая должно быть ограничение допустимой ее скорости по условиям обеспечения надежной и экономичной работы ПГ и турбины. При нарушении режима эксплуатации и принятого водного режима скорости общей коррозии могут сильно возрасти и переход продуктов коррозии соответственно резко увеличится. Это может привести к нежелательным последствиям.

При допустимой скорости общей коррозии каких-либо осложнений в эксплуатации второго контура АЭС не возникает. При расчетах элементов ПГ на прочность следует принимать их толщину с соответствующим запасом.

Местные виды коррозии (коррозия под напряжением, язвенная, щелевая и др.) являются нежелательными, так как их возникновение и развитие в конечном итоге приведет к разрушению корродирующих деталей. Особенно это относится к таким ее видам, как коррозия под напряжением, щелевая, контактная.

**Таблица 10.1. Шкала оценки интенсивности коррозионных процессов\***

Характеристика коррозии	Скорость язвенной коррозии (скорость проникания), мм/год		Скорость равномерной коррозии, мм/год		Коррозионные трещины
	для среднего давления	для высокого давления	для среднего давления	для высокого давления	
Практически отсутствует	0—0,05	0—0,05	0—0,02	0—0,02	Отсутствуют
Слабая	0,05—0,10	0,05—0,20	0,02—0,04	0,02—0,08	»
Допустимая	0,10—0,15	0,20—0,30	0,04—0,05	0,08—0,10	»
Сильная	0,15—0,60	0,30—1,20	0,05—0,20	0,10—0,40	Обнаруживаются
Аварийная	0,60	1,20	0,20	0,40	»

\* Не распространяется на поверхности, омываемые первичными теплоносителями.

В табл. 10.1 для примера приведена принятая в настоящее время шкала оценки интенсивности коррозионных процессов в воде и пароводяной смеси при выполнении элементов контура из углеродистых сталей [1].

В проблемах обеспечения надежности ЯЭУ коррозионные процессы относятся к одним из главных. Поэтому в учебные планы подготовки инженеров для ядерной энергетики включена дисциплина, посвященная изучению их фундаментальных закономерностей. В данном курсе целесообразно рассмотрение факторов, оказывающих существенное влияние на коррозию в пароводяном тракте ПГ.

При принятом конструкционном оформлении элементов ПГ на интенсивность протекания коррозионных процессов помимо физико-химических факторов существенное влияние оказывают условия теплообмена и гидродинамики. Повышение температур среды и металла, удельных тепловых потоков приводит к интенсификации коррозии. Скорость движения среды влияет на интенсивность коррозии по-разному.

Малые скорости способствуют язвенной коррозии в связи с застоем газовых пузырей. При относительно больших скоростях ( $w \approx 10$  м/с) могут разрушаться защитные оксидные пленки, что усиливает коррозионные процессы. При скоростях от 0,5 до 10 м/с коррозионно-активные примеси воды достаточно равномерно распределены в потоке и воздействуют на большую площадь поверхности. В этом диапазоне следует выбирать скорости рабочих сред (более высокие скорости допускаются в пароперегревателе).

Конструкционные факторы в основном могут влиять на местные виды коррозии. Интенсифицируют протекание этих процессов остаточные механические напряжения, наличие в деталях узких щелей, сопряжения разнородных материалов. Эти факторы могут вызвать соответственно коррозию под напряжением, межкристаллитную щелевую и контактную.

Общая коррозия сталей наиболее интенсивно протекает в первые 200—1000 ч работы (в зависимости от марки стали и характеристики среды). После этого металл покрывается достаточно равномерной оксидной пленкой и устанавливается постоянная скорость коррозии, не выходящая при соответствующих условиях из допустимых пределов.

При заданных параметрах ПГ и конструкционном оформлении деталей протекание коррозионных процессов в поверхностях нагрева определяется химическими и физико-химическими характеристиками омывающей их среды. Большое значение имеет содержание таких примесей, как кислород и диоксид углерода. Из нелетучих примесей к интенсификаторам коррозии относятся нитриды и хлориды. В любом случае парогенераторная вода должна иметь щелочную реакцию. Однако нужно иметь в виду, что сильные щелочи могут активизировать некоторые виды коррозии.

Кислород — наиболее агрессивная примесь воды, однако неблагоприятное воздействие его проявляется главным образом через местные виды коррозии. В присутствии кислорода интенсифицируется коррозия в большинстве случаев при неравномерном его распределении по поверхности. В этих условиях участки металла, омываемые водой с большей концентрацией кислорода, будут катодами, другие — анодами микрогальванопар, обуславливающих равномерную коррозию на относительно значительных участках. Если же при этом на поверхности теплообмена имеются местные загрязнения, то под ними начнет развиваться язвенная коррозия, скорость которой будет определяться отношением площади чистой поверхности к загрязненной. Присутствие кислорода резко ускоряет щелевую, контактную и другие виды местной коррозии. Вместе с тем при очень высокой чистоте парогенераторной воды кислород проявляется как пассиватор, снижающий интенсивность общей коррозии (вследствие создания плотной неразрушающейся оксидной пленки).

Большой агрессивностью обладают и растворы, содержащие диоксид углерода. Молекулы диоксида углерода диссоциируют слабо, в связи с чем в воде наряду с ионами  $H^+$  и  $HCO_3^-$  будут находиться и недиссоциированные молекулы  $H_2CO_3$  и  $CO_2$ . Реакции образования этих компонентов протекают следующим образом:

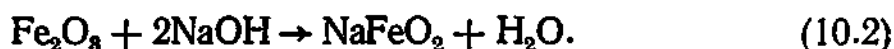


Ионы водорода сильно активизируют электрохимическую коррозию, которая протекает в этом случае с существенным переходом в воду продуктов коррозии. Воздействия на оксидные пленки атомарного и молекулярного водорода приводят к снижению прочности сцепления их с металлом, ввиду чего кислородная коррозия в присутствии в воде угольной кислоты будет протекать без замедления.

К усилению коррозионных процессов ведет и любая другая причина повышения концентрации водородных ионов. Наиболее благоприятными для углеродистых сталей будут значения  $pH > 8$ .

Неблагоприятная роль хлоридов и нитридов заключается в том, что первые активно разрушают оксидные пленки, а вторые являются хорошими окислителями.

Щелочная реакция парогенераторной воды благоприятна для общей коррозии и неблагоприятна для местных ее видов. В первую очередь интенсифицируются коррозионные процессы в тех участках поверхности теплообмена, где имеются условия для местного упаривания раствора (в щелях, неплотных отложениях, расслоениях пароводяной смеси, входных участках пароперегревателей и др.). Щелочь при больших концентрациях активно растворяет защитные оксидные пленки



Образование феррита натрия приводит к разрушению пленки и интенсификации окислительных процессов. Особенно стимулируется щелочью развитие межкристаллитной коррозии, которая специфична для элементов ПГ с остаточными напряжениями, превышающими предел текучести. Наиболее вероятна она в металле, деформированном при развальцовке труб. Межкристаллитная коррозия начинает развиваться довольно медленно в неглубоких микроскопических трещинах, в которых происходит упаривание воды. С течением времени скорость коррозии возрастает весьма быстро, и развитие ее продолжается вплоть до разрушения узла. Свое название этот вид коррозии получил потому, что начальный процесс повреждения протекает между кристаллами. Конечный ее результат — разрыв металла — происходит по зернам кристаллов. Этот вид коррозии имеет и другое название — щелочная хрупкость.

Выше указывалось, что основным конструкционным материалом отечественных ПГ является в настоящее время аустенитная нержавеющая сталь. Эта сталь обладает очень высокой общей коррозионной стойкостью при наличии в воде любых примесей. Допустимое значение  $pH$  воды для нее лежит в широком диапазоне: от 3 до 12.

Однако аустенитные нержавеющие стали склонны к таким видам коррозии, как щелочная хрупкость, щелевая коррозия и особенно коррозия под напряжением (коррозионное растрескивание).

Коррозионные разрушения из-за щелочной хрупкости этих сталей имеют те же причины и тот же характер, что и для углеродистых сталей, особенно они проявляются при наличии в металле остаточных напряжений. Щелевая коррозия развивается в деталях, выполненных из аустенитных сталей при наличии в воде заметного количества кислорода.

Но основным недостатком аустенитных нержавеющих сталей как конструкционного материала поверхностей нагрева ПГ является их склонность к коррозионному растрескиванию, которое наи-

более вероятно в местах остаточного напряжения (наклепа), возникающего при изготовлении поверхностей нагрева и их деталей. Коррозионное растрескивание возникает и развивается при воздействии на напряженный металл водной среды, содержащей кислород и хлориды.

При этом следует иметь в виду более существенное влияние кислорода, а наличие хлоридов при этом интенсифицирует процесс. В то же время при полном отсутствии кислорода можно допускать массовую долю хлоридов до 10 мг/кг. Эти концентрации небольшие и могут быть обеспечены, если добавочная вода подготавливается по схеме полного обессоливания.

Коррозионное растрескивание проявляется в виде транскристаллитных трещин, располагающихся в плоскости, перпендикулярной направлению растягивающих усилий. Скорость развития трещин достигает нескольких сантиметров в час. Процесс интенсифицируется в высокощелочной среде.

Опыт эксплуатации ПГ с поверхностями теплообмена из аустенитных нержавеющей сталей не дает основания считать их высоконадежными вследствие больших трудностей предотвращения коррозии под напряжением.

Коррозионные процессы могут интенсивно протекать во время простоев ПГ, т. е. при нахождении их в резерве или ремонте. Коррозия возникает и развивается вследствие проникновения кислорода воздуха в пленку влаги и отложений примесей. Если не принимать специальных мер защиты, то «стояночная» коррозия может стать причиной быстрого, даже аварийного выхода из строя ПГ при его последующей эксплуатации. Методы предотвращения стояночной коррозии разнообразны и заключаются в различных способах «консервации» неработающих ПГ [1].

### § 10.3. ОТЛОЖЕНИЯ ПРИМЕСЕЙ ВОДЫ

Отложение примесей на поверхностях теплообмена ПГ может происходить не только при полном испарении воды, но и при достижении в ней определенных для различных примесей концентраций. Все вещества, присутствующие в парогенераторной воде, делятся на две группы: труднорастворимые и легкорастворимые. Характеристикой способности веществ к растворению в воде является коэффициент растворимости, под которым понимается количество вещества, образующее в 100 г воды при заданной температуре насыщенный раствор.

Коэффициенты растворимости бывают положительные и отрицательные. Положительные коэффициенты с ростом температуры повышаются, отрицательные понижаются. Как правило, легкорастворимые вещества имеют положительные коэффициенты растворимости, а труднорастворимые — отрицательные. Вещества с положительными коэффициентами растворимости могут отлагаться на поверхностях теплообмена только при полном упаривании воды. Вещества, имеющие отрицательные коэффициенты растворимости, могут выпадать из растворов в двух случаях: при превышении со-



Произведение растворимости кальциевых и магниевых соединений при температуре 310°C составляет примерно  $10^{-6}$  моль/кг. Из кальциевых соединений накипеобразователями во всех случаях являются сульфат и силикат кальция. Эти вещества весьма плотно «прикипают» к стенкам поверхности теплообмена, что вызывает возникновение дополнительных термических сопротивлений.

Кальциевые соединения в зависимости от щелочности воды могут выпасть в виде или накипи ( $\text{CaCO}_3$ ), или легкоподвижного шлама [гидроксилapatит  $\text{Ca}_{10}(\text{PO}_4)_6(\text{OH})_2$ ].  $\text{CaCO}_3$  может образоваться только в экономайзерах, где щелочность воды невысокая.  $\text{Ca}_{10}(\text{PO}_4)_6(\text{OH})_2$  может образовываться в воде испарителей при ее фосфатировании, где щелочность существенно выше как за счет коррекционной обработки воды, так и вследствие активного уноса диоксида углерода с паром.

Магниевые соединения также могут образовывать как накипи, так и шлам. Накипью, плохо растворимой в воде, является гидроксид магния. Первоначально она выпадает из раствора в виде шлама. Этот шлам быстро осаждается на теплопередающих поверхностях с образованием довольно прочных, но весьма пористых отложений. Последнее способствует развитию подшламовой коррозии.

Силикатные соединения магния кристаллизуются в объеме воды в виде силиката магния  $\text{MgSiO}_3$  или серпентина  $3\text{MgO} \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot \times 2\text{H}_2\text{O}$ . Оба этих соединения легкоподвижные, не прикипающие к поверхностям теплообмена.

Скорости отложения кальциевых и магниевых соединений пропорциональны их концентрации в воде и местному удельному тепловому потоку. При значениях  $\text{pH} = 7 \div 11$  скорости отложения  $A_{\text{Ca, Mg}}$ , мг/(м<sup>2</sup>·ч), могут быть рассчитаны по эмпирическому соотношению

$$A_{(\text{Ca, Mg})} = 1,3 \cdot 10^{-9} c_{\text{в}(\text{Ca, Mg})} q^2, \quad (10.6)$$

где  $c_{\text{в}(\text{Ca, Mg})}$  — массовая доля кальция или магния в воде, мг/кг;  $q$  — удельный тепловой поток через поверхность теплообмена, Вт/м<sup>2</sup>.

Из продуктов коррозии в воде ПГ могут присутствовать оксиды железа и меди в количествах, имеющих практическое значение. Их отложения могут образовываться на поверхностях теплообмена с довольно высокими значениями тепловых потоков.

Накипи, основой которых является железо, делятся на железокислотные, железокислотные и железосиликатные. Железокислотные накипи состоят из различных оксидов железа, но главным образом из магнетита  $\text{Fe}_3\text{O}_4$ . Железокислотные и железосиликатные накипи образуются при наличии в воде кроме оксидов железа больших концентраций фосфатов и силикатов. Интенсивность отложений «железных» накипей зависит от содержания железа в воде и теплового потока.

«Медные» отложения возможны на участках поверхности теплообмена, имеющих значительные тепловые потоки (не менее

400·10<sup>3</sup> Вт/м<sup>2</sup>). В этих отложениях практически присутствует только металлическая медь, что обуславливается электрохимическими процессами. Ионы меди, достигающие стенок поверхности теплообмена, восстанавливаются на ней до молекул:



Концентрация меди в парогенераторной воде на интенсивность медных отложений, видимо, не оказывает влияния. В котельных агрегатах наблюдались случаи, когда отложения образовывались при сравнительно малых содержаниях меди в воде (около 20 мкг/кг) и отсутствовали при существенных содержаниях (около 100 мкг/кг). Основным фактором, влияющим на образование медных отложений, является тепловой поток.

Из легкорастворимых веществ в парогенераторной воде необходимо считаться с сульфатами, хлоридами, фосфатами, силикатами и гидроксидами натрия. Они попадают в парогенераторную воду с химически очищенной добавочной водой (кроме фосфатов, которые могут образовываться при коррекционной обработке парогенераторной воды). Незначительное количество их (так же как и солей Са и Mg) может попасть в конденсат с присосом охлаждающей воды в конденсаторе. Источником поступления их в парогенераторную воду может стать также фосфатирование воды.

Все легкорастворимые вещества имеют пределы растворимости значительно выше их действительного содержания в любом нормально работающем участке поверхности теплообмена. Однако при нарушениях гидродинамики (например, расслоении пароводяного потока) или ухудшенных режимах теплообмена может начаться интенсивное отложение и легкорастворимых веществ. Для этого необходимо повышение температуры раствора по сравнению с температурой кипения на определенную для каждого вещества величину  $\Delta t_{st}$ . Величина  $\Delta t_{st}$  зависит от физико-химических свойств раствора и давления. При нормальном протекании процессов теплообмена и гидродинамики достижение  $\Delta t_{st}$  невозможно для любого легкорастворимого вещества.

**Удаление отложений с поверхности теплообмена.** Удаление отложений с поверхностей теплообмена ПГ производится при помощи отмывок. Отмывочными средами могут быть чистая вода и вода, содержащая химические реактивы.

В связи с этим отмывки разделяются на водные и химические. Обязательна промывка ПГ после монтажа (предпусковая) и периодическая при эксплуатации (эксплуатационная). Как правило, только водные промывки не дают необходимого эффекта и практически всегда дополняются химическими промывками.

Выбор правильной технологии промывок ПГ имеет большое значение для надежной и экономической эксплуатации ПГ, особенно при высоких, сверхвысоких и критических параметрах.

В настоящее время широко практикуются промывки ПГ с применением комплексонов, предложенные МОЦКТИ им. И. Ползунова и МЭИ. Особо следует отметить эффективность отмывок по-

верхностей нагрева с применением комплексонов «на ходу», т. е. при работе оборудования на штатных режимах. Этот метод разработан и внедрен МЭИ в содружестве с работниками НВАЭС и Шевченковской АЭС.

#### § 10.4. ПИТАТЕЛЬНАЯ ВОДА ПГ

**Качество питательной воды.** Питательная вода должна иметь физико-химические характеристики, которые позволили бы наиболее экономично для заданных параметров ПГ обеспечивать необходимую чистоту пара и допустимые интенсивности процессов коррозии и накипеобразования.

Основными источниками поступления примесей в питательную воду являются химически очищенная вода, восполняющая потери пара и конденсата, коррозия конденсатного и питательного трактов и присосы охлаждающей воды в конденсаторе. Все основные физико-химические характеристики питательной воды должны определяться непосредственно перед входом в ПГ.

В настоящее время имеются возможности практически полного устранения из питательной воды любых примесей при помощи глубокой деаэрации и полного обессоливания как добавочной воды, так и конденсата. Однако применение таких систем подготовки воды дорогостояще и экономически не всегда оправдывает себя даже в установках сверхвысоких параметров.

Оптимальная для данной паросиловой установки схема подготовки добавочной воды должна выбираться на основе технико-экономического сопоставления возможных вариантов. Выбранный вариант должен гарантировать при любых режимах эксплуатации содержание в питательной воде нежелательных примесей в допустимых количествах. Опыт эксплуатации современных ТЭС позволяет иметь в распоряжении проектировщиков конкретные сведения по максимально допустимым количествам применительно к различным теплосиловым установкам. Для вновь создаваемых схем ЯЭУ можно опираться на эти данные с внесением необходимых коррективов.

Так содержание солей жесткости (Са и Mg) в питательной воде должно быть ограничено в любом случае  $1 \text{ мкг} \cdot \text{экв/кг}$  с существенным понижением при более высоких давлениях. Такое количество в воде солей жесткости дает возможность во многих случаях эффективно использовать бесфосфатный водный режим, отдавая предпочтение в случае необходимости комплексоному режиму. Количество кислорода в питательной воде должно быть ограничено  $20 \text{ мкг/кг}$  для установок с давлением  $4\text{--}10 \text{ МПа}$  и  $10 \text{ мкг/кг}$  для установок с более высоким давлением. Наличия свободной угольной кислоты в питательной воде не должно быть.

Для ПГ, работающего в нормальных условиях, реакция питательной воды должна быть щелочной ( $\text{pH} > 7$ ). При этом следует иметь в виду, что при подготовке добавочной воды по схеме обессоливания слабощелочная реакция питательной воды может быть

**Таблица 10.2. Нормы питательной воды ПГ ТЭС, работающих на органическом топливе**

Тип ПГ	Давление рабочего пара, МПа	Максимально допустимое значение		pH (при 25 °С)	Максимально допустимое содержание					
		Жесткость, мкг-экв/кг	Содержание кислорода, мкг/кг (после деаэрации)		оксидов железа (в пересчете на Fe), мкг/кг	оксидов меди (в пересчете на Cu), мкг/кг (перед деаэратором)	масел, мг/кг	кремниевой кислоты (в пересчете на SiO <sub>2</sub> ), мкг/кг	соединений натрия в пересчете на Na, мкг/кг	нитритов и нитратов, мкг/кг
С естественной циркуляцией, на жидком топливе Прямоточный* <sup>1</sup>	До 10	3,0	20	—	50	10	0,3	80	—	—
	Более 10,0	1,0	10	—	20	5	0,1	40	—	20
	—	0,2	10	9,1* <sup>2</sup>	10	5* <sup>3</sup>	0,1* <sup>4</sup>	15	5	Следы

\* Если в схеме ТЭС на докритические параметры пара не предусмотрена очистка всего конденсата, то ПГ допускает содержание в питательной воде соединений натрия до 10 мкг/кг.

\*\* Для случая, когда трубки теплообменников в конденсатно-питательном тракте выполнены из медьсодержащих материалов; если трубки всех теплообменников выполнены из нержавеющей стали, то pH=9,5.

\*\*\* Если в конденсатно-питательном тракте установлены теплообменники с трубками из нержавеющей стали, то допустимое содержание меди в питательной воде не должно превышать 2 мкг/кг.

\*\*\*\* До конденсатоочистки.

получена только при вводе в нее аммиака или аминсодержащих соединений.

Содержание оксидов железа можно допускать до значений, меньших предела их растворимости в воде при температуре, равной температуре воды на выходе из экономайзера, — это предотвратит их выпадение из раствора во всем пароводяном тракте (оксиды железа имеют отрицательный температурный коэффициент растворимости).

Из-за высокой способности кремниевой кислоты к растворению в насыщенном паре даже при умеренных параметрах необходимо строгое ограничение ее содержания в питательной воде.

Необходимо обращать внимание и на количество содержащихся в питательной воде нитритов и нитратов как возможных интенсификаторов коррозии.

В табл. 10.2 представлены приблизительные нормы качества питательной и продувочной воды применительно к ПГ, работающим на органическом топливе.

Как уже говорилось, на эти показатели можно ориентироваться при разработке новых поколений АЭС, но с учетом их специфики. Для существующих АЭС показатели водного режима ПГ устанавливались также с учетом опыта ТЭС, а для ПГ АЭС с ВВЭР эти показатели сформулированы уже в виде официальных норм.

В табл. 10.3 представлены разработанные нормы водного режима для ПГ с водным теплоносителем и с теплопередающей по-

**Таблица 10.3. Нормы питательной и продувочной воды горизонтальных ПГ АЭС с водным теплоносителем**

Нормируемый показатель	Питательная вода	Продувочная вода
Общая жесткость, не более, мкг·экв/кг	0,5	—
Хлориды (в пересчете на $\text{Cl}^-$ ), не более, мкг/кг	—	1000
Кремниевая кислота (в пересчете на $\text{SiO}_2$ ), не более, мкг/кг	25	5000
Соединения железа (в пересчете на $\text{Fe}$ ), не более, мкг/кг	20	—
Соединения меди (в пересчете на $\text{Cu}$ ) в воде перед деаэратором, не более, мкг/кг	10	—
Кислород перед деаэратором за последним ПНД* (до точки ввода обескислороживающих химических реагентов или при временном прекращении дозирования этих реагентов, если они вводятся до последнего ПНД), не более, мкг/кг	30	—
Кислород после деаэратора (до точки ввода обескислороживающих химических реагентов или при временном прекращении дозирования этих реагентов, если они вводятся до деаэратора), не более, мкг/кг	10	—
Показатель pH (при 25 °C)	$9,1 \pm 0,1$	—
Избыток гидразина (в пересчете на $\text{N}_2\text{H}_4$ ), мкг/кг	20—60	—
Масла и тяжелые нефтепродукты (до конденсатоочистки), не более, мкг/кг	0,1	—

\* ПНД—подогреватель низкого давления.

верхностью из аустенитной нержавеющей стали при отсутствии в схеме станции 100 %-ной конденсатоочистки. В настоящее время принято решение такую очистку конденсата осуществлять на всех вновь вводимых блоках АЭС с ВВЭР. Нормы питательной воды для этих блоков представлены в § 10.7. Нормирование предельного содержания в питательной воде гидразина необходимо до тех пор, пока обработка ее этим химическим реагентом будет обязательной (см. § 10.6).

**Возможные схемы водоподготовки для ПГ АЭС.** Определение рациональной схемы водоподготовки осуществляется на основе данных по требуемому качеству питательной воды. Расчеты по составу примесей питательной воды должны проводиться с составлением баланса потоков воды и пара для всего пароводяного цикла станции.

Если расчетные характеристики чистоты питательной воды меньше минимально допустимых, то нет оснований для выбора сложных и дорогостоящих систем водоподготовки. При получении расчетных характеристик, превышающих минимально допустимые, переход на сложные системы водоподготовки следует осуществлять только тогда, когда методы водного режима не дают возможности получить нужное качество пара и парогенераторной воды. Наиболее вероятные схемы подготовки добавочной воды представлены в табл. 10.4.

**Таблица 10.4. Некоторые методы и схемы подготовки добавочной воды для ПГ АЭС**

Методы и схемы подготовки добавочной воды	Область применения
Водород—натрий-катионирование	АЭС с ПГ средних параметров при изготовлении их поверхностей теплообмена из углеродистых сталей.
Обессоливание без обескремнивания с применением слабоосновного анионита	АЭС с ПГ средних давлений при изготовлении их поверхностей теплообмена из аустенитных нержавеющей сталей при замене продувочной воды обессоленной
Обессоливание с обескремниванием:	
а) одноступенчатое	АЭ с барабанным ПГ средних давлений при обработке воды ПГ в ионообменной установке
б) двухступенчатое	АЭС с ПГ высокого давления при обработке воды ПГ в ионообменной установке
в) трехступенчатое	АЭС на закритические параметры пара
Испарители	Та же, что и для схем обессоливания, с обескремниванием

Особое внимание необходимо будет обращать на чистоту питательной воды, если одно из новых поколений АЭС пойдет по линии использования циклов закритических параметров. Для них будет обязательным сочетание полного химического обессоливания добавочной воды с обессоливанием всего конденсата турбин.

Для удаления из питательной воды оксидов железа в тракте питательной воды необходима установка специальных фильтров. В настоящее время установлено, что для АЭС наиболее целесообразно применение химического обессоливания добавочной воды и 100 %-ная очистка конденсата. Видимо, этот подход следует распространить на все типы паротурбинных АЭС.

## § 10.5. ВОДНЫЙ РЕЖИМ ПРЯМОТОЧНЫХ ПГ

Рациональная организация водного режима прямоточных ПГ практически сводится к правильному выбору качества питательной воды и определению оптимального межпромывочного периода их работы.

В первую очередь необходимо определить, какие примеси питательной воды и в каких количествах уносятся с паром. Это осуществляется анализом состава примесей и значений коэффициентов распределения их. Остальное количество примесей отложится в поверхностях нагрева выходной части испарителя и в начальной части пароперегревателя. Определение границ и интенсивности отложений составляет одну из задач расчета водного режима прямоточных ПГ. Границы и интенсивность отложений зависят от параметров ПГ, тепловых потоков на поверхности теплообмена и параметров теплоносителя.

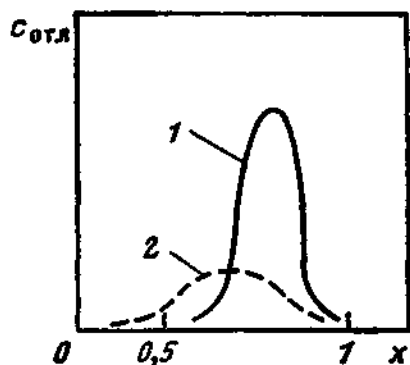


Рис. 10.1. Область и размер отложений в прямоточных ПГ среднего 1 и высокого 2 давлений

На рис. 10.1 представлены качественные характеристики отложений в прямоточном ПГ. При средних параметрах область отложений ограничивается паросодержаниями потока в пределах  $x = 0,8 \div 1$ , при высоких и сверхвысоких давлениях она расширяется в сторону меньших значений вплоть до  $x = 0,4$ . Количество отложений с ростом давления уменьшается, а унос их с паром соответственно увеличивается.

Отложения в ПГ с закритическими параметрами происходят в основном в той части поверхности нагрева, где теплоемкость рабочего тела достигает максимума (так называемая область фазового перехода).

Тепловой поток оказывает влияние на границы области отложений. При прочих равных условиях отложения начинаются тем раньше (особенно отложения продуктов коррозии), чем выше удельный тепловой поток ( $q$ , Вт/м<sup>2</sup>). Для ПГ с  $t_1 > t_{ст}^{доп}$  величина  $q$  определяет и допустимое количество отложений. Действительно, допустимая толщина отложений определяется через их толщину из условий обеспечения допустимой температуры стенки:

$$\delta_{отл}^{доп} = (\lambda_{отл}/q) \Delta t_{доп}, \quad (10.8)$$

где  $\delta_{отл}^{доп}$  — допустимая толщина отложений, м;  $\Delta t_{доп}$  — допустимое повышение температуры стенки по сравнению с ее температурой при безнакипном режиме, °С.

Следует иметь в виду, что толщину отложений более 0,2 мм (даже при условии  $t_1 < t_{ст}^{доп}$ ) допускать нельзя. Такая толщина исключает вредные последствия подшламовой коррозии и обеспечивает полную отмывку отложений.

Состав отложений при заданном качестве питательной воды определяется давлением. В прямоточных ПГ среднего давления практически все примеси (во всяком случае не менее 90 %) оседают на поверхности теплообмена.

В прямоточных ПГ высокого давления проявляется избирательный унос отдельных примесей в виде паровых растворов. При этом унесенные примеси не будут отлагаться в поверхности нагрева пароперегревателя, если их концентрация в воде не превышает предела растворимости в паре.

Если качество питательной воды прямоточного ПГ выбрано с использованием рекомендаций табл. 10.2, то отложения в поверхности нагрева будут включать в себя соединения кальция, магния, железа и меди. При давлениях ниже 14 МПа в них будет содержаться и сульфат натрия.

Расчет водного режима в прямоточных ПГ целесообразно проводить для участков завершения парообразования. В этих участ-

ках влажность пара весьма мала, и соотношение концентраций веществ в обеих фазах определяется коэффициентами распределения.

Баланс примесей в зоне доупаривания записывается в виде (13.6). Влажность пара в зоне доупаривания  $\omega < 1\%$ . Видимый коэффициент распределения  $k_p^B$  для зоны доупаривания может быть определен по рис. 9.1.

Промывка прямоточных ПГ осуществляется водой или растворами специальных реагентов. Водные промывки проводятся горячим деаэрированным конденсатом ( $t \geq 100^\circ\text{C}$ ). Они осуществляются по замкнутой или разомкнутой схемам. В первом случае конденсат многократно прокачивается по контуру деаэратор — ПГ — деаэратор. При разомкнутой схеме промывочная вода после однократного прохода по тракту деаэратор — ПГ сбрасывается в дренажные баки. Полный цикл водной промывки включает в себя промывки по обеим схемам. Промывка по замкнутой схеме — первоначальная, а по разомкнутой — конечная.

При водных промывках могут быть выведены из ПГ растворимые в воде вещества — в основном соединения натрия и лишь частично кальция и магния. Растворение этих веществ нарушает также связи в любых примесях, в результате чего происходит механическое разрушение их и удаление с промывочной водой взвешенных не растворенных в воде веществ (например, соединений железа и меди). Однако полностью удалить водными промывками нерастворимые в воде отложения нельзя. Водные промывки прекращаются по достижении одинаковых показателей промывочной воды по жесткости и щелочности на входе в ПГ и выходе из него.

Для удаления нерастворимых в воде соединений применяются так называемые химические промывки. Виды химических реактивов, применяемых для промывок ПГ, и их количество, вводимое в воду, зависят от состава и свойств отложений. Химическая очистка начинается с водной промывки, затем проводится щелочная промывка (щелочение), после которой — кислотная. Для ПГ, выполненных из перлитных сталей, возможно применение для этой цели минеральных кислот (обычно слабые растворы соляной или серной кислоты) с введением ингибиторов коррозии.

Для поверхностей нагрева, выполненных из нержавеющей аустенитных сталей, склонных к коррозии под напряжением, усугубляемой наличием хлорид-иона, применение соляной кислоты для химической очистки недопустимо. В этих случаях может быть использован моноцитрат аммония, или композиции с комплексонами [1].

Завершается химическая очистка повторной промывкой ПГ конденсатом.

## § 10.6. ВОДНЫЙ РЕЖИМ ПГ С МНОГОКРАТНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Водный режим ПГ с многократной циркуляцией необходимо организовать таким образом, чтобы при любых режимах их работы были обеспечены оптимальные физико-химические показатели парогенераторной воды. При выбранном качестве питательной воды это требование в большинстве случаев может быть выполнено при обеспечении целесообразной величины продувки. Технология производства пара в таких ПГ позволяет в случае необходимости применить коррекционную обработку парогенераторной воды, а также и специальные схемы водного режима, например промывку пара.

Для любой схемы организации водного режима баланс примесей, содержащихся в воде, в целом для парогенерирующей установки записывается системой соотношений типа (9.22) — (9.24).

Уравнение (9.23) с учетом (9.14) можно переписать в виде

$$c_{\text{в}}^{\text{общ}} = \frac{100 + p}{k_{\text{общ}} + p} c_{\text{п.в}}^{\text{общ}}. \quad (10.9)$$

При постоянном значении суммарного коэффициента выноса содержание примесей в парогенераторной воде [на основании (10.9)] зависит только от содержания их в питательной воде и величины продувки. Снижение содержания примесей в парогенераторной воде при постоянной величине продувки может быть достигнуто уменьшением примесей в питательной воде, а при постоянном качестве питательной воды — увеличением продувки.

На рис. 10.2 представлен график зависимости типа (10.9) для разных значений продувки. Продувка ПГ должна выбираться на основе технико-экономических расчетов.

При заданном качестве питательной воды продувку рассчитывают по (9.23) для всех растворенных в воде примесей (табл. 10.2). Из полученных нескольких значений продувки окончательно выбирают наибольшую.

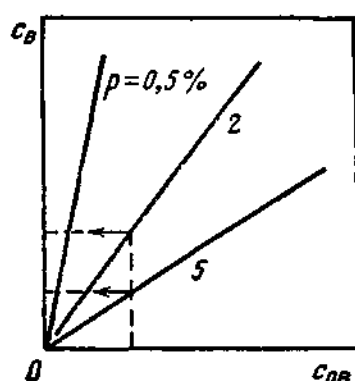


Рис. 10.2. Зависимость содержания примесей в парогенераторной воде от качества питательной воды при различных величинах продувки

Оптимальная продувка ПГ определяется в первую очередь принятой системой очистки добавочной воды и не превышает 3—4 %. Так для ПГ с органическим топливом при обессоливании добавочной воды (химическом или термическом в испарителях)  $p=0,5 \div 1$  %, при химическом умягчении добавочной воды  $p=0,5 \div 3$  %.

На АЭС при 100 %-ной конденсатоочистке и обессоливании добавочной воды продувка ПГ составляет не более 0,5 %.

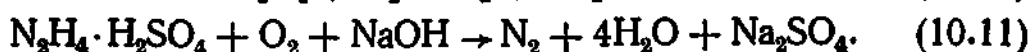
**Методы коррекционной обработки воды.** Кооррекционная обработка питательной и парогенераторной воды применяется для снижения интенсивности протекания кор-

розионных процессов и процессов отложения примесей воды в поверхностях нагрева ПГ. В целях снижения интенсивности процессов коррозии в первую очередь предусмотрена нейтрализация газообразных коррозионно-активных веществ: кислорода и диоксида углерода. Эти вещества находятся в питательной воде из-за неполного удаления их в конденсаторе и деаэраторе.

В парогенераторной воде концентрация их может увеличиваться вследствие разложения некоторых содержащихся в ней веществ (карбонатов, щелочей и др.).

Для борьбы с кислородной коррозией в установках высоких и сверхвысоких параметров обычных ТЭС применяется гидразин ( $\text{N}_2\text{H}_4$ ) в виде двух его различных соединений:  $\text{N}_2\text{H}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$  — гидразингидрат и  $\text{N}_2\text{H}_4 \cdot \text{H}_2\text{SO}_4$  — сульфат гидразина.

Следует иметь в виду, что эти вещества (и другие гидразинсодержащие) обладают рядом неблагоприятных свойств, основные из которых огнеопасность, токсичность и высокая стоимость. Физико-химические свойства  $\text{N}_2\text{H}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$  несколько предпочтительнее: это вещество не увеличивает общее солесодержание воды. Гидразин связывает свободный кислород в соответствии с реакциями



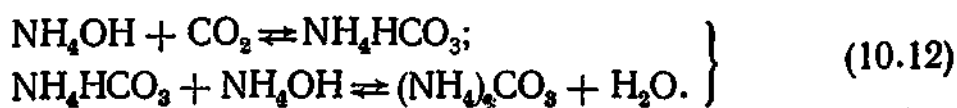
Сопоставление реакций (10.10) и (10.11) показывает, что применение сульфата гидразина усложняется еще и необходимостью добавления щелочи.

Гидразингидрат можно применять и в прямоточных ПГ.

Реакция между кислородом и гидразином протекает только при высоких температурах. Поэтому ввод гидразина осуществляется в питательную воду после деаэратора в виде концентраций, достаточных для связывания поступающего в испаритель с питательной водой остаточного кислорода и получения избытка  $\text{N}_2\text{H}_4$  в количестве, не превышающем 0,02—0,03 мг/кг.

Целесообразность применения этого метода для парогенераторных установок конкретных ядерных энергетических установок должна быть определена в сопоставлении с другими эффективными методами борьбы с кислородной коррозией и ее нежелательными последствиями. В качестве одного из таких методов следует рассматривать применение комплексонов для обработки поверхностей теплообмена, а также дозированное добавление их в питательную воду (см. § 10.7).

Серьезное внимание необходимо обращать на предотвращение коррозии под действием диоксида углерода. В теплоэнергетике существует несколько методов ее подавления путем ввода в питательную воду химических реактивов. Наиболее распространенным является аммиачный метод, при котором введенный в питательную воду аммиак связывает диоксид углерода в соответствии с реак-



Кроме того, аммиак необходим и для повышения значения рН воды. Поэтому количество вводимого аммиака превышает требуемое для полного связывания диоксида углерода. При применении аммиачного режима следует иметь в виду возможность возникновения аммиачной коррозии в присутствии кислорода в конденсатном тракте (латунные трубки эжекторов, конденсаторов и подогревателей низкого давления).

Методы коррекционной обработки парогенераторной воды применяются для снижения интенсивности накипеобразования. Для условий ТЭС весьма детально разработаны меры предотвращения наиболее нежелательных кальциевых накипей. Для этого применяется так называемый коррекционный фосфатный режим. При фосфатном режиме в парогенераторную воду вводятся натриевые соли фосфорной кислоты (фосфатирование). В результате их взаимодействия с кальциевыми соединениями в щелочной среде образуется легкоподвижный неприкипающий шлак  $\text{Ca}_{10}(\text{PO}_4)_6\text{OH}_2$  (гидроксилapatит). При осуществлении фосфатирования в испарителе в зависимости от состава питательной воды устанавливаются режимы с различными физико-химическими характеристиками. Если питательная вода ПГ состоит из конденсата и химически обессоленной воды или дистиллята испарителей, то при фосфатировании устанавливается режим чисто фосфатной щелочности. При таком режиме в парогенераторной воде отсутствует свободный едкий натр, а степень гидролиза фосфорнокислых соединений натрия уменьшается по мере концентрирования их раствора при упаривании воды.

Следовательно, в этом случае отсутствуют и условия повышения концентрации едкого натра до значений, стимулирующих возникновение межкристаллитной коррозии в поверхностях нагрева ПГ. При питании ПГ конденсатом с добавкой химически очищенной воды фосфатирование обуславливает так называемый фосфатно-щелочной режим. Отличием его от режима чисто фосфатной щелочности является возможность значительного концентрирования в парогенераторной воде едкого натра. Объясняется это тем, что с химически очищенной (умягченной) водой в парогенераторную воду поступает бикарбонат натрия  $\text{NaHCO}_3$ , при разложении которого за счет гидролиза и термоллиза в парогенераторной воде появляется свободный едкий натр. Таким образом, фосфатно-щелочной режим может оказаться опасным в отношении возникновения межкристаллитной коррозии. Для предотвращения такой опасности необходимо поддерживать в определенных пределах так называемую относительную щелочность парогенераторной воды (отношение щелочности воды к концентрации в ней ионов  $\text{PO}_4^{3-}$ ).

Как видно, режим фосфатирования требует особой тщательно-

сти дозировки реагентов; кроме того, при его использовании примеси-накипеобразователи переводятся не в растворимое состояние, а в форму подвижного шлама. Все это, а особенно последнее, делает этот режим нежелательным для ПГ АЭС с погруженными поверхностями нагрева. В таких поверхностях трубные змеевики располагаются тесными рядами, что затрудняет вывод шлама и приводит к образованию отложений на теплопередающих трубах. При  $t_1 < t_{ст}^{доп}$  отложения не влияют на механическую надежность поверхности нагрева, но они будут способствовать развитию подшламовой коррозии, особенно в местах крепления труб к коллекторам (трубным доскам) и прохода их через дистанционирующие решетки. Кроме того, наличие отложений в поверхности нагрева приведет к заметному снижению паропроизводительности ПГ.

На АЭС с ВВЭР и ПГ, имеющими погруженные поверхности нагрева, возможно осуществление бескоррекционного водного режима при условии малой жесткости питательной воды (менее 0,25 мкг·экв/кг). Такой показатель жесткости питательной воды для ПГ АЭС практически всегда имеет место, так как на АЭС должны применяться 100 %-ная конденсатоочистка и обессоливание добавочной воды. В этом случае при допустимой продувке можно поддерживать жесткость парогенераторной воды в пределах 25—30 мкг·экв/кг, что практически исключает образование накипи.

Но и в этом случае следует считаться с возможностью появления солей жесткости в парогенераторной воде за счет «проскока» ионов Са из системы водоподготовки. Наряду с предотвращением отложений солей жесткости в современных парогенераторных установках следует учитывать и необходимость предотвращения и удаления из пароводяного тракта продуктов коррозии различных металлов: в первую очередь железа, а также меди и цинка. В настоящее время эта задача может быть успешно решена при использовании комплексного водного режима. Ряд методов комплексного водного режима парогенераторных установок разработан коллективом сотрудников в МЭИ под руководством Т. Х. Маргуловой.

При средних параметрах ПГ этот режим обеспечивает истинно растворенное состояние в питательной воде всех соединений комплекса с нелетучими примесями (комплексонатов), а следовательно, и отсутствие в ней любого шлама. Однако еще раз следует подчеркнуть, что наилучший эффект комплексонных режимов имеет место при обработке всех составляющих питательной воды по системе полного обессоливания. Комплексонная обработка осуществляется вводом в парогенераторную воду комплексона, например трилона Б — двузамещенной натриевой соли этилендиаминтетрауксусной кислоты (ЭДТА). Немаловажным достоинством такого водного режима является перевод железистых соединений в ионную форму, в связи с чем снижается коэффициент распределения для железа и уменьшается унос его с паром, в ре-

зультате возрастает эффективность продувки, так как увеличивается концентрация железа в воде продувки. Комплексонный водный режим достаточно широко внедрен в практику парогенерирующих установок среднего давления как на ТЭС, так и на АЭС, и показал высокую технико-экономическую эффективность.

Этот метод коррекционной обработки воды перспективен и для установок высоких и сверхвысоких параметров. При таких параметрах система водоподготовки как для ТЭС, так и для АЭС — полное обессоливание. Поэтому во всех случаях основной примесью парогенераторной воды будут оксиды железа. Если в питательную воду будет подан комплексон, то в испарительную поверхность поступят растворенные комплексонаты железа. При температурах, соответствующих высоким и сверхвысоким параметрам (300—345°C), комплексонаты подвержены глубокому термическому разложению (92—98 %), главным образом при контакте со стенками труб поверхностей нагрева. В этом случае на чистых стальных поверхностях будут образованы оксидные пленки магнетита  $\text{Fe}_3\text{O}_4$ , структура которых и механические характеристики весьма близки к таковым для перлитных сталей. Такие плотные оксидные пленки защищают сталь от интенсивной общей коррозии.

Следовательно, при дозировании комплексона в воду высоких параметров в парогенераторных поверхностях возникает накипный режим. Однако в этом случае он является полезным, так как отложения магнетита распределяются равномерно по поверхности всех обогреваемых и необогреваемых труб. Относительно малая толщина, высокие теплопроводность и плотность магнетитной пленки не снижают тепловой эффективности поверхности нагрева, но при этом существенно снижается интенсивность общей коррозии и не интенсифицируется местная (подшламовая, межкристаллитная и др.) коррозия. Незначительная неразложившаяся часть комплексоната железа будет находиться в воде в виде хорошо растворимых вторичных комплексов железа, практически не растворяющихся в насыщенном паре.

Таким образом, комплексонный водный режим для парогенерирующих установок высокого и сверхвысокого давления решает следующие задачи: предотвращение отложения рыхлых железоксидных отложений в поверхностях нагрева; значительное снижение уноса оксидов железа с насыщенным паром; повышение общей коррозионной стойкости перлитных сталей.

При отсутствии в парогенераторной воде установок средних параметров солей жесткости (питание обессоленной водой), комплексонный водный режим и в них решает названные выше задачи (разложение комплексонатов с образованием защитной пленки, начинается с 250°C). Осуществление комплексонного водного режима целесообразно проводить путем непрерывного ввода соответствующего количества комплексонов в питательную воду.

Ступенчатое испарение. На рис. 10.3 представлена принципиальная схема ПГ с двухступенчатым испарением. На схеме обозна-

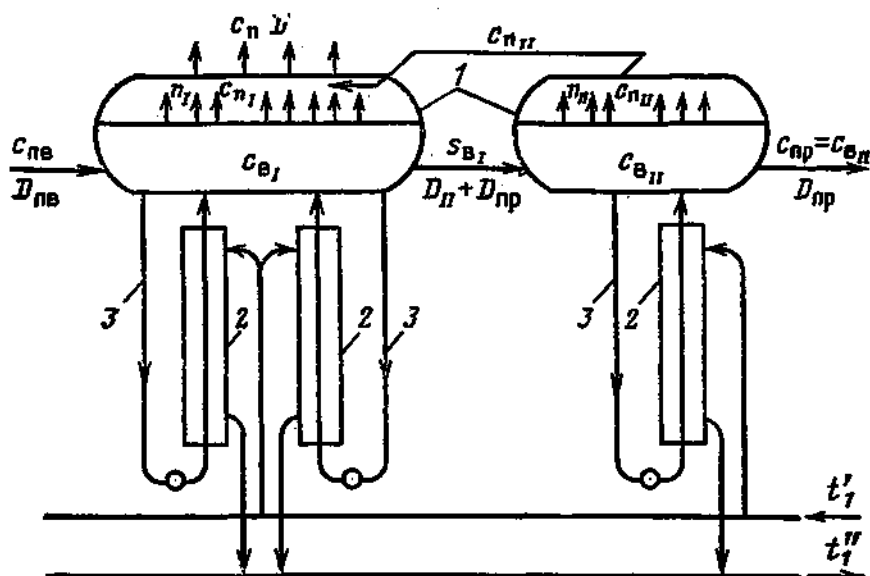


Рис. 10.3. Схема ПГ с двухступенчатым испарением:

1 — сепарационные устройства первой и второй ступеней испарения; 2 — испарительные поверхности теплообмена; 3 — опускная система

чены концентрации примесей в соответствующих элементах агрегата. Производительность ступеней выражена в процентах общей:

$$n_I = (D_I/D) 100\%; \quad n_{II} = (D_{II}/D) 100\%. \quad (10.13)$$

Очевидно, что балансовым уравнением для всего ПГ является

$$(100 + p) c_{п.в} = 100 c_{п} + p c_{пр}. \quad (10.14)$$

Балансы распределения примесей внутри ПГ имеют вид:  
для первой ступени (чистого отсека)

$$\begin{aligned} (100 + p) c_{п.в} &= (100 - n_{II}) c_{пI} + (n_{II} + p) c_{вI} = (100 - n_{II}) \frac{k_I}{100} c_{вI} + \\ &+ (n_{II} + p) c_{вI} = \left( n_{II} + p + \frac{100 - n_{II}}{100} k_I \right) c_{вI}; \end{aligned} \quad (10.15)$$

для второй ступени (соленого отсека)

$$\begin{aligned} (n_{II} + p) c_{вI} &= n_{II} c_{пII} + p c_{вII} = n_{II} \frac{k_{II}}{100} c_{пр} + \\ &+ p c_{пр} = \left( p + n_{II} \frac{k_{II}}{100} \right) c_{пр}. \end{aligned} \quad (10.16)$$

Содержание примесей в общем паре определяется по уравнению смешения

$$100 c_{п} = (100 - n_{II}) c_{пI} + n_{II} c_{пII} = \frac{100 - n_{II}}{100} k_I c_{вI} + \frac{n_{II}}{110} k_{II} c_{пр}. \quad (10.17)$$

Баланс примесей и определение чистоты пара следует рассчитывать отдельно по общему солесодержанию (без учета примесей, растворяющихся в паре) и по содержанию каждой примеси, уносимой вследствие растворимости. В первом случае в уравнения (10.15) — (10.17) вместо  $k_I$  и  $k_{II}$  следует поставлять значение влажности пара в соответствующем отсеке, а во втором — видимый коэффициент распределения данного вещества (в процентах).

Из (10.15) концентрация примесей в парогенераторной воде первой ступени

$$c_{в I} = \frac{100 + p}{[(100 - n_{II}) k_I / 100] + n_{II} + p} c_{п.в.} \quad (10.18)$$

Так как  $(100 - n_{II}) k_I / 100 \ll n_{II} + p$ , то (10.18) можно переписать в виде

$$c_{в I} \approx (100 + p) c_{п.в.} / (n_{II} + p). \quad (10.19)$$

Из совместного рассмотрения (10.15) и (10.16) можно определить концентрацию примесей в парогенераторной воде второй ступени, которая равна концентрации примесей в продувочной воде всего ПГ:

$$\begin{aligned} c_{в II} = c_{пр} &= \frac{100 + p}{p + (n_{II} k_{II} / 100)} \frac{n_{II} + p}{n_{II} + p + [(100 - n_{II}) k_{II} / 100]} c_{п.в.} \approx \\ &\approx \frac{100 + p}{p + (n_{II} k_{II} / 100)} c_{п.в.} \end{aligned} \quad (10.20)$$

Характерными параметрами схем со ступенчатым испарением являются так называемые кратности концентраций в ступенях по отношению к концентрации питательной воды и концентрации в предыдущей ступени испарения. Они могут быть найдены из соответствующих предыдущих соотношений:

$$\left. \begin{aligned} C_I &= \frac{c_{в I}}{c_{п.в.}} = \frac{100 + p}{(100 - n_{II}) k_I / 100 + (n_{II} + p)} \approx \frac{100 + p}{n_{II} + p}; \\ C_{II} &= \frac{c_{пр}}{c_{п.в.}} = \frac{c_{в II}}{c_{п.в.}} = \frac{100 + p}{p + (n_{II} k_{II} / 100)} \approx \frac{100 + p}{p}; \\ C_{II-I} &= \frac{c_{в II}}{c_{в I}} = \frac{c_{пр}}{c_{в I}} = \frac{n_{II} + p}{(n_{II} k_{II} / 100) + p} \approx \frac{n_{II} + p}{p}. \end{aligned} \right\} \quad (10.21)$$

Из (10.15) — (10.21) следует, что концентрации примесей в отсеках и относительные концентрации существенно зависят от паропроизводительности последней ступени.

Следует иметь в виду, что упрощения в балансовых уравнениях были сделаны при пренебрежении уносом примесей с паром. При расчетах чистоты пара по общему солесодержанию это вполне допустимо. При расчетах по отдельным примесям, уносимым

с паром вследствие их растворимости, подобные упрощения делать нельзя, так как коэффициенты распределения могут иметь большие значения.

Сопоставление уравнений (10.17), (10.19) и (10.20), определяющих чистоту пара и концентрацию примесей в отсеках, с соответствующими уравнениями для простой схемы (9.22)—(9.25) позволяет выявить определенные преимущества схемы со ступенчатым испарением.

В схеме без ступенчатого испарения чистота всего пара определяется содержанием примесей в продувочной воде, а в схеме со ступенчатым испарением продувочная вода определяет чистоту только той части пара, которая вырабатывается в последнем отсеке.

В соответствии с этим при названных выше условиях чистота всего пара, выработанного в ПГ со ступенчатым испарением, выше, чем в ПГ с простой сепарационной схемой. Получение пара одинаковой чистоты позволяет в схеме со ступенчатым испарением уменьшить продувку или при ее постоянстве понизить требования к качеству питательной воды.

Паропроизводительность второй ступени может изменяться в широких пределах — от 0 до 100 %. Оба крайних случая относятся к простой схеме водного режима, следовательно, для  $n_{II}$  должно существовать оптимальное значение. Это хорошо видно из рис. 10.4, на котором представлены расчеты содержания кремниевой кислоты в паре для разных значений  $n_{II}$  и  $p$ . Оптимальная производительность второй ступени увеличивается с ростом продувки. Аналогичный характер зависимостей  $c_{II} = f(n_{II}; p)$  имеет место и для всех других примесей.

Одним из основных условий эффективной работы схем со ступенчатым испарением является строгое разделение поверхностей теплообмена и водяных объемов, включенных в разные ступени испарения. Единственным местом соединения водяных объемов должна быть только водоперепускная труба. Наличие каких-либо иных мест сообщения водяных объемов будет приводить к выравниванию концентраций воды в отсеках и нарушению ступенчатого испарения.

Как уже упоминалось, водный режим со ступенчатым испарением во многом помог освоению в теплоэнергетике пара высоких параметров. В настоящее время благодаря освоению эффективных методов водоподготовки, а следовательно, существенному улучшению чистоты питательной воды при допустимых затратах проектирование ПГ со ступенчатым испарением нецелесообразно. Однако следует иметь в виду, что принцип ступенчатого испарения может оказаться эффективным для рационализации вспомогательных устройств (испарители, выпарные установки). Этот принцип используется в установках опреснения минерализованных вод.

**Промывка пара.** Чистота пара определяется чистотой воды, с которой пар контактирует перед выходом в паровой объем. Это положение является основой водного режима ПГ с промывкой па-

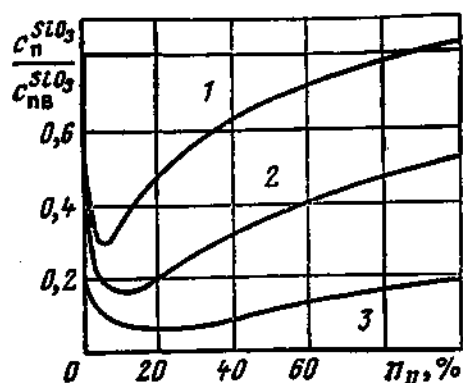


Рис. 10.4. Зависимость чистоты насыщенного пара по кремниевой кислоте от производительности второй ступени испарения и продувки (давление около 10 МПа):

1 —  $p=0,25\%$ ; 2 —  $p=1\%$ ; 3 —  $p=5\%$

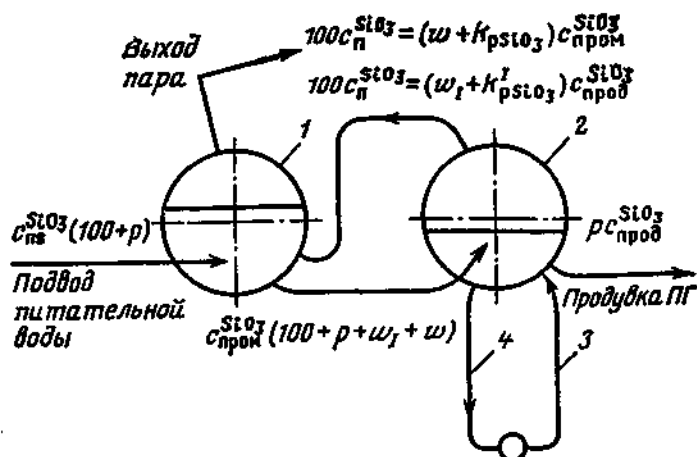


Рис. 10.5. Баланс примесей в ПГ с промывкой пара (по кремниевой кислоте):

1 — промывочный барабан; 2 — сепарационный (основной) барабан; 3 — испарительная поверхность; 4 — опускная система

ра. Полученный в поверхностях теплообмена пар содержит примеси в количествах, пропорциональных концентрациям их в парогенераторной воде. После промывки примеси в паре будут содержаться в количествах, пропорциональных содержанию их в промывочной воде. Процесс очистки пара в схемах с промывкой состоит из следующих стадий: осушка пара перед промывочным устройством, пропуск пара через слой промывочной воды и осушка пара после промывки. Эти стадии могут осуществляться как в разных объемах, так и в одном.

В первом случае испарительно-сепарационная схема ПГ требует наличия специального сепарационного барабана, что значительно удорожает установку. Осуществление всех стадий сепарации и промывки в одном корпусе требует особой тщательности при проектировании: необходимо правильно выбрать размеры корпуса, в котором осуществляются совместно сепарация и промывка пара, определить оптимальные высоты паровых объемов до промывочного устройства и после него, а также размеры промывочного устройства. Совершенно очевидно, что в однокорпусной схеме не представляется возможным рассчитывать на значительную высоту промывочного устройства, поэтому процесс промывки должен быть организован эффективно при умеренной высоте промывочного устройства. Работами ЦКТИ и ОРГРЭС было установлено, что можно ограничиться высотой его в пределах 40—60 мм, так как эффективная промывка происходит при контакте паровых струй и пузырей с водой в самом барботажном устройстве и весьма интенсивно в паровом объеме над ним, где находится распыленная влага, имеющая большую суммарную площадь поверхности.

Для расчета чистоты пара необходимо составить уравнения ба-

ланса примесей для всего ПГ в целом и отдельно для промывочного устройства и основного сепарационного устройства. Принципиальная схема водного режима ПГ с промывкой пара представлена на рис. 10.5, промывочное устройство в ней условно показано в отдельном барабане. Все данные, необходимые для составления балансов примесей, указаны на схеме применительно к кремниевой кислоте. Методика составления балансов не изменится в случае совмещения промывки пара с основным сепарационным устройством, а также при рассмотрении любых других примесей. Чистота пара на выходе из основного сепарационного устройства и после промывки определяется по соотношениям

$$100c_{\Pi}^I = (\omega_1 + k_p^I) c_{\text{пр}}; \quad (10.22)$$

$$100c_{\Pi} = (\omega + k_p) c_{\text{пром}}. \quad (10.23)$$

Баланс примесей в промывочном устройстве запишется следующим образом:

$$(100 + p) c_{\text{п.в}} + (\omega_1 + k_p^I) c_{\text{пр}} = (100 + p + \omega_1 - \omega) c_{\text{пром}} + (\omega + k_p) c_{\text{пром}} = (100 + p + \omega_1 + k_p) c_{\text{пром}}. \quad (10.24)$$

Балансовое уравнение для основного сепарационного устройства будет иметь вид

$$(100 + p + \omega_1 - \omega) c_{\text{пром}} = (\omega_1 + k_p^I) c_{\text{пр}} + p c_{\text{пр}} = (\omega_1 + k_p^I + p) c_{\text{пр}}. \quad (10.25)$$

Из (10.24) и (10.25) определяется концентрация веществ в промывочной воде:

$$c_{\text{пром}} = \frac{(100 + p) c_{\text{п.в}}}{100 + p + \omega_1 + k_p - (\omega_1 + k_p^I) (100 + p + \omega_1 - \omega) / (p + \omega_1 + k_p^I)}. \quad (10.26)$$

Отношения концентраций солей промывочной и питательной воды  $C_{\text{пром}} = c_{\text{пром}} / c_{\text{п.в}}$ , а также продувочной и промывочной воды  $C_{\text{пр-пром}} = c_{\text{пр}} / c_{\text{пром}}$ , называемое *кратностью концентрации*, определяется соответственно из (10.26) и (10.24). Для этих величин в работе [1] представлены расчетные номограммы.

Величина  $C_{\text{пр-пром}}$  — основной критерий эффективности схемы с промывкой пара. Чем она больше, тем меньше концентрация промывочной воды, определяющая окончательную чистоту пара, при той же продувке ПГ.

Влажность пара до промывки  $\omega_1$  и после нее  $\omega$  оценивается в соответствии с рекомендациями гл. 9. В большинстве случаев можно принять их равными.

Коэффициенты распределения  $k_p$  и  $k_p^I$  зависят только от давления, и поэтому при коэффициенте промывки, равном единице (при полном перераспределении примесей между паром и водой), их следует принимать равными. В промывочном устройстве, рас-

положенном в основном барабане, коэффициент промывки примерно равен 0,8. Для такой схемы  $k_p = 1,2 k'_p$ .

На эффективность работы схем водного режима с промывкой пара влияет много факторов. Влияние продувки ПГ сказывается только в области малых ее значений. При изменении  $0,25 \leq p \leq 1\%$  чистота пара после промывки заметно улучшается. Изменение продувки в области ее значений, больших  $1\%$ , на чистоте пара не сказывается.

Очень сильное влияние на качество пара после промывки имеет влажность после промывки и особенно до промывки. Во всех случаях необходимо стремиться к максимально возможной сушке пара. Чем больше питательной воды поступает в промывочное устройство, тем чище будет промытый пар. Однако не всегда целесообразно подавать в промывочное устройство всю питательную воду. Это относится к ПГ, в которых питательная вода после экономайзера имеет большой недогрев до температуры насыщения.

Промывка пара не только существенно улучшает чистоту пара при умеренных продувках, но позволяет в ряде случаев понизить требования к водоподготовительным установкам. Вместе с тем при промывке пара происходит дополнительная деаэрация питательной воды, что положительно сказывается на снижении интенсивности коррозионных процессов.

Промывку пара можно считать целесообразной для ПГ с давлением более 10 МПа. Для ПГ с давлением до 10 МПа следует рассматривать во всех случаях возможность осуществления промывки пара. Если получаемые при этом выгоды превышают затраты, связанные с усложнением внутрибарабанных устройств, то применение схемы с промывкой пара целесообразно.

## § 10.7. ВОДНЫЙ РЕЖИМ ПГ АЭС С ВВЭР

Бескоррекционный водный режим без конденсатоочистки. Более 90 % выработки электроэнергии на двухконтурных АЭС в Советском Союзе и 100 % в странах СЭВ падает на АЭС с ВВЭР.

Для этого типа АЭС накоплен большой опыт создания и эксплуатации основного оборудования, которое стало стандартным. Поэтому рациональную организацию водного режима ПГ таких АЭС целесообразно рассмотреть специально.

Все необходимые вопросы, относящиеся к конструкционным факторам водного режима, изложены с достаточной полнотой в гл. 4, 10 и 13. Здесь более подробно остановимся на водно-химических аспектах.

Для ПГ первых блоков АЭС с ВВЭР-210 и с ВВЭР-365 (Нововоронежская АЭС), выполненных по схеме, изображенной на рис. 4.10, была принята бескоррекционная схема водного режима при питании ПГ смесью конденсата и добавочной воды, подготовленной по системе обессоливания. Система конденсатоочистки не применялась.

Бескоррекционный водный режим при таком качестве воды не может исключить, в принципе, возникновения и заметного развития отложений примесей как в нижней части корпуса, так и на трубах поверхности теплообмена. Основная часть отложений состоит из оксидов железа, но неизбежно присутствие в них в определенных количествах солей жесткости и хлоридов (присосы в конденсаторе). Сколько-нибудь серьезного проявления неблагоприятных последствий отложений практически не наблюдалось. Это связано с тем, что конструкция поверхности теплообмена (погруженный трубный пучок с коллекторной раздачей и сбором теплоносителя) не создавала за межпромывочный период условий для глубокого концентрирования хлоридов и щелочей в зонах наклепанного металла. Выше указывалось на наличие таких условий в ПГ с нижней трубной доской (фирмы «Вестингауз» и др.), на которой накапливается выпавший из потока шлам; как правило, на горячих концах труб такого ПГ происходило упаривание и создавались опасные концентрации хлоридов и щелочей, это делало такие ПГ ненадежными в эксплуатации.

Наличие отложений на трубах поверхностей теплообмена ПГ АЭС с ВВЭР приводило с течением времени к заметному снижению интенсивности теплопередачи, а следовательно, и к уменьшению паропроизводительности ПГ. В этом случае для обеспечения необходимого расхода пара на турбину необходимо иметь определенный запас площади поверхности теплообмена сверх рассчитанной. Принятое решение об осуществлении запаса до 25 % имело в виду также и возможность выхода из строя отдельных труб и их заглушку. Но все же большую часть запаса следует отнести к решению задачи по обеспечению номинального расхода пара. 25 %-ный запас по площади поверхности теплообмена дает увеличение капитальных вложений на один ПГ в размере нескольких сотен тысяч рублей. Накопление отложений беспредельно допускаться не может, поэтому для ПГ предусматриваются периодические отмывки. Полностью они исключены быть не могут, однако обеспечение совпадения сроков межпромывочного периода со сроками капитальных ремонтов — задача актуальная и достижимая.

В этом плане нужно иметь в виду большую трудоемкость процесса отмывки, усложняемую необходимостью учета (из-за появления неплотностей) возможных перетечек теплоносителя из первого контура во второй. В этом случае при отмывке ПГ в системе очистки будет циркулировать большое количество радиоактивной воды, что требует соответствующего усложнения технологии. Таким образом, бескоррекционный водный режим ПГ АЭС с ВВЭР при отсутствии очистки конденсата рабочего пара себя не оправдал.

Здесь же следует рассмотреть еще один вопрос связи водно-химического режима с конструкционным оформлением ПГ (ранее такая связь рассматривалась применительно к ПГ с трубной доской и к ПГ, обогреваемым  $\text{CO}_2$ ). При переходе к серийным блокам АЭС с ВВЭР-440 в ПГ была изменена конструкция коллекторов

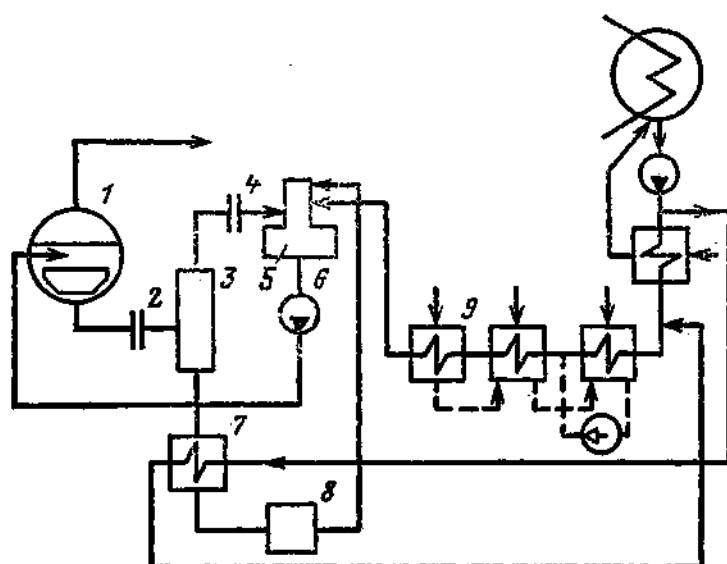


Рис. 10.6. Схема установки для очистки продувочной воды ПГ АЭС с ВВЭР:

1 — ПГ; 2, 4 — дроссельные шайбы; 3 — расширитель; 5 — деаэратор; 6 — питательный насос; 7 — теплообменник; 8 — ионообменная установка; 9 — подогреватель низкого давления

теплоносителя с целью обеспечения доступа в их внутреннюю полость через верхнюю часть. При этом предполагалось облегчение ремонтных работ. Эти изменения видны из сравнения рис. 4.10 и 4.11. Недостатком новой конструкции коллекторов является наличие верхней крышки, соединенной с корпусом коллектора болтовым креплением, что не может гарантировать плотности первого контура на период эксплуатации ПГ до планово-предупредительного ремонта. Следовательно, возможен переток радиоактивного теплоносителя, да к тому же и содержащего бор, во второй контур. Впоследствии такая же конструкция коллекторов была принята и для ПГ для АЭС с ВВЭР-1000 (см. рис. 4.12).

Решение о возвращении к прежнему конструкционному оформлению коллекторов поверхности теплообмена с полным их затоплением парогенераторной водой и обеспечением доступа в них снизу является целесообразным.

**Байпасная очистка воды ПГ.** При любом водном режиме ПГ с многократной принудительной циркуляцией необходима продувка, т. е. вывод из цикла некоторого количества парогенераторной воды и замена ее добавочной, специально подготовленной. Применительно к ПГ АЭС с ВВЭР осуществляется специальная система организации продувки ПГ и переработки продувочной воды. Это связано с возможным поступлением радиоактивности в воду второго контура. Выведенная из ПГ вода в количестве  $(p/100)D$ , кг/с ( $p$  — продувка ПГ, %;  $D$  — паропроизводительность ПГ, кг/с) поступает в специальную установку с ионообменным фильтром для очистки. В системе АЭС эта установка называется спецводоочисткой № 5 (СВО-5). Ее принципиальная схема представлена на рис. 10.6.

Процесс очистки продувочной воды ПГ носит также название байпасной очистки в силу того, что очищенная продувочная вода в виде пара и воды поступает вновь в конденсатно-питательный

тракт. Парогенераторная вода в продувочную магистраль поступает через два штуцера из нижних точек корпуса ПГ и через дроссельное устройство 2 входит в расширитель 3. Образовавшийся в нем пар дросселируется и поступает с соответствующим давлением в деаэратор. Водяная фаза из расширителя через теплообменник 7 (рабочая температура анионита около 40 °С) поступает в очистную установку 8, состоящую из предвключенного механического фильтра и ионообменных фильтров. Очищенная вода подается в верхнюю часть деаэрационной головки. Материальный баланс расширителя продувки представляет собой следующее соотношение:

$$\frac{p}{100} D = \frac{p}{100} \frac{\beta}{100} D + \frac{p}{100} \left(1 - \frac{\beta}{100}\right) D, \quad (10.27)$$

где  $\beta$  — относительное количество пара, образующегося в расширителе, %:

$$\beta = \frac{h'_{\text{ПГ}} - h'_d}{r_d} \cdot 100, \quad (10.28)$$

где  $h'_{\text{ПГ}}$  и  $h'_d$  — энтальпия воды при температурах кипения в ПГ и деаэраторе, кДж/кг;  $r_d$  — теплота парообразования при наличии давления в деаэраторе, кДж/кг.

Таким образом, на фильтры будет поступать не полный расход продувочной воды, а только часть ее

$$\frac{p}{100} \left(1 - \frac{\beta}{100}\right) D.$$

Пар в количестве  $(p/100) (\beta/100) D$  поступает в деаэратор.

По существующим нормам водного режима продувка ПГ АЭС с ВВЭР лежит в пределах 0,2—0,5 % (в первые 3 сут после пуска блока она может быть увеличена до 1 %). Наряду с непрерывной продувкой в ПГ предусматривается периодическая, которая осуществляется также из нижних точек корпуса через два других штуцера. Расход периодической продувки около 0,5 % при времени действия 0,5 ч в сутки. С учетом этих расходов продувочной воды и выбирается производительность СВО-5. Так, для ПГ блока с ВВЭР-440 производительность установки байпасной очистки равна 15 т/ч, что с уверенностью обеспечивает максимально возможное значение продувки  $p=0,5$  %.

Следует обратить внимание на необходимость серьезного подхода к гидродинамике системы трубопроводов, отводящих продувочную воду из ПГ. Так в блоке с реактором ВВЭР-440 параллельно работают шесть ПГ, давление в которых может, хотя и незначительно, различаться. Но это обязательно скажется на расходах воды в параллельных продувочных магистралях, объединенных в одну сборную. Таким образом, условия для возникновения гидродинамической неравномерности при такой схеме существуют. Поэтому возможен режим долгосрочного снижения расхода про-

дувочной воды из какого-либо ПГ, что приведет к большей концентрации в его воде нежелательных примесей, особенно хлоридов. В этом случае можно ожидать выхода из строя (вследствие коррозионного растрескивания) отдельных труб в поверхности нагрева данного ПГ. Этот недостаток может быть локализован осуществлением отвода продувочной воды из каждого ПГ в расширитель по обособленной магистрали.

**Очистка конденсата рабочего пара.** При проектно-конструкторских разработках первых блоков АЭС с ВВЭР считалось, что питание ПГ водой высокой чистоты (конденсат и химически обессоленная добавочная вода) решит все вопросы требуемой чистоты рабочего пара и надежности (в отношении интенсивности протекания коррозионных процессов) поверхностей теплообмена при коррекции качества парогенераторной воды только установкой необходимой продувки. Однако опыт показал, что при несущественных присосах охлаждающей воды в конденсаторе привносимые в конденсат соли жесткости и хлориды накапливаются в ПГ. Казалось, что допустимые скорости коррозии в конденсатно-питательном тракте не вызовут каких-либо трудностей. Однако развитость тракта столь велика, что в питательную воду попадает ощутимое для поверхностей теплообмена ПГ количество железокислородных соединений. Отсюда и упоминавшиеся выше значительные отложения на поверхностях теплообмена, и необходимость относительно частых химических промывок. В этой связи возникает ситуация, при которой необходимо или увеличить байпасную продувку, или снизить межпромывочный период. Очевидно, что оба этих решения приведут к значительному увеличению эксплуатационных расходов и усложнению технологических процессов.

Эти обстоятельства привели к обсуждению вопроса о необходимости введения в циклы АЭС с ВВЭР системы 100 %-ного обессоливания турбинного конденсата на ионообменных фильтрах. В период создания первых установок с ВВЭР системы химического обессоливания были дорогостоящи и нетехнологичны. За более чем 25-летний период в этой отрасли науки и техники достигнуты заметные успехи. Поэтому можно считать, что осуществление 100 %-ной конденсатоочистки будет экономически более целесообразным, чем упоминавшаяся выше возможность обеспечения удовлетворительной работы поверхности теплообмена посредством увеличения продувки и частых химических отмывок.

Таким образом, достаточно надежный водный режим ПГ АЭС с ВВЭР может быть обеспечен при осуществлении 100 %-ной конденсатоочистки, достижении высокой чистоты добавочной воды, установлении рациональной продувки с байпасной ее очисткой.

Добавочная вода должна иметь следующие показатели: жесткость не более 0,5 мкг·эк/кг; удельная электрическая проводимость не более 1,0 мкСм/см; концентрация натрия не более 1,0, железа не более 20, меди 1,0 мкг/кг; содержание кремниевой кислоты не более 15, хлоридов не более 5 мкг/кг. В осуществляемых в настоящее время схемах АЭС добавочная вода подается в

**Таблица 10.5. Нормы содержания примесей в паре и воде ПГ АЭС с ВВЭР в стационарной эксплуатации при наличии конденсатоочистки**

Нормируемый показатель	Питательная вода перед ПГ	Турбинный конденсат		Конденсат перед деаэратором	Насыщенный пар	Продувочная вода	
		до конденсатоочистки	после конденсатоочистки			перед байпасной очисткой	после байпасной очистки
Общая жесткость, не более, мкг-экв/кг	0,2	2	0,2	—	—	—	—
Концентрация, не более, мкг/кг:							
Na	5	10	5	—	—	1000	100
Fe	15	—	—	—	—	—	—
Cu	—	—	—	5 (латунные ПНД) 3 (стальные ПНД)	—	—	—
O <sub>2</sub>	10 (после деаэратора)	≤30	—	—	—	—	—
хлоридов, не более	—	—	—	—	—	500	—
гидразина	40—70	—	—	—	—	—	—
веществ, экстрагируемых эфиром (масла и др.), не более	100	—	—	—	—	—	—
pH (при 25 °С)	7,5—8,5	—	—	—	—	7,8—8,8	—
Электрическая проводимость, не более, мкСм/см	0,3	2	0,3	—	0,3	3,0	1,0
Условный окислительно-восстановительный потенциал, мВ	—	—	—	100±30	—	—	—

деаэратор. Однако при наличии 100 %-ной конденсатоочистки и незначительной для конденсационной АЭС добавке воды ее, видимо, целесообразно направлять в конденсатор.

В табл. 10.5 и 10.6 представлены нормы содержания примесей в паре и воде ПГ АЭС с ВВЭР.

**Комплексонный водный режим ПГ.** Нормы качества питательной воды ПГ разработаны с учетом технически достижимых в настоящее время масс различных веществ в питательной воде. И даже такие, казалось бы, незначительные количества примесей не могут предотвратить появления и развития отложений на поверхностях теплообмена ПГ. В частности, практически при любой концентрации оксидов железа в питательной воде отложение их в ПГ неизбежно. Вместе с ними будут отлагаться и другие нелетучие примеси. Следовательно, и при таком водном режиме необходимо располагать методами их предотвращения и удаления. Наиболее эффективным в этом плане проявил себя разработанный в

Таблица 10.6. Формы содержания примесей в паре и воде ПГ АЭС с ВВЭР в стационарной эксплуатации при отсутствии конденсатоочистки

Нормируемый показатель	Питательная вода перед парогенератором	Турбинный конденсат	Конденсат перед деаэратором	Насыщенный пар	Продувочная вода	
					перед байпасной очисткой	после байпасной очистки
Общая жесткость, не более, мкг·экв/кг	0,5	0,5	—	—	—	—
Концентрация, не более, мкг/кг						
Na	10	10	—	—	2000	100
Fe	20	—	—	—	—	—
Cu	—	—	10	—	—	—
O <sub>2</sub>	10 (после деаэратора)	30	—	—	—	—
хлоридов	—	—	—	—	500	—
гидразина	20—60	—	—	—	—	—
веществ, экстрагируемых эфиром	100	—	—	—	—	—
pH (при 25 °С)	8,5—9,2	—	—	—	7,8—8,8	—
Электрическая проводимость, не более, мкСм/см	0,6	—	—	0,4	6,0	1,0
Условный окислительно-восстановительный потенциал, мВ	—	—	100±50	—	—	—

МЭИ водный режим с вводом в питательную воду комплексонов (как правило, трилона Б) — комплексонный водный режим. Прежде чем внедрить его в ядерную энергетику, была проведена достаточно длительная проверка в лабораторных условиях, а затем в установках обычной теплоэнергетики. Использование комплексонных водных режимов в ПГ ТЭС позволило практически полностью предотвратить образование на поверхностях теплообмена рыхлых отложений различного состава, в порах которых могло бы происходить концентрирование особенно нежелательных примесей (хлоридов, щелочей).

Более 15 лет назад комплексонный водный режим начал внедряться в ядерную энергетику. Для предотвращения развитых рыхлых отложений на трубах поверхностей теплообмена в условиях отсутствия конденсатоочистки расход трилона Б определяется по (13.8). На НВАЭС комплексонный водный режим был применен на блоке № 3 (ВВЭР-440), а затем на блоке № 5 (ВВЭР-1000). По техническим условиям тогда не удалось осуществить непрерывное дозирование трилона Б во все ПГ блока. В среднем время непрерывного ввода комплексона в питательную воду ПГ составляло 4—6 ч с интервалом 18—20 ч. Естественно, что это не давало возможности полного предотвращения отложений. Однако допол-

нительные исследования показали, что при такой методике дозирования комплексонов если и оставалось на поверхностях теплообмена некоторое количество отложений, то они были качественно другими, с очень высокой плотностью, обеспечивающей близкие к расчетным значения коэффициентов теплопередачи. Такая структура остаточных отложений не приводила к упариванию в их толще коррозионно-активных веществ. Такие условия способствовали возможности проведения химических отмывок с более длительными межпромывочными периодами. Так при некоторых планово-предупредительных ремонтах ПГ химические очистки не проводились. Образование вместо рыхлых плотных защитных отложений оксидов железа происходит более эффективно при сравнительно невысокой щелочности парогенераторной воды, которая обеспечивается при осуществлении 100 %-ной конденсатоочистки. Таким образом, 100 %-ная конденсатоочистка не исключает целесообразности применения комплексонного водного режима, а, наоборот, способствует повышению его эффективности и снижению примерно вдвое расхода реагента. Определение количества вводимого в питательную воду трилона Б  $G_{тр}$ , г/ч, для этого случая проводится по соотношению, в котором отсутствует составляющая солей жесткости:

$$G_{тр} = (6,7c_{Fe} + 6,0c_{Cu}) D \cdot 10^{-3}. \quad (10.29)$$

Комплексонный водный режим ПГ желателен как при отсутствии на АЭС конденсатоочистки, так и при наличии ее. Помимо предотвращения нежелательных рыхлых отложений на поверхности теплообмена комплексонный водный режим способствует отмывке отложений, уже ранее образовавшихся.

В МЭИ совместно с НВАЭС разработан метод периодической отмывки «на ходу» с применением комплексонов в условиях эксплуатации без остановки ПГ. Ее принцип основан на том, что комплексоны образуют высокорастворимые комплексы со всеми катионами, присутствующими в питательной воде. Непрерывно в течение определенного времени осуществляется ввод в питательную воду такого количества комплексонов, которое не только прореагировало бы с нелетучими примесями воды, но и провело комплексование уже имеющихся на поверхности теплообмена отложений. Для этих целей достаточно введения в питательную воду трилона Б с концентрацией, превышающей рассчитанную по (13.8) или (10.29) в 1,5—2 раза. При комплексонной отмывке удаляемые отложения выводятся из водяного объема ПГ с продувкой в виде растворенных комплексонатов (преимущественно железа), которые удаляются из воды на СВО-5. Опыт использования промывки «на ходу» на ПГ НВАЭС показал ее высокую эффективность. Так в результате одной опытной отмывки снижение загрязнений поверхности теплообмена произошло с 96 до 5—25 г/см<sup>2</sup>. Однако и для этого процесса необходимо определять время дозирования комплексона. Отмывка «на ходу» органически сочетается с комплексонным водным режимом. Она не требует никакой дополни-

тельной аппаратуры, кроме той, которая предусматривается для осуществления комплексного водного режима. Его основными элементами являются бак концентрированного раствора комплексона, трубопроводы и насос-дозатор. Все элементы установки, соприкасающиеся с концентрированным раствором трилона Б, выполняются из нержавеющей стали. Раствор комплексона вводится в питательный трубопровод на расстоянии около 20 м от входа его в ПГ. Это обеспечивает хорошее перемешивание реагента с водой до входа в ПГ. Необходимо отметить, что комплексонный режим усилиями кафедры АЭС МЭИ (группа сотрудников, руководимая А. С. Монаховым) и коллектива Шевченковской АЭС успешно осуществляется и на ПГ с жидкометаллическим теплоносителем. В этих ПГ  $t_{\text{ст}}^{\text{доп}} < t_1$ , что при наличии отложений обуславливает возможность выхода из строя труб из-за перегрева металла. Конструкционные особенности этих ПГ (поверхность теплообмена набрана из большого числа вертикальных обратных элементов) способствовали локальным скоплениям отложений в местах поворота на 180° парогенераторной воды и серьезно усложняли проведение химических очисток.

За 15 лет, прошедших после внедрения комплексного водного режима, не потребовалось проведения химических очисток ПГ. Более чем 20-летний опыт эксплуатации ПГ с водным теплоносителем, с погруженной поверхностью теплообмена показывает, что даже при обеспечении требуемого качества питательной воды разрушение отдельных труб имело место. Поэтому в настоящее время для всех ПГ АЭС с ВВЭР необходимо сочетание полного обессоливания конденсата с коррекцией состава воды ПГ комплексонами. Такой водный режим был бы целесообразен и для ПГ АЭС с реакторами PWR в существующем конструкционном исполнении (погруженная поверхность теплообмена с нижними трубными досками).

Другие возможные конструкции ПГ для АЭС с ВВЭР и их соответствие существующему водному режиму. Выпускаемые промышленностью горизонтальные ПГ с погруженной поверхностью теплообмена полностью себя оправдали применительно к блокам АЭС с ВВЭР-440 и ВВЭР-1000. Однако инженерная мысль не должна удовлетворяться достигнутыми результатами. Даже не ставя вопроса об изменении параметров теплоносителя реактора ВВЭР, уже сейчас можно говорить о практическом достижении более высоких производительностей в единичном ПГ, а также об использовании возможности малого перегрева рабочего пара. Эти две задачи наиболее целесообразно могут быть претворены в реальной конструкции при переходе на вертикальную компоновку поверхности теплообмена. Об этом говорилось в гл. 4 (см рис. 4.12, б). Водный режим такого ПГ без перегрева пара ничем не должен отличаться от рассмотренного: питательная вода со 100 %-ным обессоливанием конденсата и коррекция парогенераторной воды комплексонами. Как уже говорилось, в этом случае можно допустить и крепление труб поверхности теплообмена и

трубным доскам. Однако разработанная советскими инженерами конструкция с креплением их к коллекторам наиболее целесообразна и по требованиям водного режима (отсутствие условий для скопления хотя бы незначительного количества шлама в зоне крепления горячих концов труб).

В гл. 4 говорилось и о большем удобстве создания перегревательной поверхности в таком ПГ. Она может быть скомпонована в одном корпусе с испарительной (но можно рассматривать и обособленный пароперегреватель). При решении создания пароперегревателя необходимо дополнительное обсуждение соответствия конструкции и водного режима. Это обсуждение целесообразно провести при рассмотрении принципиально другой конструкции ПГ с водным теплоносителем — прямоточной, так как требования к водному режиму пароперегревательной поверхности теплообмена любого типа ПГ аналогичны таковым для прямоточного ПГ.

Нужно отметить, что опыт эксплуатации прямоточных ПГ, обогреваемых водой, имеется. Так, для блоков с реакторами PWR фирма «Бабкок — Уилкокс» (США) изготавливала такие ПГ (АЭС «Окони-1») для работы на обессоленной питательной воде. Прямоточные ПГ с перегревом пара успешно эксплуатируются на атомных паросиловых установках с реакторами водо-водяного типа, устанавливаемыми на ледоколах.

Нужно иметь в виду, что для АЭС советское реакторостроение твердо ориентируется на аустенитные нержавеющие стали в первом контуре. Значит, поверхности теплообмена прямоточного ПГ и пароперегревателя любого типа ПГ должны выполняться из этой стали. Если для ПГ с многократной циркуляцией блоков с ВВЭР в настоящее время принято 100 %-ное обессоливание конденсата, то для прямоточных ПГ другой альтернативы просто не существует. Даже в такой питательной воде рассчитывать на полное отсутствие хлоридов нельзя — они будут, хотя и в очень незначительном количестве (около 2 мкг/кг). По мере увеличения паросодержания в парогенераторной воде концентрация хлоридов будет расти. При высоких давлениях рабочего пара хлорид-ион будет не только отлагаться в зоне доупаривания, но и переходить в пар за счет растворимости. Расчет баланса хлорид-иона для различных давлений на основе (13.6) при содержании хлорид-ионов в питательной воде  $c_{п.в}^{Cl} = 2$  мкг/кг и  $c_v^{Cl} = 500$  мкг/кг (это соответствует схеме со 100 %-ной конденсатоочисткой) может дать сведения о концентрации хлорид-иона в зоне доупаривания воды (переходной зоне прямоточного ПГ, входной части пароперегревателя). Так, по данным [25], при давлении 18 МПа концентрация хлорид-иона в зоне доупаривания составит 1 мг/кг, а для давления 3,2 МПа она достигнет  $2 \cdot 10^4$  мг/кг. Допустимое содержание в воде хлорид-иона для поверхностей теплообмена, выполненных из аустенитной нержавеющей стали, составляет 0,5 мг/кг (табл. 10.5 и 10.6). Таким образом, прямоточные ПГ с поверхностями теплообмена из стали 12X18H10T для АЭС с реакторами ВВЭР и PWR не могут быть отнесены к надежным кон-

струкциям в диапазоне давлений рабочего пара вплоть до сверхвысоких (не более 18 МПа). Может быть химические промывки помогут предотвратить опасность коррозионного растрескивания стали, но нужно помнить о нежелательности сравнительно частых промывок трактов хотя бы и с незначительной радиоактивностью. Следовательно, для прямоточных ПГ необходимо изыскание новых нержавеющих сталей, не подверженных коррозионному растрескиванию. Что касается возможности установки пароперегревателей в ПГ с многократной циркуляцией с погруженной поверхностью теплообмена, то и на их поверхностях будет происходить отложение хлоридов в зоне досушки вышедшего из парового объема ПГ насыщенного пара. Расчеты баланса примесей [25] показывают, что опасные концентрации хлорид-ионов в поверхностях теплообмена таких пароперегревателей достигаются не при давлениях пара 13 МПа, а при условии высокой осушки пара, идущего на перегрев ( $\omega \leq 0,1\%$ ). Таким образом, выполнение пароперегревателей для современных ПГ ( $p_2 = 6,5$  МПа) с многократной циркуляцией, как горизонтального, так и вертикального расположения, из нержавеющей аустенитной стали также недопустимо.

Выше упоминалось о надежной работе прямоточных ПГ с перегревом пара на советском ледокольном флоте. Паропроизводящие установки (ППУ) ледоколов имеют поверхность теплообмена из аустенитной нержавеющей стали и работают при средних параметрах пара. В схеме паросиловой установки конденсатоочистка не предусмотрена. Главным фактором, обеспечивающим высокую надежность ППУ, является своевременное проведение химических очисток с применением комплексонов. Приемлемым межпромывочным периодом в какой-то степени способствуют казалось бы на первый взгляд нежелательные обстоятельства. С присосом в конденсаторе охлаждающей морской воды в конденсатный тракт вместе с хлоридами поступают и соли жесткости. В [25] дана следующая трактовка поведения примесей в тракте ПГ. С ростом температуры по всему тракту, в том числе и в зоне доупаривания, на трубах в первую очередь, отлагаются весьма плотные кальциевые соединения, которые предотвращают прямой контакт хлоридов с чистым металлом. Отмывка ПГ паропроизводящих установок ледоколов высокощелочными растворами комплексонов действительно показывает в отмывочных средах наличие как хлоридов, так и солей жесткости. Следует иметь в виду, что для транспортных установок межпромывочный период может быть допущен значительно меньшим по сравнению с периодом мощных стационарных установок.

## ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО, КОНСТРУКЦИОННОГО И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ ПГ

### § 11.1. ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ВИДЫ РАСЧЕТОВ

Для современного этапа развития двухконтурных (трехконтурных) АЭС характерным является накопление большого опыта проектирования, монтажа и эксплуатации оборудования. Это позволило создать практически стандартное оборудование для ядерных энергетических установок с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением, умеренных мощностей (для блоков с ВВЭР-440).

Для АЭС с реакторами ВВЭР больших мощностей (ВВЭР-1000) и с реакторами на быстрых нейтронах с жидкометаллическим охлаждением созданы и промышленно опробованы перспективные типы оборудования, оптимальные характеристики которого будут уточняться при дальнейшей эксплуатации.

Для других типов АЭС, развитие которых предполагается в будущем (с реакторами на быстрых нейтронах и газообразными теплоносителями, с высокотемпературными газоохлаждаемыми реакторами на тепловых нейтронах, с гибридными термоядерными реакторами и др.), проектирование и изготовление оборудования будет иметь индивидуальный характер. Изыскание и дальнейшая оптимизация решений, в частности для ПГ, должны основываться на уже приобретенном опыте проектирования и эксплуатации ПГ ТЭС и АЭС, теплообменных аппаратов различного назначения.

В практике проектирования оборудования используются два вида расчетов: конструкторский и поверочный. Конструкторский расчет — основа разработки нового, еще не выпускаемого промышленностью варианта. Поверочный расчет проводится для определения возможности использования уже освоенных конструкций при других, но достаточно близких к первоначальным параметрах работы.

Основой проектирования ПГ для новых типов АЭС будет конструкторский расчет.

Исходные данные для проектирования содержат только сведения о параметрах пара и теплоносителя и их расходах. Конечные результаты должны содержать все показатели, необходимые для изготовления и монтажа, а также эксплуатации ПГ.

В первую группу этих показателей входят: тип ПГ по способу организации движения рабочего тела, его единичная мощность, площадь теплопередающих поверхностей и их конструктивные размеры, форма и размеры узлов и деталей, обеспечивающие безусловную прочность в условиях длительной работы, тип и размеры сепарационных и промывочных устройств.

К эксплуатационным показателям относятся: сопротивления при движении рабочего тела и теплоносителя, а также мощность,

необходимая для их преодоления; количество передаваемого тепла в отдельных элементах ПГ и изменение в них температур теплоносителя и рабочего тела; потери тепла; характеристики водного режима (изменение концентраций примесей, продувка, скорость коррозии, интенсивность отложений примесей в поверхности нагрева и уноса с паром и др.).

Перечисленные показатели рассчитываются на основе соответствующих математических моделей, причем входящие в уравнения величины в большинстве случаев связаны друг с другом. При этом следует иметь в виду, что точное описание некоторых процессов может быть сделано на основе уравнений, имеющих нелинейный характер. При составлении расчетных соотношений приходится довольно произвольно выбирать многие характеристики и коэффициенты. В связи с этим проектирование ПГ требует большого числа вариантных расчетов методом последовательных приближений. Для повышения точности расчетов, снижения их трудоемкости и получения уверенности в оптимальности выбранных вариантов проектирование ПГ осуществляется с широким применением ЭВМ.

Все содержание проектных расчетов ПГ делится на этапы, тесно связанные друг с другом, но имеющие определенное самостоятельное значение. В задачу теплового расчета входит определение необходимой площади теплопередающей поверхности каждого элемента ПГ (экономайзера, испарителя пароперегревателя).

Содержание конструкционного расчета заключается в определении габаритных размеров элементов ПГ, их поверхностей теплообмена и отдельных узлов и деталей. На этой основе принимаются решения по рациональной компоновке агрегата в целом и отдельных элементов, а также в первом приближении оценивается их единичная мощность.

В содержание гидродинамического расчета входит вычисление гидравлических сопротивлений в трактах теплоносителя и рабочего тела и на их основе затрат мощности на перекачку и падения давления в элементах ПГ.

К этому виду расчета относится определение характеристик контуров с естественной циркуляцией.

По результатам расчетов водного режима определяются физико-химические характеристики парогенераторной воды, чистота и влажность пара. На основе этих расчетов проектируются сепарационные устройства и уточняется предварительно принятая схема водного режима.

Задачей расчета деталей ПГ на прочность является определение минимально необходимых размеров, обеспечивающих безусловную надежность и механическую устойчивость их в течение всего времени эксплуатации.

Динамический расчет, заключающийся в определении характеристик при переменных режимах работы ПГ, необходим для проектирования систем контроля и автоматического регулирования, поэтому в данном курсе он не рассматривается.

Перечисленные виды расчетов по-разному связаны между собой.

Тепловой расчет — основа всех других расчетов. Он дает необходимые для них исходные данные. В то же время, как правило, результаты конструкционного и гидродинамического расчетов вынуждают вносить изменения в ранее проведенный тепловой расчет. Это объясняется тем, что процесс теплопередачи в ПГ зависит от геометрии и гидродинамики каналов.

Все другие типы расчетов хотя и проводятся на основе результатов первых трех, практически могут выполняться обособленно.

Проектирование ПГ, как и любых других технических устройств, осуществляется в три этапа. Первый этап — эскизное проектирование, второй — техническое, третий — рабочее. Дополнительно к ним в некоторых случаях приходится проводить и предэскизную проработку. Исходными данными для этого этапа являются: общие характеристики типов ПГ, сведения о конструкционных материалах, характере нагрузки станции, возможной системе водоподготовки и др. Если на этом этапе не будут получены бесспорные критерии в пользу одного из трех основных типов ПГ: прямоточного, с многократной принудительной циркуляцией, с естественной циркуляцией, то проектирование на следующем этапе придется вести для всех трех типов. При этом нужно иметь в виду, что каждый тип ПГ на стадии эскизного проектирования бывает представлен не менее чем двумя-тремя расчетными схемами, различающимися расположением в парогенераторном боксе, формой поверхности теплообмена, компоновкой, материалами и др.

При эскизном проектировании для каждой расчетной схемы проводятся варианты тепловые, конструкционные и гидромеханические расчеты. Эскизное проектирование завершается технико-экономическим выбором наиболее целесообразной расчетной схемы или даже нескольких схем, отличающихся друг от друга существенно меньшим числом факторов по сравнению с начальными вариантами.

Выбранные варианты детально прорабатываются на этапе технического проектирования, при котором подробно проводятся все типы расчетов.

На этом этапе окончательно выбирается тип ПГ и изыскиваются оптимальные конструкции всех узлов с учетом требований изготовления и монтажа.

Техническое проектирование включает в себя также и поверочные расчеты, в результате которых определяются параметры теплоносителя и рабочего тела в каждом элементе при частичных нагрузках ПГ. В завершение на основе технико-экономических расчетов выбирается один наиболее совершенный вариант, который поступает на рабочее проектирование. Задачей последнего является разработка рабочих чертежей ПГ с обоснованием технологии его изготовления и монтажа.

## § 11.2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Площадь теплопередающей поверхности элемента ПГ определяется количеством тепла, которое следует передать от теплоносителя рабочему телу.

В процессе теплообмена происходит изменение энтальпии теплоносителя и рабочего тела в соответствии с закономерностями, характерными для каждого элемента ПГ. В различных ПГ имеет место разное расположение (компоновка) отдельных элементов.

Компоновка ПГ оказывает на тепловые характеристики элементов непосредственное влияние. Это наглядно можно представить на принципиальной тепловой схеме ПГ, которая отражает взаимное расположение элементов ПГ по ходу движения теплоносителя.

Проектирование ПГ следует начинать с построения принципиальной тепловой схемы и составления уравнений теплового баланса.

Для всего ПГ такое уравнение имеет вид

$$Q_{ПГ} = G_T c_p (t'_1 - t''_1) \eta_{ПГ} = \sum_{j=1}^{j=m} [D_{эк} (h' - h_{п.в}) + D_{исп} (h'' - h') + D_{пп} (h_{пп} - h'')]_j + \sum_{z=1}^{z=y} [D_{прп} (h_{прп}^{вх} - h_{прп}^{вх})]_z, \quad (11.1)$$

где  $Q_{ПГ}$  — количество тепла, переданного от теплоносителя рабочему телу в ПГ, Вт;  $G_T$  — расход теплоносителя, кг/с;  $c_p$  — средняя в интервале изменения температур удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  $(D_{эк}, D_{исп}, D_{пп})_j$  — расход рабочего тела через экономайзер, испаритель и пароперегреватель для  $j$ -й ступени давления, кг/с (для ПГ, вырабатывающего пар двух давлений);  $(h_{п.в}, h', h'', h_{пп})_j$  — соответственно энтальпии питательной воды, воды при температуре насыщения, насыщенного пара и перегретого пара для  $j$ -й ступени давления, Дж/кг;  $m$  — число ступеней давления пара в ПГ,  $m=1 \div 2$ ;  $D_{прп}$  — расход пара через  $z$ -й промежуточный пароперегреватель, кг/с;  $h_{прп}^{вх}, h_{прп}^{вх}$  — энтальпия пара на выходе из промежуточного пароперегревателя и на входе в него, Дж/кг;  $y$  — число промежуточных пароперегревателей ( $y=1 \div 3$ ).

Уравнения теплового баланса для отдельных элементов ПГ, соединенных последовательно по теплоносителю, составляются аналогично уравнению (11.1):

$$\left. \begin{aligned} &\text{для экономайзера} \\ &Q_{эк} = G_T c_p (t'_{1 эк} - t''_{1 эк}) \eta_{эк} = D_{эк} (h' - h_{п.в}); \\ &\text{для испарителя} \\ &Q_{исп} = G_T c_p (t'_{1 исп} - t''_{1 исп}) \eta_{исп} = D_{исп} (h'' - h'); \end{aligned} \right\} \quad (11.2)$$

$$\begin{aligned}
&\text{для испарителя, совмещенного с экономайзером,} \\
&Q_{\text{исп}}^{\text{сов}} = G_{\text{т}} c_p (t'_{\text{исп}} - t''_{\text{исп}}) \eta_{\text{исп}} = D_{\text{исп}} [(h' - h_{\text{п.в}}) + \\
&\quad + r] + D_{\text{пр}} (h' - h_{\text{п.в}}); \\
&\text{для пароперегревателя} \\
&Q_{\text{пп}} = G_{\text{т}} c_p (t'_{\text{пп}} - t''_{\text{пп}}) \eta_{\text{пп}} = D_{\text{пп}} (h_{\text{пп}} - h''); \\
&\text{для промежуточного пароперегревателя} \\
&Q_{\text{прп}} = G_{\text{т}} c_p (t'_{\text{прп}} - t''_{\text{прп}}) \eta_{\text{прп}} = \\
&\quad = D_{\text{прп}} (h_{\text{прп}}^{\text{вых}} - h_{\text{прп}}^{\text{вх}}).
\end{aligned} \tag{11.2}$$

В (11.2) нижние буквенные индексы означают рассматриваемый элемент: эк — экономайзер, исп — испаритель, пп — пароперегреватель и т. д.;  $D_{\text{пр}}$  — продувка ПГ, кг/с;  $\eta$  с нижним индексом — КПД рассматриваемого элемента.

Единственной потерей тепла как в ПГ в целом, так и в его отдельных элементах является теплоотдача от корпусов в окружающую среду, обычно  $\eta = 0,99 \div 0,97$ .

По уравнениям теплового баланса определяется количество тепла, переданного через поверхность теплообмена, расход теплоносителя и значение температуры теплоносителя на входе в каждый элемент и на выходе из него. Параметры рабочего тела в каждом элементе известны.

Для решения уравнений теплового баланса необходимо на основе рассмотрения материального баланса определить расходы теплоносителя и рабочего тела через каждый элемент ПГ.

Для теплоносителя уравнением теплового баланса является равенство расхода через реактор  $G_{\text{р}}$ , кг/с, сумме расходов через все ПГ, получающие тепло от данного реактора:

$$G_{\text{р}} = \Sigma G_{\text{т}}. \tag{11.3}$$

Расход рабочего тела через отдельные элементы ПГ определяется типом последнего.

В прямоточном ПГ расход рабочего тела во всех элементах одинаков и равен паропроизводительности:

$$D = D_{\text{пп}} = D_{\text{исп}} = D_{\text{эк}} = \text{const}. \tag{11.4}$$

Для ПГ с многократной циркуляцией в целом уравнение материального баланса имеет вид

$$D_{\text{эк}} = D_{\text{пр}} + D_{\text{с.в}} + D_{\text{пп}}; \quad D_{\text{исп}} = D_{\text{пп}} + D_{\text{с.в}}, \tag{11.5}$$

где  $D_{с.н}$  — расход насыщенного пара на собственные нужды, кг/с (как правило,  $D_{с.н}=0$ ). Однако для отдельного элемента уравнение этого вида имеет вид  $D_{эл}=\text{const}$ , т. е. отборы рабочего тела могут быть только перед входом в поверхность или на выходе из нее.

Продувка ПГ окончательно устанавливается на основе расчетов водного режима. Для проведения теплового расчета ее следует принимать ориентировочно в пределах до 1 % паропроизводительности:  $D_{пр} \approx 0,01 D_{исп}$ .

Расчет уравнений теплового баланса целесообразно сопровождать построением так называемой  $t, Q$ -диаграммы (см. рис. 11.3). При этом следует обратить внимание на температурный напор на выходе теплоносителя из испарителя.

С термодинамической точки зрения он должен быть по возможности меньшим, так как в этом случае будет более высоким давление вырабатываемого ПГ насыщенного пара.

Но при этом будет более значительной площадь теплообменной поверхности. Очевидно, что оптимальное значение  $\Delta t_{мин}$  тесно связано с достижением наилучших технико-экономических характеристик тепловой схемы всей АЭС. При установленных параметрах теплоносителя и рабочего пара величина  $\Delta t_{мин}$  не подлежит определению, так как она также будет заданной. Но, учитывая важность этого показателя, заданное значение  $\Delta t_{мин}$  следует сравнить с рекомендуемым. В зависимости от типа АЭС и ее параметров целесообразное значение  $\Delta t_{мин}$  лежит в пределах 10—25 °С.

Количество переданного тепла  $Q$ , Вт, связано с площадью теплопередающей поверхности  $S$  уравнением теплопередачи

$$Q = kS\Delta t_{ср} \quad (11.6)$$

где  $k$ ,  $\Delta t_{ср}$  — соответственно средние для поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К), и температурный напор, °С.

Уравнение теплопередачи — основное уравнение для расчета площади поверхности теплообмена. Следует помнить, что оно строго справедливо для элемента поверхности  $dQ = k\Delta t dS$ . Поэтому при расчете необходимо выделять характерные участки, где формула (11.6) будет достаточно точной (особенно в случае высокотемпературных теплоносителей). Количество передаваемого тепла определяют из уравнений теплового баланса, а  $k$  и  $\Delta t_{ср}$  рассчитывают с использованием закономерностей теплообмена.

**Температурный напор.** Средней температурный напор зависит не только от значений температур теплоносителя и рабочего тела на входе в поверхности теплообмена и выходе из них, но и от взаимного направления их движения (схемы движения).

Для прямоточных и противоточных схем омывания поверхностей теплообмена, а также для любых других возможных схем при неизменной температуре одной среды средний температурный

напор определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg (\Delta t_6 / \Delta t_{\text{м}})}, \quad (11.7)$$

где  $\Delta t_6$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  — соответственно бо́льшая и меньшая разность температур сред, омывающих поверхность теплообмена (на входе и выходе из нее), °С. Если  $\Delta t_6 / \Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$ , то с достаточной степенью точности можно применить арифметическое усреднение температурного напора

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_6 + \Delta t_{\text{м}}) / 2. \quad (11.8)$$

При сложных схемах омывания поверхности теплообмена (перекрестный ток, смешанный ток) средний температурный напор определяют по соотношению

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{прот}}, \quad (11.9)$$

где  $\Delta t_{\text{прот}}$  — температурный напор при чистом противотоке, °С;  $\varepsilon_{\Delta t}$  — поправочный коэффициент, характеризующий степень приближения рассматриваемой схемы к противотоку.

Поправочный коэффициент  $\varepsilon_{\Delta t}$  — функция параметров

$$P_{\Delta t} = (t'_2 - t'_1) / (t'_1 - t'_2) \text{ и } R_{\Delta t} = (t'_1 - t'_1) / (t'_2 - t'_2),$$

которые зависят от схемы омывания поверхности теплообмена.

Практически для всех возможных схем омывания поверхностей нагрева разработаны графики  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P_{\Delta t}, R_{\Delta t})$ , представленные в соответствующей литературе, например [30].

Формулы (11.7) — (11.9) справедливы только в том случае, если теплоемкость рабочих веществ, а также коэффициенты теплопередачи изменяются в пределах рассчитываемой поверхности нагрева несущественно. Если это условие не соблюдается, то поверхность теплообмена следует разбить на участки, в пределах которых можно считать постоянными теплоемкость и коэффициент теплопередачи.

**Коэффициент теплопередачи.** Для поверхности теплообмена, набранной из гладких труб, коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), определяют по формуле

$$k = \left[ \frac{1}{\alpha_1} \frac{d}{d_1} + \frac{d}{2\lambda_{\text{ст}}} 2,3 \lg \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d}{d_2} \right]^{-1}, \quad (11.10)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи соответственно от теплоносителя к стенке и от стенки к рабочему телу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $d_1$  и  $d_2$  — диаметры трубки соответственно со стороны теплоносителя и рабочего тела, м;  $d_{\text{н}}$  и  $d_{\text{в}}$  — наружный и внутренний диаметры трубки, м. При схеме омывания теплоноситель в трубах — рабочее тело в межтрубном пространстве имеем  $d_1 = d_{\text{в}}$ ,  $d_2 = d_{\text{н}}$ ; при другой схеме  $d_2 = d_{\text{в}}$ ,  $d_1 = d_{\text{н}}$ ;  $\lambda_{\text{ст}}$  — теплопроводность материала поверхности теплообмена, Вт/(м·К);  $d$  — расчетный диаметр, м.

Если  $d = d_{\text{н}}$ , то коэффициент теплопередачи относится к единице наружной поверхности трубы, если  $d = d_{\text{в}}$ , то — к единице внут-

ренней, и если  $d=0,5 (d_n+d_b)$ , то коэффициент отнесен к единице поверхности, рассчитанной по среднему диаметру трубы  $d_{ср}$ . В уравнение (11.6) подставляется величина  $S$ , определенная по принятому  $d$ . Расчетный диаметр устанавливается в зависимости от соотношения коэффициентов теплоотдачи со стороны теплоносителя  $\alpha_1$  и со стороны рабочего тела  $\alpha_2$ . При  $\alpha_1 \approx \alpha_2$ ,  $d=d_{ср}$ , в остальных случаях  $d$  равен диаметру поверхности нагрева, на которой интенсивность теплообмена меньше.

Если  $d_n/d_b < 2$ , то коэффициент теплопередачи с достаточной степенью точности (погрешность расчета менее 4 %) определяется по формуле для плоской стенки толщиной  $\delta_{ст}=0,5 (d_n-d_b)$ :

$$k = [1/\alpha_1 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 1/\alpha_2]^{-1}. \quad (11.11)$$

Определенный по этой формуле коэффициент теплопередачи отнесен к единице поверхности нагрева со средним диаметром труб. При расчете температурного режима поверхностей нагрева при условии  $t_2 \approx t_{ст}^{доп}$ , а  $t_1 > t_{ст}^{доп}$ , необходимо применение (11.10). Коэффициенты теплоотдачи рассчитываются с использованием рекомендаций гл. 6. В каждом конкретном случае для определения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  выбирается зависимость, соответствующая физическим параметрам теплоносителя или рабочего тела и схемам омывания поверхности теплообмена. Формулы (11.10) и (11.11) применимы только для чистых теплообменных поверхностей. Со стороны теплоносителя заметных отложений на поверхности быть не может, так как для охлаждения реакторов АЭС применяются теплоносители высокой чистоты. При безнакипном режиме, имеющем место в ПГ с многократной естественной и принудительной циркуляцией, отложения не будут образовываться и со стороны рабочего тела. Только в прямоточных ПГ в переходной зоне неизбежно образование отложений, которые могут внести дополнительное термическое сопротивление  $[R_{отл}=\delta_{отл}/\lambda_{отл}]$  применительно к (11.11). Это термическое сопротивление необходимо учитывать при расчете коэффициента теплопередачи. Необходимо учитывать термическое сопротивление оксидных пленок ( $R_{ок}=\delta_{ок}/\lambda_{ок}$ ), образующихся на поверхностях нагрева, омываемых водой. Особенно это имеет значение для высокотемпературных элементов ПГ, изготовленных из углеродистых сталей. Соответствующая величина  $R_{ок}$  (см. § 8.1) должна быть добавлена к термическому сопротивлению стенки трубы  $[\delta_{ст}/\lambda_{ст}$  в (11.11)]. По рассчитанным значениям  $Q$ ,  $k$  и  $\Delta t_{ср}$  из (11.6) определяются площади поверхностей теплообмена соответствующего элемента ПГ:  $S_{ок}$ ,  $S_{исп}$ ,  $S_{шт}$ ,  $S_{прп}$ .

### § 11.3. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ КОНСТРУКЦИОННОГО РАСЧЕТА

Результатом этого вида расчета ПГ является окончательное определение конструктивных характеристик поверхностей теплообмена, отдельных элементов и ПГ в целом. Конструкционный рас-

чет начинается еще при проведении теплового расчета, когда для определения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  и коэффициента теплопередачи  $k$  требуется знание характеристик поверхностей теплообмена. На этом этапе на основании опыта проектирования ПГ и других теплообменных аппаратов принимают диаметр и материал трубок, форму поверхности теплообмена (U-образная, составленная из прямых, плоских или винтовых змеевиков, обратных элементов и т. п.). Здесь же решается вопрос о выборе каналов (трубки или межтрубное пространство) для движения теплоносителя и рабочего тела, а также выбирается схема омывания ими поверхности теплообмена (продольное, поперечное, смешанное).

В тепловом расчете выявляется и необходимость применения труб с развитой поверхностью теплообмена (ошипованных или оребренных).

По выбранной для среды, движущейся внутри труб, скорости из уравнения сплошности определяется число трубок

$$G_{\text{вн}} = \rho_{\text{вн}} f_{\text{вн}} w_{\text{вн}}, \quad (11.12)$$

где  $G_{\text{вн}}$  — массовый расход среды, движущейся внутри трубок, кг/с;  $\rho_{\text{вн}}$  — плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $w_{\text{вн}}$  — скорость движения среды по трубкам, м/с;  $f_{\text{вн}}$  — суммарная площадь проходного сечения трубок, м<sup>2</sup>, которая связана с числом их  $n_{\text{тр}}$  соотношением

$$f_{\text{вн}} = (\pi/4) d_{\text{вн}}^2 n_{\text{тр}}. \quad (11.13)$$

Кроме  $f_{\text{вн}}$  все остальные величины в (11.12) известны:  $G_{\text{вн}}$  из уравнений теплового баланса ( $G_{\text{т}}$  или  $D$ ),  $\rho_{\text{вн}}$  берется из соответствующих таблиц по параметрам среды, величиной  $w_{\text{вн}}$  предварительно следует задаться. После определения числа трубок в поверхности теплообмена следует провести компоновку трубного пучка. Для этого необходимо выбрать его геометрические характеристики: расстояние между центрами соседних труб в одном ряду (шаг трубок) и расстояние между центрами труб соседних рядов (шаг между рядами), а также взаимное расположение трубок в пучке (шахматное, коридорное). На основе геометрических размеров пучка с помощью его эскиза определяется площадь проходного (живого) сечения межтрубного пространства  $f_{\text{м.п.}}$ , м<sup>2</sup>. На основе уравнения сплошности вычисляется скорость среды в межтрубном пространстве  $w_{\text{м.п.}}$ , м/с:

$$G_{\text{м.п.}} = \rho_{\text{м.п.}} f_{\text{м.п.}} w_{\text{м.п.}}, \quad (11.14)$$

где  $G_{\text{м.п.}}$  — массовый расход среды, движущейся в межтрубном пространстве, кг/с;  $\rho_{\text{м.п.}}$  — плотность среды, кг/м<sup>3</sup>.

Если вычисленная по (11.14)  $w_{\text{м.п.}}$  существенно отличается от рекомендуемых для подобных условий, то необходимо повторить предыдущие расчеты. При этом нужно изменять в допускаемых пределах диаметр трубок, скорости движения среды в них, а также геометрические характеристики трубного пучка. Вариантные расчеты следует повторять до получения приемлемого значения  $w_{\text{м.п.}}$ . По определенной с помощью (11.6) площади поверхности

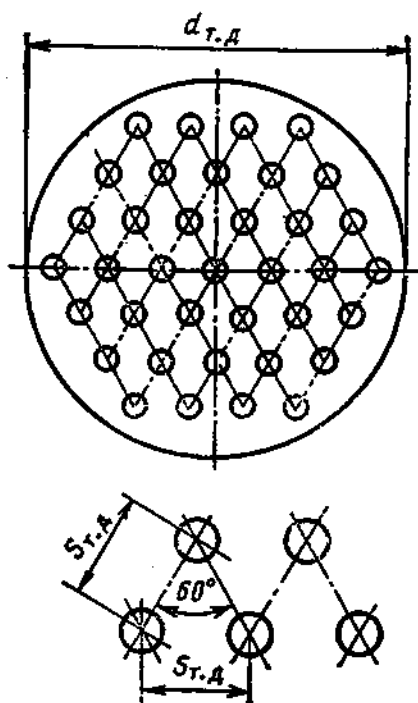


Рис. 11.1. Размещение труб в трубных досках по сторонам правильных шестиугольников

теплообмена  $S$ ,  $\text{м}^2$ , рассчитывается длина одной трубки (змеевика) на основе соотношения

$$S = \pi d l n_{\text{тр}}. \quad (11.15)$$

Завершение расчетов по (11.13) — (11.15) уже может дать представление о правильности принятых ранее решений. Если полученные число трубок и их длина не позволяют создать абсолютно надежные в эксплуатации и удобные в отношении технологии изготовления конструкции элементов ПГ в целом, то дальнейшие расчеты по принятым вариантам проводить не следует. Получение целесообразных значений  $l$  и  $n_{\text{тр}}$  достигается изменениями расчетных скорости среды и диаметра трубок или обеих этих величин вместе с уточнением ранее проведенных расчетов.

Геометрические характеристики трубных пучков и схема размещения трубок в трубной доске или коллекторе прямо связаны друг с другом. Выбранные еще при проведении теплового расчета, они должны анализироваться и при проведении других видов расчетов, так как во многом определяют как рациональную компоновку поверхности теплообмена, так и прочность трубных досок и коллекторов, и надежность закрепления в них трубок. Размещение трубок в трубных досках наиболее целесообразно осуществлять по сторонам правильных шестиугольников (рис. 11.1), что обеспечивает оформление поверхности нагрева в проточной части элемента ПГ в виде равностороннего шахматного трубного пучка. Число трубок  $n_{\text{тр}}$ , которое при этой схеме размещения можно расположить в трубной доске, определится по соотношению

$$n_{\text{тр}} = \theta n_0, \quad (11.16)$$

где  $n_0$  — число трубок, располагающихся на площади, ограниченной вписанным в окружность трубной доски шестиугольником;  $\theta$  — коэффициент, учитывающий количество труб, которые можно расположить в сегментах, образованных габаритной окружностью трубной доски и сторонами большего шестиугольника; при  $n_0 = 7 \div 127$   $\theta = 1$ \*, при  $n_0 \geq 169$   $\theta = 1,11 \div 1,16$ .

Между числом трубок  $n_0$  и числом трубок, размещенных по большей диагонали шестиугольника  $n_d$ , существует зависимость

$$n_d = \sqrt{(4/3)(n_0 - 1) + 1}. \quad (11.17)$$

\* При условии, если расстояние между центром крайней трубки, лежащей на диагонали шестиугольника, и окружностью трубной доски равно  $s/2$ .

Обеспечение прочности трубной доски и крепления труб достигается выбором шагов размещения труб  $s_{1т.д}$  и  $s_{2т.д}$  и способом крепления их. На основе опыта эксплуатации теплообменных аппаратов можно по условиям прочности принять минимальный шаг  $s_{мин} = 1,3 \div 1,5 d_n$ . Выбирать шаги, значительно отличающиеся от  $s_{мин}$ , нецелесообразно.

Внутренний диаметр корпуса  $d_{в.к}$  элементов ПГ с трубными досками определяется по диаметру трубной доски. Как правило,

$$d_{в.к} = d_{т.д}, \quad (11.18)$$

где  $d_{т.д}$  — диаметр трубной доски, определяемый размерами вписанного шестиугольника, площадь которого необходима для размещения труб поверхности теплообмена. В этом случае  $d_{т.д}$ , а следовательно, и  $d_{в.к}$  имеют определенную связь с основными конструктивными характеристиками поверхности теплообмена. Полная площадь трубной доски  $F_{т.д}$ , соответствующая  $d_{т.д}$ , складывается из площади, необходимой для размещения трубок (полезная площадь  $F_{т.д.п}$ ), и площади, не заполненной трубками (свободная площадь  $F_{т.д.с}$ ):

$$F_{т.д} = F_{т.д.п} + F_{т.д.с} = F_{т.д.п} / \psi, \quad (11.19)$$

где  $\psi$  — коэффициент заполнения трубной доски, учитывающий возможность неполного использования площади трубной доски для размещения трубок (например, из-за наличия перегородок и т. п.), обычно  $\psi \approx 0,9$ .

В свою очередь

$$F_{т.д.п} = n_{тр} F'_{т.д}, \quad (11.20)$$

где  $F'_{т.д}$  — площадь доски, приходящаяся на одну трубку.  $F'_{т.д}$  зависит от  $s_{1т.д}$  и  $s_{2т.д}$ . При  $s_{1т.д} = s_{2т.д} = s_{т.д}$  (рис. 11.1)

$$F'_{т.д} = s_{т.д}^2 \sin 60^\circ, \quad (11.21)$$

где  $60^\circ$  — угол, образуемый центральными линиями трубных рядов. При использовании (11.19) — (11.21) для условий  $s_{1т.д} = s_{2т.д} = s_{т.д}$  можно получить

$$d_{т.д} \sqrt{4F_{т.д}/\pi} = 1,05 s_{т.д} \sqrt{n_{тр}/\psi}. \quad (11.22)$$

Подставляя в (11.22) значение  $n_{тр}$  из (11.15) и полагая  $d = d_n$ , (11.22) переписываем в виде

$$d_{т.д} = 0,595 (s_{т.д}/d_n) \sqrt{S d_n / l \psi}. \quad (11.23)$$

Из (11.23) видна связь внутреннего диаметра корпуса элемента ПГ (кроме горизонтального испарителя с погруженной поверхностью), определяемого диаметром трубной доски со всеми конструктивными характеристиками поверхности теплообмена. Длина корпуса определяется длиной трубок поверхности теплообмена, длиной раздающей и собирающей теплоноситель или рабочую среду камеры и радиусом их кривизны. Внутренний диаметр кор-

пуска горизонтального испарителя с погруженной поверхностью нагрева равен сумме высот поверхности теплообмена и сепарационного объема. Определение линейных размеров вертикальных элементов ПГ проводится аналогично. Высота испарителя с погруженной поверхностью теплообмена состоит из суммы высот поверхности теплообмена, сепарационного объема, камер подвода и отвода теплоносителя и радиусов кривизны нижнего и верхнего днищ. В случае применения для раздачи и сбора теплоносителя коллекторов (камер), располагаемых внутри корпуса (см., например, рис. 4.10) их размер определяют исходя из общего числа трубок, прикрепляемых к ним, схемы трубного пучка и возможности доступа к местам заделки (крепления) трубок.

В начале расчета коллектора приходится задаваться (с последующим уточнением) одним из его габаритных размеров — диаметром или высотой (длиной). В поверхностях теплообмена мощных ПГ число трубок весьма велико (более  $1,5 \cdot 10^3$ ), поэтому оптимальные размеры коллектора могут быть получены, как правило, при максимально возможном его диаметре, принятом с учетом требований как его собственной прочности, так и прочности корпуса ПГ. Такие коллекторы при выполнении из нержавеющей стали для условий теплоносителя высокого давления (менее 10 МПа) могут иметь внутренний диаметр в пределах 500—900 мм, коллекторы из углеродистой легированной стали могли бы при прочих равных условиях иметь значительно большие диаметры. Трубы на поверхности коллектора располагаются по окружностям, отстоящим друг от друга на расстоянии  $s_{1\text{кол}}$ . При полученном из конструкционного расчета числе трубок  $n_{\text{тр}}$  линейные размеры коллектора связаны между собой соотношением

$$n_{\text{тр}} = (\pi d_{\text{в.кол}} / s_{2\text{кол}}) (H_{\text{кол}} / s_{1\text{кол}}), \quad (11.24)$$

где  $d_{\text{в.кол}}$  — внутренний диаметр коллектора, м;  $s_{2\text{кол}}$  — шаг труб по окружности, м;  $H_{\text{кол}}$  — высота (длина) коллектора, м. Минимальный шаг трубок для коллектора составляет  $(1,3 \div 1,4) d_{\text{в.}}$ .

Длину корпуса выбирают исходя из длины труб поверхности теплообмена и диаметра коллекторов. Внутренний диаметр определяют соответствующими габаритными размерами сечения трубного пучка.

Диаметры патрубков подводящих и отводящих трубопроводов рассчитывают по уравнениям типа (11.12) по допустимой скорости течения среды, которая в 2—3 раза выше скорости среды в трубах поверхности теплообмена.

Для обеспечения безусловной надежности, технологичности изготовления узлов и возможно меньших капитальных и эксплуатационных затрат для ПГ в целом необходимо обращать особое внимание на выбор размеров и характеристик компоновки трубных пучков в корпусе. Должны быть обеспечены компенсация температурных удлинений корпуса и трубок; равномерность и полнота омывания средой трубного пучка; простота и надежность уплотнения мест прохода труб (деталей) через корпус; удобство отклю-

чения (заглушки) или замены отдельных трубок (змеевиков); минимально возможная стоимость изготовления и монтажа; исключение конструктивных причин интенсификации коррозионных процессов; транспортабельность элемента ПГ и наименьшая его масса.

Для компенсации температурных удлинений (температурных напряжений) наиболее целесообразно применение самокомпенсирующихся конструкций. Наиболее полно выполняется эта задача при использовании трубок U-образной формы, различной формы змеевиков, обратных элементов. Существуют и другие способы компенсации температурных напряжений, такие, как плавающие трубные доски, специальные компенсаторы на корпусах, прогиб трубок в определенном месте их длины (трубки с синусоидальным прогибом). Однако к ним следует обращаться в случае нецелесообразности в конкретном случае использования принципа полной самокомпенсации. При изготовлении корпуса и трубок поверхности теплообмена из сталей с близкими значениями температурных коэффициентов линейного расширения возможно применение прямых труб, но только при обеспечении близких значений температуры корпуса и трубчатки.

Равномерность и полнота омывания поверхности теплообмена обеспечиваются отсутствием резких поворотов среды в трубных пучках, мест резкого изменения проходного сечения, застойных зон. При осуществлении конструкции ПГ с внешними раздающими и собирающими коллекторами ввод труб в корпус осуществляется через патрубки — рубашки, полости которых соединены с внутрикорпусным пространством (см. рис. 8.3). Для мощных ПГ число змеевиков (трубок) поверхности теплообмена велико. В этом случае применяется присоединение внутри корпуса нескольких змеевиков к одной трубке, которая проходит через стенку корпуса (рис. 11.2, см. также рис. 4.29). Ввод каждого змеевика в корпус существенно ослабил бы прочность как корпуса, так и коллектора. Для замены или заглушки вышедших из строя трубок должен быть обеспечен доступ к местам присоединения их к трубным доскам или коллекторам. Заглушку отдельных труб сравнительно просто осуществлять непосредственно в камерах или снаружи корпуса (для трубчаток типа изображенных на рис. 11.2). Ремонт трубных пучков с вваркой новых труб возможен при длительных остановках ПГ.

Минимально возможная стоимость изготовления и монтажа элемента ПГ обеспечивается при возможности применения наиболее простых форм поверхности теплообмена с наименьшим числом гибов трубок при рациональной установке дистанционирующих устройств.

При необходимости использования конструктивного метода интенсификации теплообмена важно правильно выбрать коэффициент оребрения трубок и формы ребер или шипов. Все сварочные работы по возможности должны выполняться автоматами. Для получения наименьшей массы поверхности теплообмена (а сле-

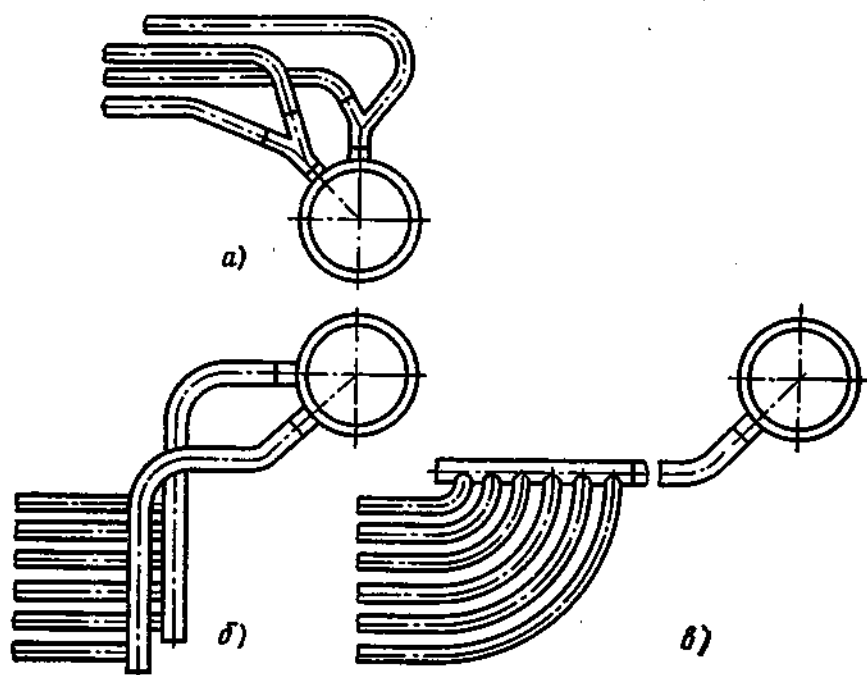


Рис. 11.2. Схемы присоединения змеевиков к камере

довательно, и ПГ) следует ориентироваться на использование шахматных пучков с возможно меньшими значениями шагов и диаметров трубок. При этих условиях легче достигается компактность поверхности нагрева и транспортабельность ПГ. Характеристикой компактности ПГ является количество тепла, переданного через поверхность теплообмена и отнесенного к единице ее объема.

Очевидно, чем выше значение этой характеристики, тем компактней элемент ПГ. Компактность (ватт на кубический метр) определяется из уравнения теплопередачи (11.6) делением обеих его частей на объем поверхности теплообмена:

$$Q/V_{\text{ПГ}} = (S/V_{\text{ПГ}}) k \Delta t_{\text{ср}}. \quad (11.25)$$

Объем любой поверхности теплообмена может быть определен по соотношению

$$V_{\text{ПГ}} = s_1 s_2 l_{\text{тр}}. \quad (11.26)$$

Характеристика  $Q/V$  связана с конструктивными характеристиками поверхности теплообмена, что видно из соотношения, получаемого при подстановке в (11.25) выражений для  $S$  и  $V_{\text{ПГ}}$  соответственно из (11.15) и (11.26).

После преобразования для  $Q/V$ , Вт/м<sup>3</sup>, имеем

$$\frac{Q}{V} = \frac{\pi}{(s_1/d_{\text{н}}) (s_2/d_{\text{н}}) d_{\text{н}}} k \Delta t_{\text{ср}}. \quad (11.27)$$

В (11.26) и (11.27)  $s_1$  и  $s_2$  — соответственно продольный и поперечный шаги между трубами поверхности теплообмена. Выраже-

ние (11.27) может характеризовать компактность элементов ПГ при любой его конструкционной схеме. Компактность змеевиковых форм увеличивается с уменьшением радиусагиба и числа змеевиков. Многониточные змеевики (рис. 11.2) более компактны, чем двухниточные. Минимальный радиусгиба трубок при холодной гибке равен  $2d_n$ .

#### § 11.4. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Гидродинамический расчет следует проводить для тех же участков поверхности теплообмена, для которых осуществлялся тепловой расчет. При этом может возникнуть необходимость выделения дополнительных участков, отличающихся друг от друга условиями движения потока среды. Границами их могут быть изменение сечения проточной части, повороты и другие конструктивные факторы. Такая методика расчета позволит более обоснованно оценить целесообразность принятых и полученных в предыдущих расчетах конструктивных решений. Для испарителей с принудительным движением пароводяной смеси большое значение имеет построение гидродинамических характеристик, их анализ и выбор мер исправления неоднозначных и неустойчивых вариантов. При расчете испарителей с естественной циркуляцией наряду с определением движущих напоров и сопротивлений контура выявляется степень надежности его при различных режимах работы.

Для преодоления гидравлических сопротивлений при движении среды требуется затрата энергии. Поэтому рациональное уменьшение их — одна из главных задач при проектировании ПГ. Для контуров теплоносителя и рабочего тела с принудительным движением это обеспечит уменьшение эксплуатационных затрат, а для контуров с естественной циркуляцией среды — необходимую надежность работы. Однако снижение гидравлических сопротивлений в любом контуре вызывает повышение капитальных затрат. В связи с этим для каждого элемента ПГ и агрегата в целом имеют место оптимальные значения гидравлических характеристик, которые следует получить на основе вариантных сопоставлений.

Гидродинамический расчет всех элементов прямоточных ПГ, а также экономайзеров и испарителей с принудительным движением рабочей среды заканчивается определением мощности, необходимой для преодоления гидравлических сопротивлений в трактах теплоносителя и рабочей среды. Мощность  $N$ , Вт, затрачиваемая на перемещение среды по тракту поверхности теплообмена, определяется по соотношению

$$N = V\Delta p_c / \eta = G\Delta p_c / (\rho\eta), \quad (11.28)$$

где  $V$  — объемный расход среды,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $G$  — массовый расход среды,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $\Delta p_c$  — полное сопротивление тракта, Па;  $\rho$  — плотность среды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\eta$  — КПД насоса или газодувки. Входящие в (11.28)

величины  $V$ ,  $G$  и  $p$  известны после завершения теплового и конструкционного расчетов.

Полное сопротивление тракта определяется в процессе гидродинамического расчета по (7.2). Конкретные составляющие  $\Delta p_c$ , которые необходимо учитывать, оцениваются на основе сопоставления их друг с другом и определении влияния каждого из них на  $\Delta p_c$ .

В пароперегревателях ПГ с многократной циркуляцией затраты мощности определяются только для тракта теплоносителя. В тракте рабочей среды (перегретого пара) определяется падение давления, затраченного на преодоление его гидравлического сопротивления.

Гидродинамический расчет поверхностей теплообмена с естественной циркуляцией завершается оценкой их надежности при заданных тепловых и конструкционных характеристиках.

Методика такого расчета достаточно подробно изложена в § 8.5. Для контуров с движением в вертикальных трубах (каналах) дополнительных разъяснений не требуется. Их расчет ведется с использованием нормативного метода гидравлического расчета паровых котлов ВТИ—ЦКТИ [32]. Методика определения движущего напора в парообразующих элементах с поперечным обтеканием пароводяной смесью трубных пучков изложена в § 12.1.

## § 11.5. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ ТЕПЛОВОГО, КОНСТРУКЦИОННОГО И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ

Рассмотренные закономерности теплового, конструкционного и гидродинамического расчетов являются основой проектирования ПГ любых типов. Поэтому, несмотря на наличие существенных различий в закономерностях процессов, протекающих в контурах их элементов, можно сформулировать ряд общих принципов в последовательности проведения расчетов и методике определения характерных величин.

При проектировании парогенераторной установки заданными являются: вид теплоносителя, его расход через реактор  $G_p$  и параметры  $p_1$ ,  $t'_1$ ,  $t''_1$ , полный расход пара на все турбины АЭС, параметры пара, поступающего в турбину,  $p_2$ ,  $t''_2$  и на входе промежуточного пароперегревателя и его выходе  $D_{прп}$ ,  $p_{2прп}$ ,  $t'_{2прп}$ , температура питательной воды  $t'_2$ .

Если в ПГ вырабатывается пар двух давлений, то задаются и параметры второй ступени.

В начале проектирования на основе заданных величин выбирается принципиальная тепловая схема ПГ. На схеме должны быть указаны все элементы, в которых протекают отдельные стадии производства рабочего пара. Например, если проектируется ПГ с промежуточным перегревом пара, то должны быть обозначены экономайзер, испаритель, ступени промежуточного пароперегрева-

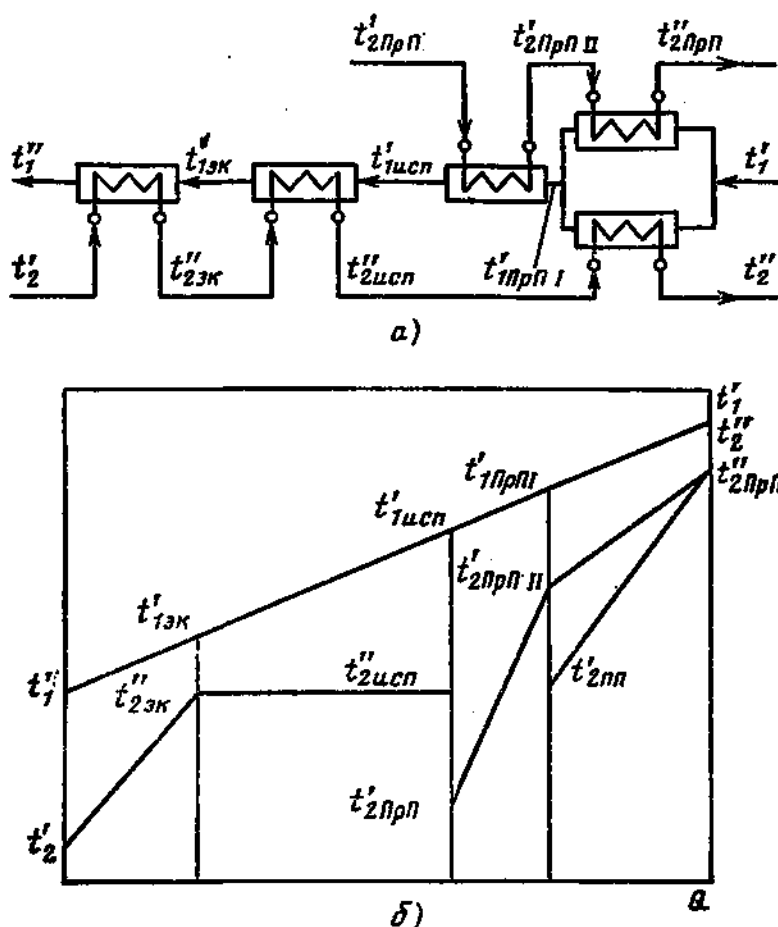


Рис. 11.3. Принципиальная тепловая схема ПГ (а) и  $t, Q$ -диаграмма (б)

теля и основной пароперегреватель (пароперегреватель высокого давления).

Для наглядности последующих расчетов на принципиальной схеме ПГ целесообразно обозначить для каждого элемента входные и выходные температуры теплоносителя и рабочей среды. Пример принципиальной тепловой схемы ПГ представлен на рис. 11.3. Промежуточный пароперегреватель представлен в составе двух ступеней.

При условии  $t_{2пп}'' = t_2''$  вторая ступень пароперегревателя располагается в том же интервале изменения температур теплоносителя, что и основной пароперегреватель.

На этапе составления принципиальной тепловой схемы ПГ необходимо выбрать для каждого элемента принцип омывания поверхности нагрева протекающими через нее средами. Основными критериями этого выбора являются опыт эксплуатации подобных ПГ (или теплообменных аппаратов), а также анализ соотношения параметров теплоносителя и рабочего тела (см. гл. 3 и 4).

Для разработанной принципиальной тепловой схемы ПГ составляются уравнения теплового баланса.

Производительность ПГ в большинстве случаев определяется из условия: на одну петлю реактора — один ПГ. В этом случае  $G_T = G_p/n$  (где  $n$  — число петель реактора). Зная  $G_T$  по уравне-

нию типа (11.1), вычисляют производительность ПГ  $D$ :  $D = D_{\text{пг}}$  для ПГ, вырабатывающего перегретый пар;  $D = D_{\text{исп}}$  для ПГ насыщенного пара. Расходы рабочего тела через элементы ПГ определяются из уравнений материального баланса (11.4), (11.5).

После определения паропроизводительности ПГ и расходов рабочей среды через каждый элемент могут быть решены уравнения теплового баланса (11.2). Конечным результатом этого этапа теплового расчета являются значения температур теплоносителя и рабочей среды на входе и выходе каждого элемента. Решение уравнений теплового баланса следует проводить в определенной последовательности: по ходу теплоносителя или рабочей среды.

На основе их решения целесообразно построить  $t$ ,  $Q$ -диаграмму.

$t$ ,  $Q$ -Диаграмма, соответствующая рассмотренной принципиальной тепловой схеме ПГ, представлена на рис. 11.3. После завершения рассмотрения вопросов теплового баланса ПГ могут быть рассмотрены уравнения теплопередачи. Их решение для отдельных элементов ПГ целесообразно проводить в последовательности, которая была принята при рассмотрении теплового баланса. Средние температурные напоры в рассматриваемой поверхности теплообмена рассчитываются на основе  $t$ ,  $Q$ -диаграммы. Марка стали для поверхности теплообмена выбирается с учетом тепловых, физико-химических и гидродинамических условий ее работы.

Гидродинамический фактор, который в этом случае следует иметь в виду, — это скорость движения среды, определяющая эрозионное воздействие потока на металл.

Для условий парогенераторных установок АЭС оптимальные скорости далеки от значений, представляющих эрозионную опасность. Однако местное повышение скоростей (например, в дистанционирующих деталях), а также совместное коррозионно-эрозионное воздействие потока среды следует считать возможными.

Физико-химические условия в поверхностях теплообмена влияют на выбор марки стали в отношении предотвращения интенсивных коррозионных процессов. В первую очередь это условие необходимо иметь в виду при анализе взаимодействия с металлом теплоносителя, а также возможностей возникновения местных видов коррозии в обоих контурах. Выбранные по рассмотренным критериям возможные марки сталей будут для ПГ с  $t'_1 < t_{\text{ст}}^{\text{доп}}$  удовлетворять и условиям теплообмена. Для высокотемпературных ПГ по известной на этой стадии проектирования температуре  $t'_1$  следует оценить наибольшее в поверхности теплообмена значение температуры стенки. Последняя явится одним из главных факторов уточнения требуемого для нее материала. Естественно, что на всех этапах выбора материала должны учитываться стоимостные показатели. Однако стремление к наименьшим затратам в ущерб требованиям безусловной надежности недопустимо.

Имеющиеся обоснованные характеристики рассматриваемых марок сталей, опыт эксплуатации ПГ АЭС, теплообменников раз-

личного назначения, а также котельных установок позволяют достаточно определенно выбрать конструкционные материалы элементов проектируемого ПГ.

Выбор диаметра труб поверхностей теплообмена связан непосредственно с выбором скоростей движения среды, так как эти две величины оказывают совместное влияние на технико-экономические показатели ПГ. Количество тепла  $Q_k$ , Вт, которое может быть передано от теплоносителя, движущегося в канале любой формы, определяется соотношением

$$Q_k = f(d) w \rho c_p (t'_1 - t_1), \quad (11.29)$$

где  $f(d)$  — площадь проходного сечения канала,  $m^2$ ;  $d$  — диаметр труб поверхности теплообмена,  $m$ ;  $w$  — скорость движения теплоносителя,  $m/s$ ;  $\rho$  — плотность теплоносителя,  $kg/m^3$ ;  $c_p$  — теплоемкость теплоносителя,  $Dж/(kg \cdot K)$ . Следовательно, при заданной одной величине ( $d$  или  $w$ ) количество тепла, переданного в поверхности теплообмена, будет определяться другой величиной.

Увеличение в поверхности теплообмена скорости среды приведет к снижению ее площади, но к росту гидравлических сопротивлений. Увеличение диаметра труб, наоборот, приведет к увеличению площади теплопередающей поверхности, но к снижению гидравлических сопротивлений. Следовательно, для заданного расхода среды может быть такое сочетание диаметра труб и скорости, при котором технико-экономические показатели теплообменника будут наилучшими. Оптимальные значения  $d$  и  $w$  определяются путем проведения вариантных расчетов.

Выполнение полного объема их осуществляется на ЭВМ. Однако для ориентировочных расчетов методику их проведения можно существенно упростить, если на основе опыта проектирования подобных теплообменных аппаратов выбрать диаметр труб теплопередающей поверхности. Такая методика для многих практических случаев может оказаться удовлетворяющей требованиям точности расчета.

В этом случае при выбранном значении  $d$  тепловой, конструкционный и гидродинамический расчеты ведутся для нескольких значений скорости среды, не выходящих из их реального диапазона. Скорости рабочей среды зависят от ее расхода и параметров. Скорость пара в пароперегревателях может быть выбрана в пределах 10—20  $m/s$  для высоких давлений, 20—30  $m/s$  для средних и 30—50  $m/s$  для низких. Скорость циркуляции в испарителях с принудительным движением может быть до 3—4, а при естественной циркуляции в пределах 0,2—1,5  $m/s$ . Скорость воды в экономайзерах может достигать 3—4  $m/s$ .

Расчет коэффициентов теплопередачи в поверхностях теплообмена может быть проведен по усредненным значениям физических параметров. Однако если в поверхности теплообмена имеет место существенное изменение температуры теплоносителя или рабочего тела, то расчет коэффициента теплопередачи необходимо проводить по участкам. Число их определяется в зависимости от пере-

пада температуры среды на входе и выходе поверхности теплообмена.

Если значения коэффициентов теплопередачи на входе  $k_{вх}$  и выходе  $k_{вых}$  поверхности теплообмена различаются не более чем на 25 %, то расчет ее ведется в целом по среднеарифметическому значению  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$k = (k_{вх} + k_{вых})/2. \quad (11.30)$$

При более существенных различиях между  $k_{вх}$  и  $k_{вых}$  коэффициент теплопередачи для всей поверхности определяется усреднением средних для расчетных участков значений  $k$

$$k = (k_1 + k_2 + \dots + k_m)/m, \quad (11.31)$$

где  $k_1, k_2, \dots, k_m$  — среднеарифметическое значение коэффициентов теплопередачи для соответствующего участка, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $m$  — число равных участков поверхности теплообмена.

Уравнение теплопередачи решается для каждого вариантного значения скорости теплоносителя.

Для этих же условий проводятся конструкционный и гидродинамический расчеты. В целях предварительной оценки оптимальности выбираемых в расчетах величин следует определить наименьшее значение годовых затрат, приходящихся на данную теплообменную поверхность в зависимости от скоростей теплоносителя. Для этого подсчитываются приведенные капитальные и годовые эксплуатационные затраты для каждого расчетного варианта.

Капитальные затраты могут быть определены в целом для элемента ПГ, включая и его корпус. Затраты на корпус подсчитываются при известной его толщине, получаемой из расчета на прочность (см. гл. 14). Суммарная себестоимость ( $K_{взг}$ , руб.) корпуса и поверхности теплообмена зависит от их размеров и выбранных материалов и может быть определена (на данной стадии проектирования ориентировочно) по соотношению

$$K_{взг} \approx S_m/\eta_m = (1/\eta_m)(G_K C_K + L C_{тр}), \quad (11.32)$$

где  $\eta_m$  — доля стоимости материалов; по данным заводов, изготовляющих ПГ,  $\eta_m \approx (0,3 \div 0,6) K_{взг}$ ;  $G_K$  — масса корпуса, т;  $C_K$  — цена корпусного металла, руб/т;  $L$  — суммарная длина труб поверхности теплообмена, м;  $C_{тр}$  — цена 1 м труб, руб/м.

Приведенные капитальные затраты  $\mathcal{E}_k$ , руб/год, при нормативном сроке окупаемости  $\tau_{ок}^н = 8$  лет определяют по формуле

$$\mathcal{E}_k = K_{взг}/\tau_{ок}^н. \quad (11.33)$$

Эксплуатационные затраты  $S_0$ , руб/год, в данном случае рассматривают только как затраты на перекачку теплоносителя и рабочего тела

$$S_0 = (N_1 + N_2) C_0 \tau_r, \quad (11.34)$$

где  $N_1$  — мощность, затрачиваемая на перекачку теплоносителя, кВт;  $N_2$  — мощность, затрачиваемая на перекачку рабочего тела,

кВт;  $\tau_r$  — число часов работы ПГ в год (7000), ч/год;  $C_e$  — цена 1 кВт·ч электроэнергии, руб/(кВт·ч).

Результаты расчетов по (11.33) и (11.34) представляются в виде графиков  $S_g = f(w)$  и  $\mathcal{E}_k = f(w)$  (рис. 11.4). Кривые  $S_g$  и  $\mathcal{E}_k$  суммируются, и по минимуму суммарной кривой определяется оптимальное значение скорости теплоносителя. Рассмотренная методика выбора оптимальной скорости не является окончательным критерием оптимальности данного варианта ПГ. Техно-экономическое совершенство ПГ должно оцениваться при проведении специальных технико-экономических расчетов.

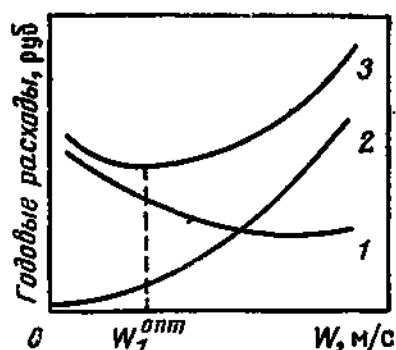


Рис. 11.4. Техно-экономический выбор оптимальной скорости теплоносителя:

1 — приведенные капитальные затраты; 2 — эксплуатационные расходы; 3 — суммарные расчетные годовые затраты

## § 11.6. ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ДЛЯ РАСЧЕТА ПГ

**Оптимизация параметров и характеристик ПГ.** Используемые в практике проектирования два вида расчетов: конструкторский и поверочный, применительно к ПГ АЭС связаны с большим объемом вычислительных работ. Кроме того, конструкторский расчет требует выполнения ряда оптимизационных сопоставлений. Проведение полного объема расчетов, получение на их основе обоснованных результатов без использования ЭВМ невозможно. Но необходимо четко представлять себе, что без глубокого знания закономерностей всех процессов, протекающих при производстве пара, правил и принципов конструирования и технико-экономических обоснований, а также требований общей методики расчетов успешного применения ЭВМ быть не может. Проведение расчетов начинается с составления уравнений, определяющих математическую модель ПГ или его элементов.

Для анализа влияния на результаты расчетов различных величин, входящих в уравнения, предварительно целесообразно представить последние в общем виде. При этом могут быть введены обоснованные допущения.

Начальной стадией конструкторского расчета ПГ является определение площади теплопередающей поверхности (тепловой расчет). Ниже приведены в виде функциональных зависимостей уравнения, используемые при этом со следующими допущениями: падение давления теплоносителя и рабочего тела при движении в поверхности теплообмена пренебрежимо мало; поверхность теплообмена не имеет оксидов и отложений. При необходимости эти допущения могут быть легко сняты и требуемые характеристики введены в соответствующие уравнения.

В итоге получим такую систему уравнений:

$$Q = Gc_{p1}(t'_1 - t''_1)\eta = G\eta f_1(p_1, t'_1, t''_1); \quad (11.35)$$

$$Q = D(h_{2\text{ВЫХ}} - h_{2\text{ВХ}}) = Df_2(p_2, t_2', t_2''); \quad (11.36)$$

$$S = Q/(k\Delta t_{\text{ср}}); \quad (11.37)$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = f_3(t_1', t_1'', t_2', t_2''); \quad (11.38)$$

$$k = f_4(\alpha_1, \alpha_2, R_{\text{ст}}, d_{\text{н}}, d_{\text{в}}) = f_4(p_1, t_1', t_1'', p_2, t_2', t_2'', w_1, w_2, d_{\text{н}}, d_{\text{в}}, d_{\text{а}}, \lambda_{\text{ст}}); \quad (11.39)$$

$$d_{\text{а}} = 4f_{\text{МП}}/\Pi = f_5(G, w_1, D, w_2, d_{\text{н}}, d_{\text{в}}, p_1, p_2) = f_5(G, w_1, D, w_2, d_{\text{н}}, d_{\text{в}}, p_1, t_1', t_1'', p_2, t_2', t_2''); \quad (11.40)$$

$$d_{\text{в}} = d_{\text{н}} - 2\delta_{\text{ст}}; \quad (11.41)$$

$$\delta_{\text{ст}} = f_6([\sigma_{\text{н}}], d_{\text{н}}, p_1 \text{ или } p_2). \quad (11.42)$$

Анализ системы уравнений (11.35) — (11.42) показывает, что в нее входят параметры, значения которых в большинстве случаев получаются из расчета тепловой схемы АЭС в целом, а некоторые оцениваются на основе имеющегося опыта. К ним относятся: количество тепла, переданного от теплоносителя к рабочему телу,  $Q$ ; расходы теплоносителя  $G$  и рабочего тела  $D$ ; их давления на входе в поверхность теплообмена  $p_1$  и  $p_2$ ; температуры сред на входе в поверхность  $t_1'$  и  $t_1''$  и выходе  $t_2'$  и  $t_2''$ . Эти параметры, называемые внешними (или неуправляемыми), при составлении уравнений (11.35) — (11.42) считаются заданными. Вследствие этого (11.35) и (11.36) из системы уравнений исключаются и в ней остается шесть уравнений с 11 переменными. Переменные в левых частях уравнений являются рассчитываемыми, они носят название выходных. Остальные переменные: характеристики материала труб (номинальное допускаемое напряжение  $\sigma_{\text{н}}$  и теплопроводность  $\lambda_{\text{ст}}$ ), наружный диаметр труб  $d_{\text{н}}$ , скорости теплоносителя и рабочего тела  $w_1$  и  $w_2$  составляют группу управляемых параметров, посредством которых можно влиять на выходные параметры. Имея в виду изложенное выше, следует продолжить составление математической модели ПГ, переписав предыдущие и завершая составление других уравнений (конструкционного и гидродинамического расчетов) в явном виде. Для различных типов ПГ, а также для конкретных условий работы однотипных ПГ некоторые параметры и характеристики (например, скорости сред, диаметры труб, размеры корпусов и др.), входящие в уравнения математической модели, могут изменяться в довольно широком диапазоне их значений. Поэтому для расчетных вариантов должны быть установлены границы их изменения. Они могут диктоваться требованиями условий эксплуатации, транспортировки, технологии изготовления узлов и элементов и др. Эти требования имеют свое математическое выражение. Соответствующие уравнения, налагающие ограничения на диапазон изменения параметров и характеристик, должны входить в состав математической модели.

Решение оптимизационных задач на основе математической модели заключается в определении таких значений управляемых па-

раметров, которые удовлетворяют принятым ограничениям. Вычисленные с учетом этого управляемые параметры должны обеспечивать минимальное (максимальное) значение некоторой функции, называемой целевой или *критерием оптимизации*. Таким критерием применительно к проектируемому ПГ являются годовые расчетные затраты  $Z$  (см. гл. 15). Полученные при решении этой задачи значения управляемых параметров называются *оптимальными*.

Конструкторский расчет ПГ относится к классу оптимизационных задач и состоит в нахождении минимальных значений управляемых параметров. Для определения критерия оптимизации  $Z$  необходимо включить в математическую модель ПГ соответствующее уравнение

$$Z = pc_{уд}S + \varepsilon_r N. \quad (11.43)$$

Здесь  $p$  — доля отчислений, зависящих от капиталовложений (см. § 15.1);  $c_{уд}$  — стоимость ПГ, отнесенная к 1 м<sup>2</sup> теплопередающей поверхности (с учетом изготовления, транспортировки, накладных расходов и т. п.), руб/м<sup>2</sup>;  $\varepsilon$  — удельные расчетные затраты на электроэнергию, руб/(кВт·ч);  $\tau_r$  — число часов работы ПГ в год. Параметры  $p$ ,  $\varepsilon$ ,  $\tau_r$  могут быть отнесены к числу внешних.

Мощность насосов, необходимая для обеспечения движения в поверхностях теплообмена ПГ теплоносителя и рабочего тела, определяется уравнениями типа (11.28).

В общем виде уравнение для определения  $N$  может быть представлено следующим образом:

$$N = f_7 [\xi_{тр}, (\Sigma \xi_m)_1, (\Sigma \xi_m)_2, S, d_H, d_B, G, \omega_1, D, \omega_2, \eta_{нас1}, \eta_{нас2}]. \quad (11.44)$$

В этом уравнении коэффициент трения  $\xi_{тр}$  обусловливается состоянием (шероховатостью) поверхностей труб; коэффициенты местных сопротивлений со стороны теплоносителя  $(\Sigma \xi_m)_1$  и рабочего тела  $(\Sigma \xi_m)_2$  зависят от конструкции проточной части поверхности теплообмена; если она известна, то они являются заданными, так же как и КПД насосов  $\eta_{нас1}$  и  $\eta_{нас2}$ .

Добавление уравнений (11.43) и (11.44) не увеличило числа подлежащих оптимизации управляемых параметров. Если для определения минимального значения  $Z$  взять по четыре значения каждого из них, то число рассчитываемых вариантов будет 4<sup>4</sup>, т. е. 256. Таким образом, решение даже упрощенной оптимизационной задачи без вычислительной техники весьма трудоемко. С помощью уравнений (11.37) — (11.44) решается довольно ограниченная для практических целей задача оптимизации ПГ. При их использовании для выбранного конструкционного оформления элемента ПГ можно определить только наиболее целесообразные диаметр труб и скорости сред. Если по требованиям теплофизических и физико-химических процессов не определена единственно пригодная марка стали, то требуется определить наиболее целесо-

Таблица 11.1. Изменение коэффициентов теплоотдачи, теплоемкости и плотности жидкометаллическим теплоносителями

АЭС	Теплоноситель	Участок	$p_1$ , МПа	$t_1'$ , °C	$t_1''$ , °C	$p_2$ , МПа	$t_2'$ , °C
ВВЭР-440 (СССР)	Вода	—	12	301	268	4,62	226
ВВЭР-1000 (СССР)	»	—	16	322	289	6,4	220
Форт-Сент-Врейн США	Гелий	Экономайзер	4,75		395		206
		Испаритель		775		17	
AGR (Великобритания)	CO <sub>2</sub>	Пароперегреватель			228		156
		Экономайзер	4				
		Испаритель		634		17	220
		Пароперегреватель			320		
БН-600 (СССР)	Na	Экономайзер	1,5				
		Испаритель		520		14	
		Пароперегреватель					

\* Для всего ПГ.

образное с точки зрения обеспечения минимума значения  $Z$ . Для этого требуется дальнейшее расширение системы уравнений. Очевидно, дополнительные уравнения будут относиться к водному режиму ПГ (баланс примесей, закономерности образования и удаления отложений, изменение температуры стенки поверхности теплообмена и др.), так же как и уравнения, отражающие зависимость от перечисленных факторов эксплуатационных показателей (частоты отмывок, изменения количества тепла, передаваемого через поверхность теплообмена, и др.). Следует помнить, что ограничения на чистоту пара обуславливаются и требованиями надежной эксплуатации других элементов оборудования АЭС. При изменении конструктивных характеристик элементов ПГ, его компоновки конкретный вид некоторых уравнений математической модели будет также меняться.

Решая в этом случае оптимизационную задачу по критерию  $Z$ , можно определить оптимальную конструкцию ПГ. На выбор конструкции и оптимизацию параметров ПГ оказывают влияние и некоторые внешние связи. Их выражением являются, в частности, стоимостные показатели элементов ПГ, удельные расчетные затраты на электроэнергию и некоторые другие. Внешними по отношению к ПГ являются, как указывалось выше, и его параметры, определяемые расчетом АЭС в целом. Таким образом, система уравнений достаточно полной математической модели ПГ включает в себя уравнения теплового, конструкционного, гидромеханического расчетов, расчетов водного режима и сепарационных устройств, расчетов на прочность, технико-экономического расчета и др.

Поинтервальные и итерационные расчеты. Задача оптимизации параметров ПГ весьма трудоемка еще и потому, что требуются неоднократные вычисления по формулам, входящим в мате-

$t_2, ^\circ\text{C}$	$\frac{\alpha_{1 \text{ ВХ}}}{\alpha_{1 \text{ ВЫХ}}}$	$\frac{\alpha_{2 \text{ ВХ}}}{\alpha_{2 \text{ ВЫХ}}}$	$\frac{c_{p \text{ 1ВХ}}}{c_{p \text{ 1ВЫХ}}}$	$\frac{c_{p \text{ 2ВХ}}}{c_{p \text{ 2ВЫХ}}}$	$\frac{\rho_{1 \text{ ВХ}}^*}{\rho_{1 \text{ ВЫХ}}}$	$\frac{\rho_{2 \text{ ВХ}}}{\rho_{2 \text{ ВЫХ}}}$
258,9	1,035	2,91	1,14	—	0,93	—
278,5	0,95	2,7	1,30	—	0,91	—
	1,02	0,715	1	0,5		
	1,02	1,6	1	—	0,64	
540	1	2,16	1	4,2		
	1,16	0,58	1,04	0,45		1,6
	1,06	2,16	1,02	—	0,6	—
540	1,04	2,1	1,01	4,2		2,31
	1	0,8	1	0,65		
	1	2,5	1	—	0,94	—
505	1	2	1	3,4		

матическую модель, в пределах одного варианта (при фиксированном наборе оптимизируемых параметров).

Так расчет коэффициентов теплопередачи во многих случаях возможен только методом последовательных приближений: для расчета коэффициента теплоотдачи по (6.4) и (6.11) необходимо сначала произвольно задаться температурой стенки; расчет теплоотдачи к кипящей воде требует итераций по тепловому потоку; итерации требуются и при определении термического сопротивления материала теплопередающей поверхности. Однако наибольшие трудности возникают при необходимости обеспечить высокую точность расчета площади теплопередающей поверхности. Дело в том, что уравнение теплопередачи (11.6) и формула для расчета среднего логарифмического температурного напора (11.7) справедливы при условии постоянства теплоемкостей теплоносителя и рабочего тела, а также коэффициента теплопередачи. В действительности теплоемкости теплоносителя и рабочего тела являются функцией температуры и давления (только для гелия  $c_p = \text{const}$ ). Коэффициент теплопередачи помимо прочего зависит также от температуры и давления. Изменение давления вследствие гидравлического сопротивления в ПГ АЭС не так велико, чтобы оказать заметное влияние на значения  $c_p$  и  $k$ . Влияние же температуры может быть значительным. В табл. 11.1 для некоторых ПГ АЭС приведены данные, на основе которых можно сделать вывод о пределах изменения теплоемкостей и коэффициентов теплоотдачи теплоносителя и рабочего тела вдоль теплопередающей поверхности. Как показано в [14], для противоточных и проточных теплообменников с однофазными теплоносителями погрешность в расчете величины  $S$  не превышает 1 %, если расчет вести по интервалам, в пределах каждого из которых теплоемкость, коэффициент теплопередачи, разность температур сред меняются не более чем

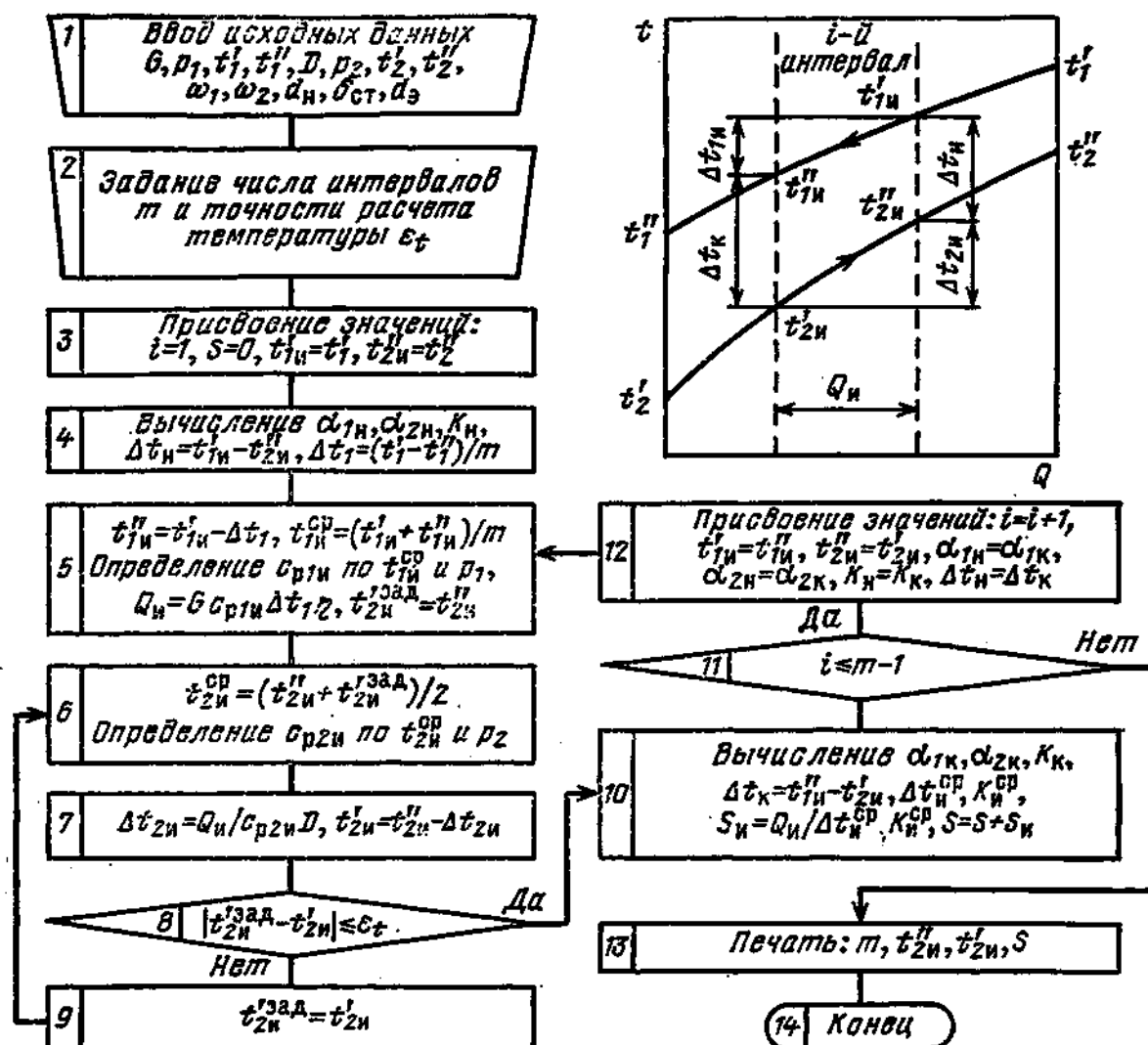


Рис. 11.5. Структурная схема поинтервального (прямого) расчета частей ПГ с однофазным течением рабочего тела и  $t$ ,  $Q$ -диаграмма

на 10 %. Как следует из данных табл. 11.1, для обеспечения этих условий большинство расчетов ПГ или его элементов нужно проводить поинтервально. Например, 16 интервалов необходимо для расчета одного варианта пароперегревателя ПГ с гелиевым теплоносителем.

При поинтервальном расчете экономайзера и пароперегревателя температурный перепад одного из потоков (у которого теплоемкость изменяется в меньшей степени) делят на равные части, в соответствии с выбранным числом интервалов  $m$ . Структурная схема возможного алгоритма такого расчета приведена на рис. 11.5. Вычисление коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в начале и конце интервала  $\alpha_{1n}$ ,  $\alpha_{2n}$ ,  $k_n$ ,  $\alpha_{1k}$ ,  $\alpha_{2k}$ ,  $k_k$  (блоки 4 и 10) проводят по формулам гл. 6 и § 11.2. Существенный недостаток этого расчета — произвольность в выборе числа интервалов. В случае необходимости расчет можно провести два раза при разных значениях  $m$  и полученные результаты (в первую очередь  $S$ ) сравнить.

Необходимой точности расчета и сокращения вычислительных операций можно достигнуть, если сразу задаться изменением теплоемкости одного из потоков в пределах каждого интервала. Алгоритм расчета в этом случае от рассмотренного выше будет отличаться следующим. Сначала, так же как и в предыдущем случае, при достаточно большом  $m$  по уравнениям теплового баланса рассчитывается количество тепла, переданное в каждом  $i$ -м интервале, и определяются температуры потоков на границах. При этом в машине формируется дискретно заданная зависимость  $t_2 = f(t_1)$ . Считаем, что теплоемкость рабочего тела меняется в большей степени. Дальнейший расчет ведется для другого числа интервалов —  $n$ , причем это число находится (с точностью до целого) из уравнения

$$c_{p2и}^{вх}/c_{p2и}^{вых} = \sqrt[n]{c_{p2}^{вх}/c_{p2}^{вых}}. \quad (11.45)$$

В последнем уравнении слева — заданное отношение теплоемкостей в пределах одного интервала; под знаком корня — та же величина для всего теплообменника (элемента ПГ). Определяя значение  $c_{p2}$  на границах интервалов по (11.45) итерационными расчетами с использованием тем или иным способом заданной зависимости  $c_{p2} = f(t_2)$ , находят температуры рабочего тела на границах рассчитываемых интервалов. Затем по зависимости  $t_2 = f(t_1)$  определяют на границах каждого из  $n$  интервалов температуры теплоносителя. По найденным температурам находят значения коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи, среднее значение температурного напора и, наконец, площади теплопередающей поверхности интервалов и всего рассчитываемого элемента.

Аналогичные алгоритмы расчета могут быть использованы и для испарителя.

Необходимость применения ЭВМ может возникнуть и при определении гидравлического сопротивления ПГ. Формула (7.5) для расчета сопротивления трения получена для изотермического течения жидкости, плотность которой постоянна по длине канала. Как следует из табл. 11.1, в реальных ПГ изменение плотности как теплоносителя, так и рабочего тела может быть значительным. При расчете сопротивления двухфазному потоку необходимо учитывать нелинейный характер изменения паросодержания по длине канала. Расчет гидравлического сопротивления в этих случаях можно вести с использованием формул численного интегрирования. Так, известная формула для расчета сопротивления трения однофазному потоку может быть преобразована к виду

$$\Delta p_{тр} = \frac{\rho_{вх}^2 w_{вх}^2}{2d_\phi} \int_0^l \frac{dl}{\rho}, \quad (11.46)$$

где  $l$  — длина канала.

Определение гидравлического сопротивления ПГ или его элемента с усреднением плотности потока по участкам (интервалам)

может быть совмещено с тепловым расчетом по любому из описанных выше алгоритмов.

**Поверочные расчеты.** Поверочный (или обратный) расчет заключается в определении параметров теплоносителя и рабочего тела в каждом элементе, уже спроектированного в результате конструкторского расчета ПГ при работе его на мощностях, отличных от номинальных. При этом в числе других показателей становятся известными закономерности распределения температур, тепловых потоков по всей поверхности теплообмена, значения которых во многом определяют условия надежности и экономичности ПГ. Определение параметров теплообменных поверхностей элементов и ПГ в целом при частичных нагрузках необходимо также для построения его динамической модели, на основе которой выбирается и рассчитывается система автоматического регулирования.

Поверочный расчет ПГ не относится к классу оптимизационных задач и имеет по рассматриваемым характеристикам единственное решение. При уменьшении паропроизводительности ПГ параметры теплоносителя и рабочего тела не остаются постоянными. Характер их изменения связан с принятым на АЭС принципом регулирования мощности блока реактор — парогенератор — турбина. Так для ПГ АЭС с ВВЭР могут быть осуществлены разные программы регулирования мощности: одна из них основана на поддержании постоянной средней температуры теплоносителя, вторая — постоянного давления вырабатываемого пара.

Уравнение теплопередачи для однокорпусного ПГ, обогреваемого водой под давлением, может быть записано в следующем виде:

$$Q = k(t_{1cp} - t_s) S = Dr. \quad (11.47)$$

Анализ этого уравнения показывает, что при  $t_{1cp} = \text{const}$  уменьшение мощности  $Q$  ПГ сопровождается ростом  $t_s$ , а следовательно, ростом давления пара. Такая программа регулирования принята для I и II блоков Нововоронежской АЭС. Для III и IV блоков этой АЭС принята программа регулирования, основанная на поддержании постоянства давления пара, а следовательно,  $t_s = \text{const}$ . При этом с уменьшением мощности ПГ будет уменьшаться  $t_{1cp}$ . Обе программы регулирования имеют свои достоинства и недостатки. Для блоков АЭС с ВВЭР-1000 осуществлена комбинированная программа. Из (11.47) следует, что для определения давления пара при изменении мощности ПГ потребуются итерационные расчеты, так как и  $k$ , и  $r$  зависят от давления. При изменении мощности ПГ, вырабатывающих перегретый пар, возможны различные комбинации изменения параметров теплоносителя и рабочего тела (могут быть известны либо начальные параметры теплоносителя и рабочего тела, либо все параметры одного из них и один параметр другого и т. д.). Расчет характеристик переменных режимов работы ПГ, состоящего из экономайзера, испарителя, пароперегревателя, промежуточного перегревателя, в услови-

ях зависимости физических параметров сред от температуры возможен только на ЭВМ. Разработанные алгоритмы поверочного расчета теплообменных аппаратов основаны на интервальном методе [14].

Рассмотрим пример такого расчета. Предположим, что поверочный расчет приводится при заданных расходах теплоносителя  $G$  и рабочего тела  $D$  и значениях их температур на входе в ПГ (или его элемент)  $t'_1$  и  $t'_2$ . Температуры теплоносителя и рабочего тела на выходе легко определяются, если теплоемкости обоих потоков и коэффициент теплопередачи постоянны в пределах рассчитываемого элемента или меняются незначительно. Для противоточного экономайзера или пароперегревателя такой расчет проводится по формулам

$$t_2 = t'_2 + (t'_1 - t'_2) N \frac{\exp [2M (1 - N)] - 1}{\exp [2M (1 - N)] + N}; \quad (11.48)$$

$$t_1 = t'_1 - (t'_2 - t'_1)/N, \quad (11.49)$$

где  $N = Gc_{p1}\eta / (Dc_{p2})$ ;  $M = kS / (2Gc_{p1}\eta)$ . Значения теплоемкостей и коэффициента теплопередачи определяются при известных температурах на входе.

Формулы (11.48) и (11.49) получены совместным решением следующих уравнений теплового баланса и теплопередачи:

$$Q = Gc_{p1}\eta (t'_1 - t_1); \quad (11.50)$$

$$Q = Dc_{p2} (t'_2 - t_2); \quad (11.51)$$

$$Q = Sk\Delta t_{cp}. \quad (11.52)$$

Если в процессе теплообмена теплофизические свойства теплоносителей изменяются существенно, то для расчета конечных температур должен быть использован интервальный метод.

Для бесконечно малого интервала уравнения (11.50)–(11.52) можно переписать в дифференциальной форме:

$$dQ_n = Gc_{p1}\eta dt_{1n}; \quad (11.53)$$

$$dQ_n = Dc_{p2} dt_{2n}; \quad (11.54)$$

$$dQ_n = k_n \Delta t_{cp,n} dS. \quad (11.55)$$

Здесь  $\Delta t_{cp,n} = (\Delta t_{n,n} + \Delta t_{k,n})/2$ ;  $\Delta t_{n,n}$  и  $\Delta t_{k,n}$  — температурные напоры в начале интервала и в конце (см.  $t$ ,  $Q$ -диаграмму на рис. 11.6). Можно считать, что приравняв правые части уравнений (11.54) и

$$\Delta t_{n,n} = \Delta t_{n,n} + (dt_{1n} - dt_{2n}); \quad (11.56)$$

$$dt_{1n} = t'_{1n} - t_{1n} = Dc_{p2} dt_{2n} / Gc_{p1}\eta. \quad (11.57)$$

(11.55), подставив в полученное уравнение выражения (11.56) и (11.57), после преобразований и замены  $dS$  на  $\Delta S$  получим для рабочего тела

$$t'_{2n} = t'_{2n} + \Delta t_{n,n} / [Dc_{p2} / k_n \Delta S - (Dc_{p2} / Gc_{p1}\eta - 1) / 2]. \quad (11.58)$$

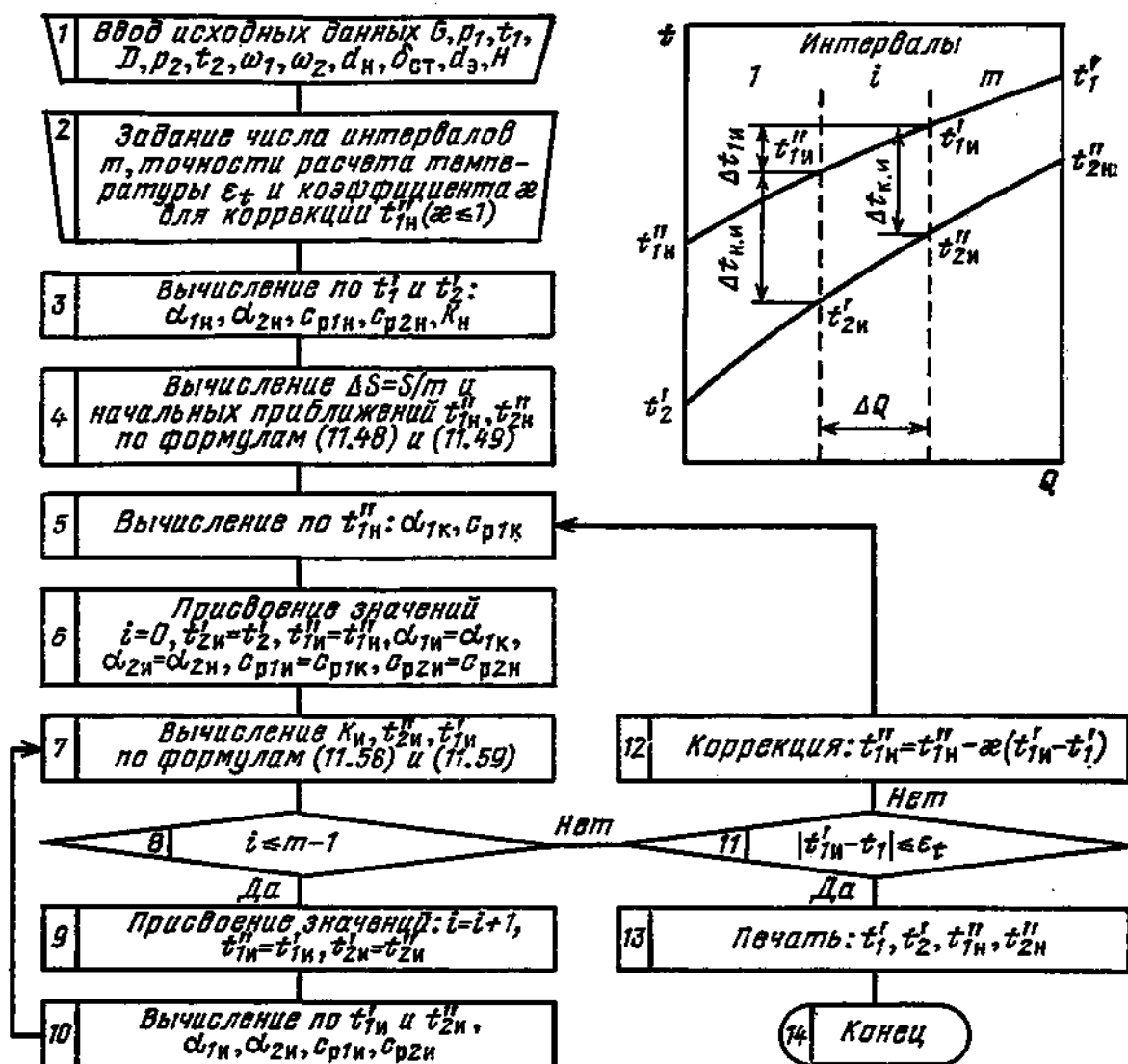


Рис. 11.6. Структурная схема поинтервального (поверочного) расчета противоточного теплообменника и его  $t, Q$ -диаграмма

Аналогичное уравнение может быть получено и для теплоносителя

$$t'_{1n} = t'_{1n} + \Delta t_{n,n} / [Gc_{p1n} \eta / k_n \Delta S - (1 - Gc_{p1n} \eta / Dc_{p2n}) / 2]. \quad (11.59)$$

Если известны температуры потоков на одном из концов теплообменника, например  $t'_1$  и  $t'_2$ , то используя последние два уравнения и переходя от интервала к интервалу, можно определить температуры потоков на другом конце.

Структурная схема возможного алгоритма поверочного расчета противоточного теплообменника представлена на рис. 11.6.

Вычисление начальных значений коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи ( $\alpha_{1n}, \alpha_{2n}, k_n$ ), а также значений этих коэффициентов на очередном интервале ( $\alpha_{1n}, \alpha_{2n}, k_{2n}$ ) (блоки 3, 6, 7) проводится по формулам гл. 6 и § 11.2.

Полученное в результате расчета последнего интервала значение температуры  $t'_{1n}$  может не совпасть с заданной температу-

рой теплоносителя на входе  $t'_1$ . Это связано с тем, что начальное приближение температуры на выходе  $t''_{1н}$  (в сечении, с которого начинается интервальный расчет) определяется по формуле, не учитывающей изменения свойств теплоносителя с изменением температуры. В алгоритме предусмотрены итерации до совпадения рассчитываемой  $t'_{1н}$  и заданной  $t'_1$  температур с точностью до некоторой выбранной величины  $\varepsilon_t$ . Коррекцию температуры  $t''_{1н}$  предлагается проводить по разнице значений  $t'_{1н}$  и  $t'_1$ , взятой с некоторым весом  $\kappa$ . От коэффициента  $\kappa$ , очевидно, будет зависеть скорость сходимости итераций; оптимальное его значение может быть получено при пробных расчетах.

Определение теплофизических свойств сред и коэффициента теплоотдачи при заданных давлении и температуре может быть оформлено в виде подпрограмм. При этом количество вычислительных операций не изменится, но упростится процесс составления и отладки всей программы расчета.

Значительное сокращение числа операций будет иметь место, если применить способ линеаризации при расчете коэффициента теплопередачи. В этом случае определяются коэффициенты теплоотдачи только во входном и выходном сечениях теплообменника:  $\alpha_{1н}$ ,  $\alpha_{1к}$ ,  $\alpha_{2н}$ ,  $\alpha_{2к}$ . На границах интервалов коэффициенты теплоотдачи определяются линейной интерполяцией этих значений по соответствующим температурам. Например, для теплоносителя

$$\alpha_{1н} = \alpha_{1к} + (\alpha_{1н} - \alpha_{1к}) (t'_{1н} - t'_1) / (t'_1 - t'_1). \quad (11.60)$$

Особенно эффективным способ линеаризации оказывается при ручном счете.

К поверочным относятся также расчеты механических напряжений, возникающих в элементах корпуса, в трубах и других деталях и узлах ПГ при номинальном режиме и отклонениях от него. Расчеты эти трудоемки и в полной мере стали выполняться только при использовании ЭВМ.

## ГЛАВА 12

# ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО, КОНСТРУКЦИОННОГО И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ ПГ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

## § 12.1. ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫЕ ВОДОЙ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Парогенераторы АЭС с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением, вырабатывает насыщенный пар. Требование поддержания высокой чистоты теплоносителя обуславливает выполнение поверхностей теплообмена таких ПГ из аустенитной нержавеющей стали с электрополированными поверхностями. Трубы из такой

стали промышленностью выпускаются длиной до 14 м. Использование для поверхностей теплообмена труб из нержавеющей стали целесообразно только при минимально допустимых по условиям прочности толщинах стенок  $\delta_{ст}$ . Для высокого давления теплоносителя  $\delta_{ст} \leq 1,5$  мм, а для среднего  $\delta_{ст} \leq 1,2$  мм. По условиям технологии изготовления трубы из нержавеющей стали выпускаются с наименьшей толщиной 1,4 мм. Применение труб с толщиной стенки, оптимальной по условиям сварки ( $\delta_{ст} \approx 2,5$  мм), противоречит требованиям создания агрегата с возможно меньшими капитальными затратами. Кроме того, необходимо считаться с недопустимостью неоправданного увеличения расхода дефицитного очень дорогостоящего материала. Такие ограничения, стоявшие перед проектировщиками и конструкторами, в какой-то мере даже способствовали созданию наиболее оптимальной конструкции ПГ для АЭС с ВВЭР: однокорпусного с погруженной поверхностью теплообмена, с естественной циркуляцией рабочего тела. В течение последующего двадцатилетия с переходом на более высокие единичные мощности агрегатов созданная конструкция ПГ принципиальных изменений не претерпела. Однако осуществлялись весьма серьезное усовершенствование ее узлов и рационализация протекания процессов генерации пара. Практика показывает, что даже для условий больших мощностей реактора ВВЭР-1000 ПГ с погруженной поверхностью теплообмена обеспечивает требуемую паропроизводительность.

Варианты с многократной принудительной циркуляцией (МПЦ) рабочего тела в испарителе потребовали бы отказа от погруженной поверхности теплообмена и замены ее более сложными конструкциями канального типа. Использование в ПГ испарителя с МПЦ могло бы дать преимущество перед естественной циркуляцией только в случае дальнейшего значительного повышения единичной паропроизводительности ПГ. Прямоточный ПГ для АЭС с реакторами типа ВВЭР мог бы рассматриваться как конкурентоспособный с другими, если бы появилась возможность отказа от применения в поверхностях теплообмена аустенитных нержавеющей сталей. Применение такой марки стали в ПГ прямооточного типа не может быть допущено из-за склонности ее к коррозии под напряжением, возникающей и интенсифицирующейся при больших концентрациях в парогенераторной воде Cl-иона. Достижение опасных концентраций его в условиях генерации пара по прямооточной схеме неизбежно.

Ограничения в применении прямооточной схемы генерации пара на АЭС с водо-водяными реакторами могут быть сняты при условии создания новых марок коррозионно-стойких легированных сталей перлитного класса, пригодных для изготовления труб поверхностей теплообмена ПГ. Следует иметь в виду, что прямооточная схема ПГ дает возможность относительно просто создать ПГ, вырабатывающий перегретый пар и при водяном теплоносителе. Решение о выборе типа ПГ должно приниматься на основе технико-экономических сопоставлений. Применительно к установкам с

водяным теплоносителем можно довольно уверенно предполагать, что конструкция испарителя с естественной циркуляцией и погруженной поверхностью теплообмена будет наиболее рациональной в любом случае.

При проектировании такого ПГ после построения  $t, Q$ -диаграммы следует рассмотреть возможность совмещения экономайзерной поверхности с испарительной. Если такая возможность существует, а надежных данных для принятия однозначного решения нет, то целесообразно провести варианты расчеты для обоих случаев. Совмещение экономайзера и испарителя даёт уменьшение капитальных затрат на создание ПГ за счет экономии металла при изготовлении корпусов, соединительных трубопроводов и в некоторой степени электроэнергии при перекачке теплоносителя и рабочего тела. Окончательное решение принимается по минимуму расчетных годовых затрат. Достаточно полно оптимизационные расчеты могут быть проведены с применением ЭВМ.

Управляемые параметры (диаметры труб, скорости сред и др.) выбираются на основе имеющегося опыта проектирования подобных систем. Возможные диаметры труб лежат в пределах от 12 до 20 мм. Для ПГ больших производительностей выбираются трубы меньших диаметров. Скорости теплоносителя для вариантов расчетов выбираются в диапазоне от 1 до 6 м/с. Скорости рабочего тела для этих целей принимаются в соответствии с рекомендациями гл. 8 и 10.

Коэффициент теплопередачи для выделенного экономайзера определяется через коэффициенты  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , рассчитанные по средним температурам теплоносителя и рабочего тела по формуле (6.4) [по этой формуле  $\alpha_1$  определяется и для любой другой поверхности теплообмена]. Следует иметь в виду, что  $\alpha_2$  зависит от схемы омывания поверхности теплообмена (продольное или поперечное, движение сред в кольцевых каналах). Как правило, должна выбираться более простая схема. Для определения средних температур предварительно вычисляются так называемые водяные эквиваленты теплоносителя  $W_1$ , Вт/К, и рабочего тела  $W_2$ , Вт/К:

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= Q_{\text{ЭК}} / (t'_{1\text{ЭК}} - t''_{1\text{ЭК}}) ; \\ W_2 &= Q_{\text{ЭК}} / (t'_{2\text{ЭК}} - t''_{2\text{ЭК}}) . \end{aligned} \right\} \quad (12.1)$$

Для среды с большим водяным эквивалентом средняя температура  $t^{\delta}_{\text{ср}}$ , °С, подсчитывается как среднеарифметическое между температурами входа и выхода:

$$t^{\delta}_{\text{ср}} = 0,5 (t' + t''). \quad (12.2)$$

Средняя температура для среды с меньшим водяным эквивалентом определяется по соотношению

$$t^{\mu}_{\text{ср}} = t^{\delta}_{\text{ср}} \pm \Delta t_{\text{ср}}. \quad (12.3)$$

Знак плюс применяется, если  $t_{\text{ср}}^{\text{м}}$  — средняя температура теплоносителя, а знак минус, если  $t_{\text{ср}}^{\text{м}}$  — средняя температура рабочего тела.

В испарителе коэффициент теплопередачи вычисляется как среднее между его значениями на входе поверхности теплообмена  $k_{\text{вх}}$  и на выходе  $k_{\text{вых}}$ . Коэффициент теплообмена при кипении в большом объеме  $\alpha_2$  также определяется для входного и выходного сечений. Для его расчета применима одна из критериальных или эмпирических формул, например (6.25) или (6.26). Их следует использовать только для тех случаев, когда параметры испарителя соответствуют параметрам, для которых эти формулы проверены. В формулы входят две неизвестные величины  $\alpha_2$  и  $q$ . Поэтому определение  $\alpha_2$  проводится методом последовательных приближений.

В первом варианте  $\alpha_2$  находят при выбранном значении  $q = q'$ . Пределы возможных значений  $q$  довольно широки и составляют  $(75 \div 400) \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>. Большие значения  $q$  выбираются для мощных ПГ со сравнительно большими температурными напорами в поверхностях теплообмена. Первый расчет завершается проверкой правильности принятого значения  $q'$ . Для этого рассчитывается удельный тепловой поток  $q_{\text{р1}} = k'(\alpha_1, \alpha_2) \Delta t_{\text{ср}}$ . Если  $q_{\text{р1}}$  значительно (более чем на 5 %) отличается от  $q'$ , то проводится второй вариант расчета по уточненному значению  $q = q'' = q_{\text{р1}}$ . Повторные расчеты ведутся до получения условия  $(q' - q_{\text{р1}})/q_{\text{р1}} \leq 0,05$ .

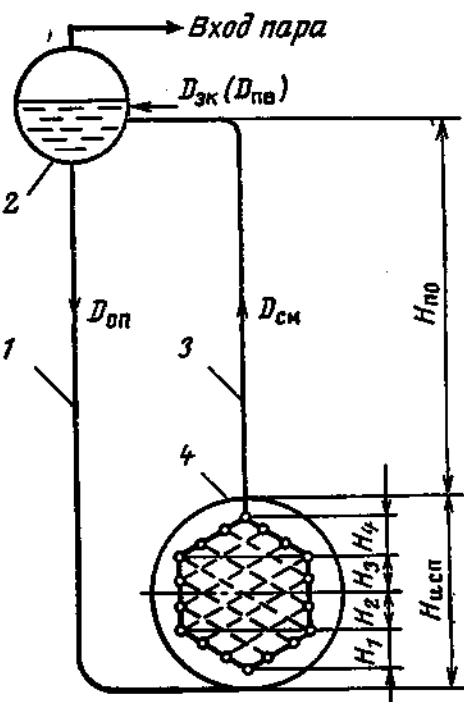
Гидродинамический расчет по тракту теплоносителя заканчивается определением затрат мощности на его перекачку в пределах ПГ. Для ПГ с погруженной поверхностью теплообмена расчет затрат на перекачку рабочего тела проводится только для проточной части экономайзера, если он выделен в самостоятельный элемент.

Гидродинамические расчеты испарительной поверхности теплообмена погруженного типа заключаются в определении кратности циркуляции для схем со специально выделенными опускными участками. Такой испаритель будет работать надежно при беспрепятственном отводе пара из поверхности теплообмена (отсутствует «запаривание» трубных пучков).

К настоящему времени проведены эксперименты по исследованию гидродинамики парогенерирующих трубных пучков. Их результаты показывают, что запаривание не имеет места даже для плотных трубных пучков. Однако нужно иметь в виду особую важность обеспечения надежного отвода тепла от теплоносителя во всех режимах работы ПГ. Поэтому при проектировании ПГ с погруженными поверхностями теплообмена большой производительности (более 140 кг/с) для трубных пучков с малыми шагами, особенно при осуществлении спиральных пучков, необходимо проведение специальных экспериментов.

Надежных расчетных методик для определения движущего напора в испарителях с погруженной поверхностью теплообмена нет. Ниже дана методика приближенного расчета контура циркуляции

Рис. 12.1. Схема контура естественной циркуляции испарителя с погруженной поверхностью теплообмена: 1 — опускная система; 2 — сепарационный барабан; 3 — паропроводящие трубы; 4 — испаритель



с погруженной поверхностью теплообмена и с вынесенным сепарационным объемом. Эта методика может быть в определенной степени использована для ориентировочной оценки характеристик контура циркуляции и для схемы с совмещением в одном корпусе испарителя и сепарационного объема.

Расчетная схема контура представлена на рис. 12.1. Геометрические характеристики его получаются при конструкционном расчете ПГ. Основным результатом расчета должно быть получение кратности циркуляции  $k_{\text{т}}$ .

Движущий напор  $p_{\text{дв}}$ , Па, контура может быть представлен в виде

$$p_{\text{дв}} = p_{\text{дв}}^{\text{исп}} + p_{\text{дв}}^{\text{по}}, \quad (12.4)$$

где

$$p_{\text{дв}}^{\text{по}} = H_{\text{по}} g (\rho' - \rho_{\text{см}}^{\text{по}}) = H_{\text{по}} g \Phi (\rho' - \rho''); \quad (12.5)$$

$$p_{\text{дв}}^{\text{исп}} = H_{\text{исп}} g (\rho' - \bar{\rho}_{\text{см}}) = H_{\text{исп}} g \bar{\Phi} (\rho' - \rho''); \quad (12.6)$$

здесь  $p_{\text{дв}}^{\text{по}}$  — давление, создающее движущий напор в паропроводящих трубах, Па;  $p_{\text{дв}}^{\text{исп}}$  — давление, создающее движущий напор в испарителе, Па;  $H_{\text{по}}$  и  $H_{\text{исп}}$  — высота паропроводящих труб и испарителя соответственно, м;  $\Phi$  — доля сечения, занимаемая паром в паропроводящих трубах;  $\bar{\Phi}$  — усредненное значение доли сечения, занятой паром, для всего испарителя.

Неизвестными в (12.5) и (12.6) являются только  $\Phi$  и  $\bar{\Phi}$ ;  $\Phi$  легко определяется по методике, изложенной в [32]. Для этого предварительно должны быть найдены параметры

$$w_{0\text{по}}''/w_{0\text{по}}; \quad w_{0\text{по}}^2/d_{\text{в}}, \quad (12.7)$$

где  $d_{\text{в}}$  — внутренний диаметр подъемных труб. Приведенная скорость пара в паропроводящих трубах  $w_{0\text{по}}''$ , м/с, не изменяется и равна

$$w_{0\text{по}}'' = D_{\text{исп}}/(f_{\text{по}} \rho''), \quad (12.8)$$

где  $D_{\text{исп}}$  — количество пара, вырабатываемого в испарителе, кг/с;  $f_{\text{по}}$  — проходное сечение паропроводящих труб, м<sup>2</sup>. Скорость циркуляции  $w_{0\text{по}}$  зависит от кратности циркуляции:

$$w_{0\text{по}} = D_{\text{см,по}}/(f_{\text{по}} \rho') = D_{\text{оп}}/(f_{\text{по}} \rho') = k_{\text{ц}} D_{\text{исп}}/(f_{\text{по}} \rho'), \quad (12.9)$$

где  $D_{\text{см.по}}$  — количество пароводяной смеси, поднимающейся по подъемным трубам, кг/с;  $D_{\text{оп}}$  — количество воды, входящее в опускные трубы, кг/с. По условию сплошности потока  $D_{\text{см.по}} = D_{\text{оп}}$ .

На основе параметров (12.7) по соответствующим номограммам [32] определяется  $\phi$  для трех — четырех значений  $k_{\text{ц}}$ .

Гидравлические сопротивления в пароводящих трубах  $\Delta p_{\text{по}}$  рассчитывают по (7.50). Разность  $p_{\text{дв}}^{\text{по}}$  и  $\Delta p_{\text{по}}$  дает полезный напор контура циркуляции, создаваемый на высоте, соответствующей  $H_{\text{по}}$ :

$$p_{\text{пол}}^{\text{по}} = p_{\text{дв}}^{\text{по}} - \Delta p_{\text{по}}. \quad (12.10)$$

Точное решение уравнения (12.6) не представляется возможным, так как достоверных данных по истинному паросодержанию двухфазной среды, поперечно обтекающей трубный пучок, нет. Использовать для этого методику ЦКТИ—ВТИ, относящуюся к вертикальным трубам, неправомерно.

Для ориентировочного определения  $p_{\text{дв}}^{\text{исп}}$  следует воспользоваться закономерностями гомогенного двухфазного потока. На их основании давление, возникающее в испарителе высотой  $H_{\text{исп}}$ , может быть представлено в виде

$$p_{\text{дв}}^{\text{исп}} = H_{\text{исп}} g \rho_{\text{оп}} - H_{\text{исп}} g \bar{\rho}_{\text{см}}^{\text{г}} = H_{\text{исп}} g (\rho' - \bar{\rho}_{\text{см}}^{\text{г}}), \quad (12.11)$$

где  $\bar{\rho}_{\text{см}}^{\text{г}}$  определяется по (7.36).

Приведенная скорость пара, необходимая для определения плотности,  $\rho_{\text{см}}^{\text{г}}$  меняется по высоте испарителя в пределах от 0 до  $w_{\text{вых}}'$ . Причем изменение будет происходить не по линейному закону, так как поперечное сечение трубного пучка поверхности теплообмена по высоте испарителя изменяется. С достаточной степенью точности можно применить посекционное определение полезного напора. Чем больше число секций, на которые разбивается по высоте поверхность теплообмена, тем лучше приближение к действительному значению  $p_{\text{дв}}^{\text{исп}}$ .

Давление, создающее движущий напор одной секции,

$$p_{\text{дв}i}^{\text{исп}} = H_i g (\rho' - \bar{\rho}_{\text{см}i}^{\text{г}}). \quad (12.12)$$

Среднюю плотность пароводяной смеси в секции  $\bar{\rho}_{\text{см}i}^{\text{г}}$  можно определить по (7.36) через среднеарифметические значения приведенной скорости пара  $\bar{w}_{0i}'$ , м/с, и скорости циркуляции  $\bar{w}_{0i}$ :

$$\bar{w}_{0i}' = (1/2) [(w_{0i}')_{\text{вх}} + (w_{0i}')_{\text{вых}}]; \quad (12.13)$$

$$(w_{0i}')_{\text{вх}} = (D_i)_{\text{вх}} / (f_i)_{\text{вх}} \rho''; \quad (w_{0i}')_{\text{вых}} = (D_i)_{\text{вых}} / (f_i)_{\text{вых}} \rho''; \\ (w_{0i}')_{\text{вх}}^{\text{м}} = (w_{0i-1}')_{\text{вых}}. \quad (12.14)$$

В соотношениях (12.14)  $(D_i)_{\text{вх}}$  и  $(D_i)_{\text{вых}}$  — количество пара, проходящего соответственно через входное и выходное сечения сек-

ции, кг/с:

$$\left. \begin{aligned} D_{i \text{ вх}} &= (D_{i-1})_{\text{вых}}; \\ D_{i \text{ вых}} &= D_{i \text{ вх}} + Q_i/r, \end{aligned} \right\} \quad (12.15)$$

где  $Q_i$  — количество тепла, переданного через поверхность теплообмена  $i$ -й секции, Вт,

$$Q_i = (Q_{\text{общ}}/S_{\text{общ}}) S_i; \quad (12.16)$$

здесь  $Q_{\text{общ}}$  — количество тепла, переданного через всю поверхность теплообмена испарителя, Вт;  $S_{\text{общ}}$  и  $S_i$  — поверхность теплообмена всего испарителя и  $i$ -й секции, м<sup>2</sup>. Скорость циркуляции, необходимую для определения  $\bar{\rho}_{\text{см}}$ , находят по соотношениям

$$\left. \begin{aligned} \bar{w}_0 i &= 1/2 [(w_0 i)_{\text{вх}} + (w_0 i)_{\text{вых}}]; \\ (w_0 i)_{\text{вх}} &= D_{\text{оп}}/(f_i \text{ вх} \rho'); \quad (w_0 i)_{\text{вых}} = D_{\text{оп}}/(f_i \text{ вых} \rho'). \end{aligned} \right\} \quad (12.17)$$

$D_{\text{оп}}$ , кг/с, известно, если известны производительность испарительной поверхности  $D_{\text{исп}}$  и кратность циркуляции  $k_{\text{ц}}$ :

$$D_{\text{оп}} = k_{\text{ц}} D_{\text{исп}}. \quad (12.18)$$

Количество пара, вырабатываемого в испарителе, равно: для схемы с вынесенным экономайзером при  $t_{2\text{эк}} = t_s$  — производительности ПГ  $D$ ; для схемы с совмещенным экономайзером

$$D_{\text{исп}} = D + \Delta D, \quad (12.19)$$

где  $\Delta D$  — количество пара, конденсирующегося в сепарационном барабане при нагреве питательной воды от  $t'_2$  до  $t_s$ , кг/с,

$$\Delta D = D_{\text{пв}} (h' - h_{\text{п.в}})/r. \quad (12.20)$$

Полезный напор каждой выделенной секции может быть определен, если известно ее гидравлическое сопротивление. С достаточностью степенью точности оно может быть определено по (7.52). В качестве расчетного сечения можно применить сечение середины секции.

Прходные сечения  $f_i$ , м, в секциях определяют из соотношения

$$f_i = l(b_i - n_{\text{тр}i} d_{\text{н}}), \quad (12.21)$$

где  $l$  — длина трубок поверхности в рассматриваемом сечении, м;  $b_i$  — ширина рассматриваемого сечения, м;  $n_{\text{тр}i}$  — число трубок в рассматриваемом сечении;  $d_{\text{н}}$  — наружный диаметр трубок, м.

Суммарное полезное давление контура равно

$$p_{\text{пол}} = p_{\text{пол}}^{\text{по}} + \sum p_{\text{пол}i}^{\text{исп}}. \quad (12.22)$$

Сопротивление опускной системы контура циркуляции определяется с использованием формул для расчета гидравлических сопротивлений при течении однофазной среды.

В заключение расчета строится график циркуляций, аналогичный графику, изображенному на рис. 8.17.

Расчет может считаться завершенным, а контур надежным, если в результате получено  $k_d \geq 4$ . Такое значение минимальной расчетной кратности циркуляции имеет некоторый запас по работоспособности контура, перекрывающий неточности рассмотренной методики расчета. Следует иметь в виду, что увеличение кратности циркуляции приведет к повышению капитальных затрат на ПГ. Уменьшение нагрузки ПГ, если не предусмотрены меры по уменьшению величины  $t'_1 - t''_1$  или расхода теплоносителя, приводит к росту давления. В этом случае расчет циркуляции следует делать на номинальную и минимальную нагрузки ПГ. Если при переменных нагрузках ПГ давление пара остается неизменным, а меняются его параметры, необходимо провести расчеты не только на номинальную нагрузку, но и на максимальную и на минимальную.

Конструкционный расчет ПГ с водяным теплоносителем не требует пояснений, кроме изложенных в § 11.3. Особенности расчета прямоточного ПГ относятся только к пароводяному тракту. В принципе они одинаковы для ПГ, обогреваемых любым теплоносителем, и рассматриваются в § 12.6.

## §12.2. ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫЕ КОНДЕНСИРУЮЩИМСЯ НАСЫЩЕННЫМ ПАРОМ

Существенные ограничения, налагавшиеся на выбор принципиальной тепловой схемы такого ПГ, практически предопределяли выбор варианта, осуществленного на Белоярской АЭС (см. рис. 4.7 и 4.8). Желание осуществить в ПГ хотя и небольшой перегрев, привели бы к существенному снижению давления вырабатываемого пара, так как температурный напор в испарителе практически задан. Это хорошо видно из  $t, Q$ -диаграммы (см. рис. 3.2).

Заданная по условиям работы реактора необходимость переохлаждения конденсата теплоносителя требует выполнения экономайзера в виде отдельного элемента. Экономайзер — элемент прямоточный, поэтому осуществление в нем подогрева воды до  $t_s$  и испарение ее в определенном количестве (до 20 % по массе) могут быть достаточно просто выполнены в одном корпусе (кипящий экономайзер). Поэтому целесообразность разделения экономайзера на две ступени — кипящую и некипящую — может быть подтверждена технико-экономическими соображениями с учетом в числе других фактора, связанного с гидродинамической неустойчивостью.

В схеме первого контура переохлаждение предусматривается не только для конденсата теплоносителя, но и для сепарата пароводяной смеси, выходящей из реактора (см. рис. 1.3). Это приводит к тому, что масса теплоносителя в испарителе и экономайзере неодинакова. Сепарат (вода, циркулирующая в реакторе) и кон-

денсат теплоносителя смешиваются перед экономайзером и подаются в его раздающую камеру.

Уравнения теплового баланса записываются в соответствии с (11.1) и (11.2). Однако конкретное их представление требует некоторого пояснения. Расходы теплоносителя в паровой и водяной фазах связаны с общим количеством переданного в ПГ тепла, уравнением

$$Q_{\text{ПГ}} = [G_{\text{Т}}^{\text{П}} r_1 + G_{\text{Т}}^{\text{В}} (h'_1 - h_{1\text{ВЫХ}}^{\text{ВЫХ}})] \eta_{\text{ПГ}}, \quad (12.23)$$

где  $Q_{\text{ПГ}}$  — общее количество тепла, передаваемого в ПГ, Вт;  $G_{\text{Т}}^{\text{П}}$  — расход первичного теплоносителя в виде пара, кг/с;  $r_1$  — скрытая теплота парообразования при заданном давлении в контуре теплоносителя, Дж/кг;  $G_{\text{Т}}^{\text{В}} = k^{\text{Р}}_{\text{П}} G_{\text{Т}}^{\text{П}}$  — расход теплоносителя в виде воды через экономайзеры — суммарный расход теплоносителя ( $k^{\text{Р}}_{\text{П}}$  — кратность циркуляции в реакторе);  $h'_1$ ,  $h_{1\text{ВЫХ}}^{\text{ВЫХ}}$  — соответственно энтальпия насыщения воды (теплоносителя) на входе в экономайзер и энтальпия теплоносителя на выходе из экономайзера, Дж/кг;  $\eta_{\text{ПГ}}$  — КПД ПГ. Количество тепла  $Q_{\text{исп}}$ , Вт, воспринимаемое в испарителе,

$$Q_{\text{исп}} = D r_2 (100 - x_{\text{ЭК}})/100, \quad (12.24)$$

где  $D$  — производительность ПГ, кг/с;  $r_2$  — скрытая теплота парообразования при давлении пара в контуре испарителя, Дж/кг;  $x_{\text{ЭК}}$  — массовое паросодержание на выходе из экономайзера, %. Для определения количества тепла, передаваемого от теплоносителя, справедливо соотношение

$$Q_{\text{исп}} = G_{\text{Т}}^{\text{П}} r_1 \eta_1 (100 - x'_1)/100, \quad (12.25)$$

где  $x''_1$  — паросодержание теплоносителя на выходе из испарителя (наиболее вероятно  $x''_1 = 0$ ). Аналогичные уравнения для кипящей части водяного экономайзера будут иметь вид

$$Q_{\text{ЭК}}^{\text{II}} = D r x_{\text{ЭК}}/100; \quad (12.26)$$

$$Q_{\text{ЭК}}^{\text{II}} = [G_{\text{Т}}^{\text{П}} r_1 x'_1/100 + k^{\text{Р}}_{\text{П}} G_{\text{Т}}^{\text{В}} (h_1 - h_{1\text{ЭК II}}^{\text{ВЫХ}})] \eta, \quad (12.27)$$

где  $h_{1\text{ЭК II}}^{\text{ВЫХ}}$  — энтальпия воды (теплоносителя) на выходе из кипящей части водяного экономайзера, Дж/кг. Температурные напоры в элементах ПГ определяются по общей методике § 11.3. Для испарителя их определение упрощается, так как в нем  $t_1 = \text{const}$  и  $t_2 = \text{const}$ , а следовательно,

$$\Delta t_{\text{исп}} = t_1 - t_2. \quad (12.28)$$

Определение коэффициента теплопередачи в некипящем и кипящем экономайзерах проводится по тем же методикам, что и для элементов ПГ, обогреваемого водой под давлением. Для расчета коэффициента теплопередачи в испарителе необходимо знание температур обеих стенок поверхности теплообмена, так как и  $\alpha_1$ , и  $\alpha_2$  зависят от соответствующих температур. Таким образом,

число неизвестных величин при определении  $k$  равно четырем:  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $t_{ст1}$ ,  $t_{ст2}$ . В соответствии с этим необходимо составление четырех уравнений:

$$\left. \begin{aligned} 1) & \text{ для определения } \alpha_1; \\ 2) & \text{ для определения } \alpha_2; \\ 3) & \alpha_1 (t_1 - t_{ст1}) = (\lambda_{ст}/\delta_{ст}) (t_{ст1} - t_{ст2}) = k\Delta t; \\ 4) & \alpha_2 (t_{ст2} - t_2) = (\lambda_{ст}/\delta_{ст}) (t_{ст1} - t_{ст2}) = k\Delta t. \end{aligned} \right\} \quad (12.29)$$

Конструкционный и гидродинамический расчеты в основном аналогичны подобным расчетам для ПГ, обогреваемых водой под давлением. Некоторая особенность гидродинамического расчета испарителя обуславливается движением двухфазного потока с обеих сторон поверхности теплообмена.

### § 12.3. ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫЕ ОРГАНИЧЕСКИМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

Изыскание новых органических веществ, наиболее полно удовлетворяющих требованиям, предъявляемым к теплоносителям ЯЭУ, продолжает представлять собой определенный интерес.

Опыт, полученный при эксплуатации установок с реакторами, охлаждаемыми смесями органических теплоносителей, подтверждает обоснованность такого интереса. При использовании в качестве теплоносителя смеси полифенилов  $t'_1$  может достигать  $400^\circ\text{C}$ . Это позволяет ориентироваться на средние параметры пара ( $p_2 = 4$  МПа;  $t''_2 = 380^\circ\text{C}$ ). Имеющиеся прогнозы свойств кремнийорганических веществ позволяют предполагать  $t'_1 \leq 700^\circ\text{C}$ , что соответствовало бы высоким и сверхвысоким параметрам пара.

Органические теплоносители существенно менее коррозионно-активны, чем вода. Давление в контуре теплоносителя ПГ может быть ниже давления рабочего тела в 5—10 (и более) раз. При превышении максимальной температуры теплоносителя  $t'_1$  над наивысшей температурой рабочего тела  $t''_2$  не более чем на  $30^\circ\text{C}$  вполне обоснованно может быть проведен выбор конструкционных материалов на основе анализа свойств и параметров рабочего тела. Для всех элементов ПГ средних параметров можно рассчитывать на использование углеродистой стали. Соответствующие марки легированных сталей потребовались бы только для пароперегревателей высоких и сверхвысоких параметров.

При выборе принципиальной тепловой схемы ПГ средних параметров следует ориентироваться на проведение вариантных расчетов для определения рациональной схемы омывания поверхностей нагрева. Несмотря на то что  $p_1$  значительно меньше  $p_2$ , однозначно признать целесообразность движения рабочего тела по трубам затруднительно. Причины такого положения изложены в гл. 3. Что же касается высоких и сверхвысоких параметров, то этот вопрос практически однозначно с учетом  $p_1/p_2$  решается для кор-

пусных ПГ. Для конструкций секционного типа и здесь потребуются варианты расчеты.

Необходимо дать дополнительные пояснения относительно расчета теплоотдачи от теплоносителя к стенке поверхности теплообмена. Обязательным является учет существенного изменения физических параметров (особенно вязкости) органик при изменении температуры. При использовании для расчета формул (6.4) и (6.11) учет поправки  $(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}$  обязателен. Имеются сведения о том, что расчет  $\alpha_1$  по (6.4) может дать результаты, не совпадающие с экспериментальными данными (занижение до 20—25 %). Поэтому при необходимости расчета поверхностей теплообмена с органическим теплоносителем целесообразно опираться на периодическую литературу или на проведение специальных экспериментов. В остальном методика всех видов расчетов дополнительных пояснений к изложенному в гл. 11 не требует.

## § 12.4. ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫЕ ЖИДКИМИ МЕТАЛЛАМИ

Расчет промежуточных теплообменников трехконтурных АЭС, имеющих одну поверхность теплообмена (см. рис. 4.16, 4.19), каких либо специфических вопросов, выходящих за рамки рассмотрения гл. 11, не содержит.

В гл. 3 рассмотрены теплообменники с двумя теплопередающими поверхностями: одна для теплоносителя первого контура, вторая для теплоносителя промежуточного (второго) контура. Отделение их друг от друга осуществлялось либо жидкометаллической, либо твердой прослойкой. Общая методика расчета таких теплообменников не отличается от изложенной в гл. 11. Особенность их теплового расчета связана с осуществлением передачи тепла от одного теплоносителя к другому через многослойную стенку. При этом термическое сопротивление каждого слоя в расчете должно учитываться. Коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), должен определяться по формуле

$$k = [1/\alpha_1 + \sum_i (\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_2]^{-1}, \quad (12.30)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи при движении жидкого металла внутри труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta_i$  — толщина слоя, м;  $\lambda_i$  — теплопроводность слоя, Вт/(м·К). При наличии твердой прослойки

$$\sum_{i=1}^{i=3} \delta_i/\lambda_i = \delta_{ст1}/\lambda_{ст1} + \delta_{пр}/\lambda_{пр} + \delta_{ст2}/\lambda_{ст2}, \quad (12.31)$$

где  $\delta_{ст1}$ ,  $\delta_{ст2}$  — толщина труб поверхности теплообмена, м;  $\delta_{пр}$  — толщина металлической прослойки, м;  $\lambda_{ст1}$ ,  $\lambda_{ст2}$ ,  $\lambda_{пр}$  — соответствующие теплопроводности, Вт/(м·К). При наличии жидкостной прослойки, учитывая небольшое живое сечение ее (малые зазоры между трубками), передачу тепла через нее можно рассчитывать через эквивалентную теплопроводность  $\lambda_{экв}$ . В этом случае в

(12.31) вместо  $\lambda_{\text{пр}}$  следует подставлять  $\lambda_{\text{экв}}$ :

$$\lambda_{\text{экв}} = \varepsilon_{\text{к}} \lambda_{\text{пр}}, \quad (12.32)$$

где  $\lambda_{\text{пр}}$  — теплопроводность жидкого металла, а

$$\varepsilon_{\text{к}} = f(\text{Gr Pr}). \quad (12.33)$$

В (12.33)  $\text{Gr} = \beta g \delta_{\text{пр}}^3 \Delta t_{\text{пр}} / \nu^2$  — критерий Грасгофа, где  $\beta$  — температурный коэффициент объемного расширения жидкого металла,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{пр}}$  — перепад температуры в прослойке жидкого металла,  $^\circ\text{C}$ ;  $\delta_{\text{пр}}$  — толщина прослойки, м;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $\nu$  — кинематическая вязкость,  $\text{м}^2/\text{с}$ . Если произведение  $\text{Gr Pr} < 10^3$ , то  $\varepsilon_{\text{к}} = 1$ , т. е. влияние естественной конвекции отсутствует. Если  $\text{Gr Pr} > 10^3$ , то

$$\varepsilon_{\text{к}} = 0,18 (\text{Gr Pr})^{0,25}. \quad (12.34)$$

При разработке принципиальной тепловой схемы ПГ в первую очередь решается вопрос о рациональной компоновке всех элементов. Необходимое внимание на этом этапе расчета следует уделить обоснованию схемы омывания средами поверхности теплообмена.

Имеющее место условие  $p_1 \ll p_2$  предопределяет движение теплоносителя в межтрубном пространстве. Для ПГ высоких и сверхвысоких параметров такое решение наиболее целесообразно. При принудительном движении такому решению также следует отдать предпочтение, особенно для случая принудительного движения рабочей среды. Однако еще раз следует подчеркнуть, что для каждого конкретного случая желаемые решения должны подкрепляться технико-экономическими соображениями. Уравнения теплового баланса в соответствии с § 12.2 составляются для каждого элемента системы передачи тепла от реактора к рабочему телу и для системы в целом. При выборе конструктивных размеров поверхности теплообмена, необходимых для расчета теплопередачи, должна быть определена система локализации последствий возможной аварийной ситуации, возникающей при контакте теплоносителя с водой. Накопленный опыт эксплуатации теплообменных аппаратов АЭС с натриевым теплоносителем позволяет в настоящее время для ПГ большой мощности обоснованно применять одностенные трубки.

В гл. 3 и 4 указывалось, что для эффективной компенсации в поверхности нагрева температурных напряжений можно применять не только змеевиковые трубные поверхности теплообмена, но и набранные из так называемых обратных элементов (трубки Филда).

Применение последних в некоторой степени усложняет конструкцию поверхности теплообмена.

Выбор формы труб и их конструктивных характеристик необходимо достаточно обоснованно осуществить на этапе рассмотрения принципиальной тепловой схемы ПГ, так как они определяют дальнейший ход теплового расчета. Диаметры труб, скорости теплоносителя и рабочего тела принимаются на основе рекоменда-

ций 11.3. В большинстве случаев для получения оптимальных значений выбираемых характеристик необходимы технико-экономические сопоставления. При выполнении поверхности теплообмена из одностенных трубок тепловой, гидродинамический и конструкционный расчеты проводятся в соответствии с рекомендациями гл. 11. При конструировании ПГ с естественной циркуляцией в первую очередь следует рассмотреть возможность применения вертикальных испарителей с продольным движением пароводяной смеси. Гидродинамический расчет такого испарителя может быть проведен с использованием рекомендаций § 8.5.

Если принято решение осуществления испарителя с поперечным обтеканием пароводяной смесью трубных пучков, то ориентировочный расчет естественной циркуляции можно провести с использованием методики, приведенной в § 12.1. Для ПГ с многократной принудительной циркуляцией гидравлический расчет испарителя по пароводяному тракту аналогичен изложенному в § 12.5. Гидравлический расчет прямоточного ПГ как по тракту теплоносителя, так и по тракту рабочего тела может быть полностью проведен с использованием рекомендаций гл. 7 и 8. Особенности теплового расчета такого ПГ указаны в § 12.5. В поверхностях теплообмена, выполненных из обратных элементов, передача тепла происходит через стенки как наружной, так и внутренней труб. Передача тепла внутри обратного элемента — процесс нежелательный, так как он приводит к уменьшению среднего температурного напора в поверхности теплообмена. Для предотвращения нежелательной передачи тепла через стенки внутренней трубы можно было бы применить тепловую изоляцию. Однако это связано с большими технологическими трудностями и для теплообменников большой мощности, видимо, нецелесообразно.

На рис. 12.2 показано изменение температур теплообменивающихся сред для обратного элемента при изолированной внутренней трубке (рис. 12.2, а) и наличии теплообмена между поверх-

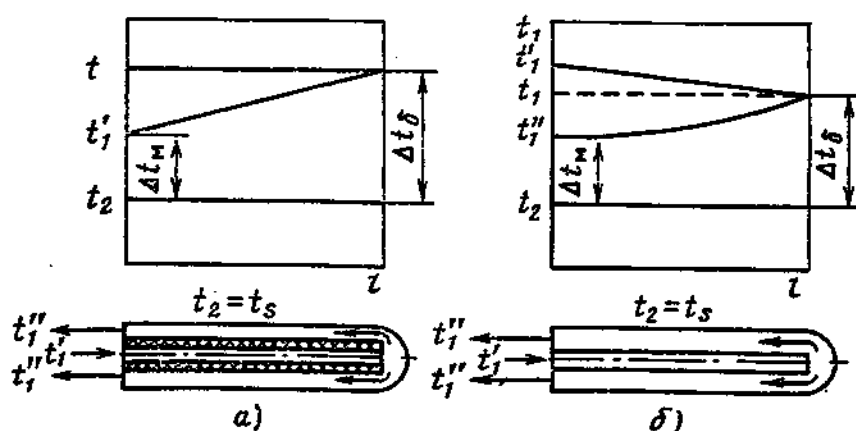


Рис. 12.2. Изменение температуры теплоносителя при движении в обратном элементе:

а — внутренняя труба изолирована; б — внутренняя труба не изолирована

ностью внутренней трубки и средой, движущейся в кольцевом зазоре.

График рис. 12.2, а показывает, что расчет  $\Delta t_{\text{ср}}$  при отсутствии теплопередачи внутри обратного элемента должен проводиться по обычной методике.

Для условий теплопередачи, соответствующих рис. 12.2, б, температурный напор зависит от интенсивности изменения температуры среды, движущейся внутри труб. Эта специфика теплообмена в обратных элементах без изоляции внутренней трубы приводит к тому, что проходящая через них среда может быть охлаждена (нагрета) только до определенной температуры. Решение в тепловом расчете уравнения теплопередачи осуществляется при уже заданных температурах теплоносителя и рабочего тела на входе и выходе поверхности теплообмена. Следовательно, температура среды, выходящей из обратного элемента, должна быть равна реальному (заданному) значению. В связи с этим расчет поверхностей теплообмена из обратных элементов с учетом передачи тепла через внутреннюю трубку заключается в определении их длины  $l$ , обеспечивающей получение заданной температуры среды. Методика этого расчета заключается в составлении и решении дифференциальных уравнений передачи тепла при заданных граничных условиях. Она различна для поверхностей теплообмена, в которых  $t_2 = \text{const}$  (испаритель) и  $t''_2 - t'_2 > 0$  (экономайзер и пароперегреватель). Ниже приводятся конечные соотношения, необходимые для проверки принятых управляемых параметров. Для  $t_2 = \text{const}$  возможность обеспечения заданного перепада температуры теплоносителя подтверждается соотношением

$$\frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{н}}} < \left( \frac{t'_1 + t'_1 - 2t_2}{2t'_1 - 2t'_1} \right)^2 - \frac{1}{4}, \quad (12.35)$$

где  $k_{\text{в}}$  и  $k_{\text{н}}$  — соответственно коэффициенты теплопередачи через внутреннюю и наружную трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Длина элемента может быть подсчитана по формуле

$$l = \frac{2,3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \lg \frac{\varepsilon_1 (t'_1 - t_2) + \varepsilon_2 (t'_1 - t_2)}{\varepsilon_1 (t'_1 - t_2) + \varepsilon_2 (t'_1 - t_2)}, \quad (12.36)$$

где

$$\varepsilon_1 = (1/2) a_1 + (1/2) \sqrt{a_1^2 - 4a_2}; \quad \varepsilon_2 = -(1/2) a_1 - (1/2) \sqrt{a_1^2 - 4a_2}.$$

При входе теплоносителя во внутреннюю трубку  $a_1 = -k_{\text{н}}/W_1$ ;  $a_2 = -k_{\text{в}}k_{\text{н}}/W_1^2$ . При входе теплоносителя в кольцевой канал  $a_1 = k_{\text{н}}/W_1$ ;  $a_2 = -(k_{\text{в}}k_{\text{н}})/W_1^2$ , где  $W_1 = G_{\text{т}}c_p$  — водяной эквивалент теплоносителя, Вт/К.

Для экономайзера и пароперегревателя аналогичные расчетные соотношения сложнее. Например, условие обеспечения заданной разности температур  $t''_2 - t'_2$  и расчетная формула для определения длины трубки  $l$  при движении теплоносителя в межтрубном

пространстве, а рабочего тела внутри обратных элементов имеют соответственно следующий вид:

$$\frac{k_B}{k_H} < \frac{(t'_1 - t''_2)^2}{(t''_2 - t'_2)^2} + \frac{t'_1 - t''_2}{t''_2 - t'_2} - \frac{W_2}{W_1} \frac{t'_1 - t'_2}{t''_2 - t'_2}. \quad (12.37)$$

Расчетная формула для определения длины трубки

$$\left. \begin{aligned} l &= \frac{2,3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \lg \frac{(t'_1 - t''_2) + \frac{W_2}{k_H} (t''_2 - t'_2) \varepsilon_1}{(t'_1 - t'_2) + \frac{W_1}{k_H} (t''_2 - t'_2) \varepsilon_2}; \\ \varepsilon_1 &= -0,5a_1 + 0,5 \sqrt{a_1^2 - 4a_2}; \\ \varepsilon_2 &= -0,5a_1 - 0,5 \sqrt{a_1^2 - 4a_2}. \end{aligned} \right\} \quad (12.38)$$

При входе рабочего тела во внутреннюю трубку:  
для противотока

$$a_1 = k_H/W_1 - k_H/W_2; \quad a_2 = -k_B k_H/W_2^2;$$

для прямотока

$$a_1 = -k_H/W_1 - k_H/W_2; \quad a_2 = -k_B k_H/W_2^2.$$

При входе рабочего тела в кольцевой канал:  
для прямотока

$$a_1 = k_H/W_2 + k_H/W_1; \quad a_2 = -k_B k_H/W_2^2;$$

для противотока

$$a_1 = k_H/W_2 - k_H/W_1; \quad a_2 = -k_B k_H/W_2^2,$$

где  $W_2$  — водяной эквивалент среды, проходящей внутри обратного элемента;  $W_1$  — водяной эквивалент среды, омывающей элемент снаружи;  $t'_2$  и  $t''_2$  — температура рабочего тела на входе в элемент и выходе из него.

Определение числа обратных элементов (полной поверхности теплообмена) проводится по соотношению

$$n_{o.в} = Q_{эл}/Q_{o.в}, \quad (12.39)$$

где  $Q_{эл}$  — количество тепла, переданное в рассматриваемом элементе ПГ, Вт (определяется из теплового баланса);  $Q_{o.в}$  — количество тепла, переданного через одну трубку, Вт. Если поверхность теплообмена выполнена из трубок с двойными стенками, то для определения коэффициента теплопередачи следует использовать формулу (12.30), подставляя в нее соответствующие значения  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и термических сопротивлений стенок. Термическое сопротивление прослойки учитывается только для концентрических трубок с жидкометаллической прослойкой (см. рис. 3.14). Если

толщина прослойки мала ( $\delta_{пр} < 1$  мм), то в ней учитывается конвекция. Для двойных трубок, выполненных в соответствии с рис. 3.15, термическое сопротивление прослойки не учитывается.

Коэффициент теплопередачи в ПГ с жидкометаллическим теплоносителем нужно рассчитывать по участкам. Среднее значение его  $\bar{k}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), для всей поверхности теплообмена определяется при равенстве площадей участков по (11.31) или

$$\bar{k} = (k_1 S_1 + k_2 S_2 + \dots + k_m S_m) / S, \quad (12.40)$$

где  $S_1, S_2, \dots, S_m$  — площади участков поверхности теплообмена;  $k_1, k_2, \dots, k_m$  — коэффициенты теплопередачи соответствующих участков, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $S$  — полная площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

## § 12.5. ПГ, ОБОГРЕВАЕМЫЕ ГАЗОВЫМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

Опыт создания АЭС с газовыми теплоносителями умеренных давлений говорит о возможности применения паротурбинных циклов одного или двух давлений с соответствующей конструкцией ПГ. Если в результате технико-экономических расчетов АЭС определены параметры и расходы пара обоих давлений, то выбор тепловой схемы ПГ и составление уравнений теплового баланса могут быть полностью проведены на основе материалов гл. 11. Однако на стадии предэскизного проектирования может возникнуть необходимость расчета ПГ при неизвестных параметрах и производительности ступени низкого давления. В этом случае построение  $t, Q$ -диаграммы и составление уравнений теплового баланса ПГ проводятся по соответствующей методике. Исходными данными для расчетов будут являться  $D_1, p_{2-1}, t'_{2-1}, p_1, t'_1$  и  $t''_1$ . В результате решения балансовых уравнений должны стать известными количества тепла, переданные в каждом элементе ПГ, температуры теплоносителя на их входе и выходе, параметры пара и производительность второй ступени ПГ.

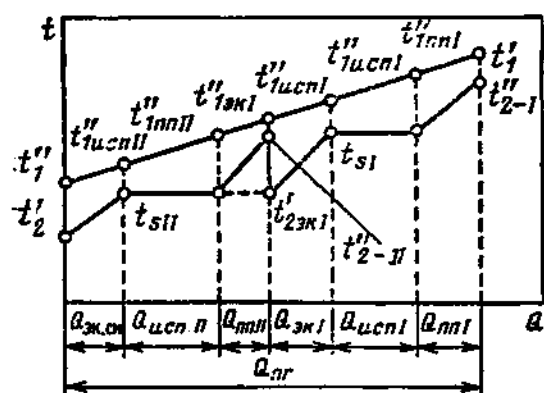


Рис. 12.3.  $t, Q$ -диаграмма ПГ двух давлений

Составление и расчет балансовых уравнений целесообразно сопровождать построением  $t, Q$ -диаграммы (рис. 12.3). Из задания известны параметры и расходы рабочей среды в испарителе и пароперегревателе высокого давления. Это дает возможность определить количество тепла, переданного в них. Но если расход теплоносителя неизвестен, то первоначально следует определить последний. Соответствующим уравнением будет совместное ба-

лансовое уравнение для пароперегревателя и испарителя

$$G_T \bar{c}_p (t'_1 - t'_{1\text{исп I}}) \eta_{\text{ПГ}} = D_I (h_{\text{пп I}} - h'_1), \quad (12.41)$$

где  $\bar{c}_p$  — средняя теплоемкость теплоносителя в интервале температур  $t'_1 - t'_{1\text{исп I}}$ , Дж/(кг·К);  $D_I$  — расход рабочей среды через испаритель и пароперегреватель, кг/с;  $h'_1$  — энтальпия воды при температуре насыщения ступени высокого давления, Дж/кг;  $h_{\text{пп I}}$  — энтальпия перегретого пара высокого давления, Дж/кг.

В (12.41) две неизвестные величины  $G_T$  и  $t'_{1\text{исп I}}$ ;  $t'_{1\text{исп I}}$  определяется по оптимальному температурному напору, °С, на выходе теплоносителя из испарителя

$$t'_{1\text{исп I}} - (\Delta t_{\text{опт}})_{\text{исп I}} = t_{s I}, \quad (12.42)$$

где  $t_{s I}$  — температура насыщения воды ступени высокого давления, °С;  $\Delta t_{\text{опт}}$  для расчета может быть принята в пределах 20—25 °С.  $G_T$  постоянно для всех элементов ПГ.

Общее количество переданного в ПГ тепла

$$Q_{\text{ПГ}} = G_T \bar{c}_p (t'_1 - t''_1) \eta_{\text{ПГ}}, \quad (12.43)$$

где  $\bar{c}_p$  — средняя теплоемкость теплоносителя в интервале температур  $t'_1 - t''_1$ , Дж/(кг·К).

Имея  $t'_1$ ,  $t''_1$ ,  $t'_{1\text{исп I}}$  и  $Q_{\text{ПГ}}$ , можно построить  $t$ ,  $Q$ -диаграмму с последующим уточнением неизвестных промежуточных значений температур теплоносителя и рабочего тела и количества тепла, переданного в элементах ПГ. При построении  $t$ ,  $Q$ -диаграммы с достаточной степенью точности принимается линейный характер изменения температур в элементах ПГ. Температура теплоносителя после пароперегревателя высокого давления определится из выражения

$$G_T \bar{c}_p (t'_1 - t'_{1\text{пп I}}) \eta_{\text{ПГ}} = D (h_{\text{пп I}} - h'_1), \quad (12.44)$$

где  $h'_{1\text{пп I}}$  — энтальпия сухого насыщенного пара высокого давления, Дж/кг;  $\bar{c}_p$  — средняя теплоемкость теплоносителя в интервале температур  $t'_1 - t'_{1\text{пп I}}$ , Дж/(кг·К), принимается ориентировочно и при необходимости уточняется после определения  $t'_{1\text{пп I}}$ .

Для определения температуры теплоносителя на выходе из экономайзера первой ступени составляется уравнение теплового баланса

$$Q_{\text{ЭК I}} = G_T \bar{c}_p (t'_{1\text{исп I}} - t'_{1\text{ЭК I}}) \eta_{\text{ПГ}} = (D_I + D_{\text{пр I}}) (h'_1 - h_{\text{ЭК I-2}}^{\text{вх}}), \quad (12.45)$$

где  $D_{\text{пр I}}$  — продувка испарителя высокого давления, кг/с;  $h_{\text{ЭК I-2}}^{\text{вх}}$  — энтальпия воды на входе во вторую ступень экономайзера высокого давления, Дж/кг;  $\bar{c}_p$  — средняя теплоемкость теплоносителя в интервале температур  $t'_{1\text{исп I}} - t'_{1\text{ЭК I}}$ , Дж/(кг·К).

В (12.45) две неизвестных величины  $t'_{1\text{ЭК I}}$  и  $h_{\text{ЭК I-2}}^{\text{вх}}$ , причем  $h_{\text{ЭК I-2}}^{\text{вх}}$  может быть определена через другие соотношения. Она равна эн-

тальпии воды на выходе из первой ступени экономайзера высокого давления. Если эта ступень выполняется совместно с экономайзером низкого давления, то температура воды высокого давления равна температуре воды низкого давления. В экономайзере низкого давления вода должна догреваться до температуры насыщения. Следовательно,  $t'_{2\text{ЭК I-2}} = t_{s\text{II}}$ . Таким образом,  $t'_{2\text{ЭК I-2}}$  будет известна после выбора значения низкого давления. Предварительно этим значением следует задаться. Для этого необходимо рассмотреть уравнение теплового баланса остальной части ПГ. Оно будет иметь вид

$$G_T \bar{c}_p (t'_{1\text{ЭК I}} - t'_1) \eta_{\text{ПГ}} = (D_I + D_{\text{пр I}} + D_{\text{II}} + D_{\text{пр II}}) (h'_{\text{II}} - h_{\text{п.в}}) + D_{\text{II}} r_{\text{II}} + D_{\text{II}} (h_{\text{III II}} - h'_{\text{II}}), \quad (12.46)$$

где  $\bar{c}_p$  — средняя теплоемкость теплоносителя в интервале температур  $t'_{1\text{ЭК II}} - t''_1$ , Дж/(кг·К);  $h_{\text{п.в}}$  — энтальпия питательной воды, Дж/кг; ( $h_{\text{п.в I}} \approx h_{\text{п.в II}}$ , так как  $t'_{2\text{I}} = t'_{2\text{II}} = t'_2$ );  $h'_{\text{II}}$ ,  $h''_{\text{II}}$  и  $h_{\text{III II}}$  — соответственно энтальпии воды при температуре насыщения, сухого пара и перегретого пара ступени низкого давления, Дж/кг; так как  $t'_{2\text{ЭК I-2}} = t_{s\text{II}}$ , то

$$h_{\text{ЭК I-1}}^{\text{вх}} = h_{\text{ЭК I-2}}^{\text{вх}} \approx h'_{\text{II}},$$

что и использовано при составлении уравнения (12.46).

При выбранном  $p_{2\text{II}}$  в (12.46) неизвестной величиной является только  $D_{\text{II}}$ , которая и определяется. По полученному значению  $D_{\text{II}}$  составляются уравнения теплового баланса для испарителя низкого давления и смешанного водяного экономайзера

$$G_T \bar{c}_p (t'_{1\text{III II}} - t'_{1\text{исп II}}) \eta_{\text{ПГ}} = D_{\text{II}} r_{\text{II}}; \quad (12.47)$$

$$G_T \bar{c}_p (t'_{1\text{исп II}} - t'_1) \eta_{\text{ПГ}} = (D_I + D_{\text{пр I}} + D_{\text{II}} + D_{\text{пр II}}) (h'_{\text{II}} - h_{\text{п.в}}). \quad (12.48)$$

Из (12.47) определяется  $t'_{1\text{III II}}$ , а из (12.48) —  $t'_{1\text{исп II}}$ . Если разность температур  $t'_{1\text{исп II}} - t_{s\text{II}}$  находится в пределах 15—25 °С, то давление пара  $p_{2\text{II}}$  выбрано правильно. В противном случае следует уточнить величину  $p_{2\text{II}}$  и вновь сделать расчет по (12.43) — (12.48). Для любого другого взаимного расположения поверхностей теплообмена методика составления уравнений теплового баланса аналогична рассмотренной.

Уравнения теплопередачи составляются и решаются для каждого элемента ПГ в отдельности. Возможные диаметры труб поверхности нагрева в зависимости от давления теплоносителя и конструкции трубного пучка лежат в пределах 18—50 мм (большие значения для оребренных конструкций).

Вариантные значения скорости газа при поперечном движении в трубном пучке лежат в пределах 5—10 м/с для гладких труб и 3—8 м/с для оребренных; при движении газа вдоль труб значения скорости 12—20 м/с для гладких труб и 8—12 м/с для оребренных. Более высокие скорости следует выбирать для газа низкого

давления (0,7—1 МПа), для газа высокого давления (3—6 МПа) целесообразны меньшие скорости.

Для гладкостенных поверхностей теплообмена коэффициент теплопередачи определяется по одной из формул (11.10), (11.11). Оребрение или ошиповка труб с целью интенсификации теплообмена целесообразны только со стороны, омываемой газом. При высоком давлении теплоносителя применения оребренных поверхностей не требуется.

При расчете коэффициента теплопередачи для оребренных поверхностей интенсификация теплообмена на оребренной стенке учитывается введением в соответствующие формулы коэффициента оребрения  $\varepsilon_{ор}$ .  $\varepsilon_{ор}$  равен отношению полной площади оребренной поверхности трубы  $S_{ор}$  к площади гладкой трубы  $S_{гл}$ , рассчитываемой по диаметру оребренной поверхности трубы. При оребрении наружной поверхности труб в качестве расчетного диаметра принимается внутренний  $d_{в}$ . Если считать температуру поверхности ребра постоянной и равной температуре его основания, то расчетная формула для  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), будет иметь вид

$$k = \left[ \frac{1}{\alpha_1 \varepsilon_{ор}} \frac{d_{в}}{d_{н}} + \frac{d_{в}}{2\lambda_{ст}} 2,3 \lg \frac{d_{н}}{d_{в}} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1}. \quad (12.49)$$

Для газового теплоносителя рациональное значение  $\varepsilon_{ор} = 3 \div 5$ . При наличии на поверхностях теплообмена оксидных пленок (в экономайзере и испарителе со стороны рабочего тела) в (12.49) следует вводить поправку, учитывающую их термическое сопротивление. Формулу (12.49) правомерно использовать для оребренных поверхностей с относительно небольшой высотой ребер. В других случаях предположение постоянства температуры поверхности ребра даст весьма большую погрешность. Если возникнет необходимость применения ребер или шипов большой высоты и сложной конфигурации, то следует проводить экспериментальное определение коэффициента теплопередачи.

Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  рассчитываются по средней температуре среды в рассматриваемом элементе ПГ.

При использовании в качестве теплоносителя многоатомного газа (например, CO<sub>2</sub>) высокой температуры необходимо оценивать долю передачи тепла излучением. При  $t_1 < 500^\circ\text{C}$  лучистым теплообменом можно пренебречь. Для более высоких температур коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  следует рассматривать как сумму конвективной составляющей  $\alpha_{1к}$  и лучистой  $\alpha_{1л}$ :

$$\alpha_1 = \alpha_{1к} + \alpha_{1л}. \quad (12.50)$$

Значение  $\alpha_{1к}$  определяется по соответствующим формулам гл. 6. Надежных данных по определению  $\alpha_{1л}$  для случая чистых газов высокого давления нет. Его ориентировочно можно оценить по методике § 6.4.

Тепловой, конструкционный и гидродинамический расчеты для гладкотрубных поверхностей теплообмена любой конструкционной

схемы, в том числе и по типу пучок труб в трубе, дополнительных пояснений к изложенному выше и в гл. 11 не требуют.

Для расчета ПГ с поперечным обтеканием оребренных труб следует к изложенному в гл. 11 сделать некоторые дополнительные пояснения. Для них вариантный расчет целесообразнее делать не по скоростям движения теплоносителя, а по диаметрам корпусов. Внутренние диаметры корпусов  $d_{в.к}$  для вариантных расчетов можно выбирать в диапазоне 3—7 м для ПГ башенного типа, а для ПГ с интегральной компоновкой оборудования (в зависимости от места расположения ПГ в корпусе реактора) от 1,5 до 2,5 м. Диаметры труб поверхности теплообмена выбирают с учетом возможной скорости рабочего тела.

На основании оценки соотношения между  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  выявляется необходимость оребрения труб, и из результатов опыта работы оребрения теплопередающих поверхностей выбираются размеры и форма ребер (шипов). Расстояния между трубами, м, зависят от их диаметра и формы ребер

$$s_2 \geq s_1 \geq 1,2 (d_n + 2H_p \cos \vartheta), \quad (12.51)$$

где  $d_n$  — наружный диаметр гладкой трубы, м;  $H_p$  — высота ребра (шипа) м;  $\vartheta$  — угол между осью горизонтального (вертикального) ряда и осью ближайшего ребра.

В ПГ с поверхностью теплообмена из плоских змеевиков живое сечение межтрубного пространства для прохода теплоносителя с достаточной степенью точности может быть подсчитано по соотношению

$$f_{м.п} = [s_1 - (d_n + 2H_p \cos \vartheta)] n_{тр1} l_{ор} + (s_1 - d_n) (l_p - l_{ор}) n_{тр1}, \quad (12.52)$$

где  $l_p$  — расчетная длина трубки в сечении, м;  $l_{ор}$  — суммарная длина оребренной части трубки, м;  $n_{тр1}$  — число труб в сечении. При отсутствии оребрения ( $H_p = 0$ ) формулы (12.51) и (12.52) дают размеры гладкотрубных пучков.

Для расчетной оценки длины трубы  $l_p$  следует построить эскиз размещения трубок в поперечном сечении корпуса. Если поверхность теплообмена заполняет круглое сечение, то  $l_p$  равна длине трубы, проходящей по средней хорде. Исходными данными для построения эскиза являются: диаметр корпуса  $d_{в.к}$ , диаметр, число и шаг трубок (соответственно  $d_n$ ,  $n_{тр1}$ ,  $s_1$ ). Если все трубки, число которых определяется по (11.12) и (11.13), располагаются в одном сечении, образуя по высоте ПГ коридорный пучок, то  $n_{тр1} = n_{тр}$ . Для пучка с шахматным расположением трубок  $n_{тр1} = n_{тр}/2$ .

В ПГ, поверхность теплообмена которых набрана из винтовых змеевиков, обычно используются трубы наружным диаметром до 20—25 мм с поперечными дисковыми ребрами небольшой высоты, образованными пластической деформацией стенки трубы. По условиям технологии изготовления теплообменников с винтовыми змеевиками диаметр барабана  $d_{н.б}$ , на который производится навивка первого слоя змеевиков, не должен быть меньше  $(10 \div 12) d_n$ . Если диаметр первого слоя навивки по центру трубки  $d_{1сл} = d_{н.б} + s_n$ ,

а внутренний диаметр корпуса  $d_{в.к} = d_{м.сл} + s_1$ , где  $d_{м.сл}$  — диаметр последнего ( $m$ -го) слоя навивки, то живое сечение межтрубного пространства определяется по формуле

$$f_{м.п} = \pi d_{ср} M [s_1 - (d_{н.б} + 2z_p H_p b_p)], \quad (12.53)$$

где  $M$  — число слоев навивки;  $z_p$  — число ребер на 1 м длины трубы;  $H_p$  и  $b_p$  — соответственно высота и ширина ребра, м;  $d_{ср} = 0,5(d_{н.б} + d_{в.к})$  — средний диаметр межтрубного пространства, м. Число слоев навивки  $M$  связано с диаметрами первого и последнего слоев следующим соотношением:

$$d_{м.сл} = d_{1.сл} + 2(M - 1)s_1. \quad (12.54)$$

Скорость теплоносителя, м/с, для каждого вариантного значения диаметра корпуса рассчитывается по соответствующему живому сечению:

$$w_1 = G_T / (\rho_1 f_{м.п}). \quad (12.55)$$

После расчета скорости теплоносителя становятся известными все величины, необходимые для решения уравнений теплопередачи.

Конструкторский расчет ПГ с плоскими змеевиками заключается в определении длины каждого змеевика, числа петель и высоты пакета. Число петель змеевика

$$z_{пет} = l/l_p - 1, \quad (12.56)$$

где  $l$  — длина змеевика, рассчитанная по (11.15); высота пакета

$$H_{пак} = s_2 z_{пет}. \quad (12.57)$$

Полная высота корпуса ПГ, необходимая для размещения поверхности теплообмена, определится по формуле

$$H_{ПГ} = \sum_{j=1}^{m_{пак}} H_{пак j} + \sum_{j=1}^{m_{раз}} H_{св j}, \quad (12.58)$$

где  $m_{пак}$  — число пакетов всех элементов ПГ;  $H_{пак j}$  — высота одного пакета, м;  $m_{раз}$  — число «разрядок» между пакетами и элементами ПГ;  $H_{св j}$  — высота одной разрядки, м.

При расположении змеевиков в корпусе круглого поперечного сечения длина змеевиков в пакете получается разная, поэтому следует проверять тепловую разверку (§ 8.2), и в случае необходимости принимать соответствующие меры.

В ПГ с витой поверхностью теплообмена равную длину труб во всех слоях навивки можно получить [сохраняя во всех слоях одинаковый шаг между трубками  $s_2$  и угол навивки ( $\gamma_n$ )] посредством изменения числа труб в слое (заходности слоя). Распределение труб между слоями в этом случае должно соответствовать усло-

$$n_{1 \text{ сл}}/d_{1 \text{ сл}} = n_{2 \text{ сл}}/d_{2 \text{ сл}} = \dots = n_{m \text{ сл}}/d_{m \text{ сл}} \quad (12.59)$$

и

$$n_{1 \text{ сл}} + n_{2 \text{ сл}} + \dots + n_{m \text{ сл}} = n_{\text{тр}}, \quad (12.60)$$

где  $n_{1 \text{ сл}}, n_{2 \text{ сл}}, \dots, n_{m \text{ сл}}$  — число труб в слоях;  $d_{1 \text{ сл}}, d_{2 \text{ сл}}, \dots, d_{m \text{ сл}}$  — диаметр слоев по центру трубок;  $n_{\text{тр}}$  — число трубок, определяемое по (11.12) и (11.13). Совместное решение уравнений (12.59), (12.60), а также (12.54) позволяет получить следующие соотношения, связывающие между собой  $n_{\text{тр}}, n_{1 \text{ сл}}, n_{m \text{ сл}}$  и  $M$ :

$$\left. \begin{aligned} M &= \frac{1}{2s_1} (d_{m \text{ сл}} - d_{1 \text{ сл}}) + 1; \\ n_{1 \text{ сл}} &= \frac{n_{\text{тр}}}{M [1 + (M-1) s_1/d_{1 \text{ сл}}]}; \\ n_{m \text{ сл}} &= n_{1 \text{ сл}} [1 + (M-1) 2s_1/d_{1 \text{ сл}}]. \end{aligned} \right\} \quad (12.61)$$

Для поверхности теплообмена, составленной из винтовых змеевиков, необходимо определить:

угол навивки труб

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{н}} = n_{1 \text{ сл}} s_2 / (\pi d_{1 \text{ сл}}) \text{ или } \operatorname{tg} \gamma_{\text{н}} = n_{m \text{ сл}} s_2 / (\pi d_{m \text{ сл}}); \quad (12.62)$$

длину одного витка

$$l_{\text{в } 1 \text{ сл}} = \pi d_{1 \text{ сл}} / \cos \gamma_{\text{н}}, \dots, l_{\text{в } m \text{ сл}} = \pi d_{m \text{ сл}} / \cos \gamma_{\text{н}}; \quad (12.63)$$

число витков

$$z_{\text{в } 1 \text{ сл}} = l/l_{\text{в } 1 \text{ сл}}, \dots, z_{\text{в } m \text{ сл}} = l/l_{\text{в } m \text{ сл}}; \quad (12.64)$$

высоту поверхности теплообмена

$$H_{\text{ПГ}} = z_{\text{в } 1 \text{ сл}} n_{1 \text{ сл}} s_2,$$

или

$$H_{\text{ПГ}} = z_{\text{в } m \text{ сл}} n_{m \text{ сл}} s_2. \quad (12.65)$$

Приведенный выше конструкционный расчет поверхности теплообмена, выполненной из винтовых змеевиков, справедлив для ПГ с любым другим теплоносителем. Завершение конструкционного расчета дает возможность перейти к завершению гидравлического расчета с учетом ранее принятых некоторых характеристик (скорости сред, гидравлических сопротивлений и др.).

При расчете гидравлических сопротивлений при поперечном омывании теплоносителем оребренных пучков труб необходимо иметь в виду зависимость коэффициента гидравлического сопротивления  $\xi_{\text{п}}$  от формы и размера шипов или ребер. По сравнению с гидравлическим сопротивлением гладкотрубного пучка сопротивление пучка из оребренных труб может быть выше в 3—7 раз. В периодической литературе приведены экспериментальные значения коэффициентов гидравлического сопротивления для некоторых видов оребрения труб. Экспериментально полученные значе-

ния коэффициента гидравлического сопротивления можно использовать в расчетах  $\Delta p_n$  по формуле (7.9), подставляя в нее величину  $\xi_n = \xi_{1p} z_2$ , где  $\xi_{1p}$  — коэффициент гидравлического сопротивления одного ряда оребренных труб.

Некоторые дополнения необходимо внести и в методику расчета гидравлических сопротивлений в тракте рабочего тела испарителя с многократной принудительной циркуляцией.

В общем случае испарительная поверхность с многократной циркуляцией состоит из экономайзерного и испарительного участков. Расчет их сопротивлений должен быть проведен отдельно. Длина подогревательного участка зависит от энтальпии воды на входе в опускную систему и разницы между давлениями на входе в подъемную систему и в барабане. В ПГ с многократной циркуляцией эта разница определяется сопротивлением подъемной системы  $\Delta p_{\text{под}}$ .

Уравнение теплового баланса для подогревательного участка по аналогии с методикой, изложенной в § 8.4, может быть записано в виде

$$Q_{\text{эк}} = k_{\text{ц}} D [\Delta h_{\text{нед}}^6 + (\partial h' / \partial p) \Delta p_{\text{под}}], \quad (12.66)$$

но в свою очередь

$$Q_{\text{эк}} = n_{\text{тр}} \pi d_{\text{ц}} l_{\text{т.э}} q. \quad (12.67)$$

Из (12.66) и (12.67) следует

$$l_{\text{т.э}} = k_{\text{ц}} D [\Delta h_{\text{нед}}^6 + (\partial h' / \partial p) \Delta p_{\text{под}}] / (n_{\text{тр}} \pi d_{\text{ц}} q), \quad (12.68)$$

где  $q$  — удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>. Величиной  $\Delta p_{\text{под}}$ , Па, приходится предварительно задаваться. При  $t_{2\text{эк}} = t_s$ ,  $\Delta h_{\text{нед}}^6 = 0$ .

После проведения гидродинамического расчета для каждого варианта принятого диаметра корпуса ПГ определяются капитальные и эксплуатационные расходы и строится график зависимости суммарных годовых расходов от диаметра корпуса. По минимуму этих расходов выбирается оптимальный внутренний диаметр корпуса ПГ. Для других конструкций ПГ (не корпусных) расчет завершается в соответствии с рекомендациями § 11.5.

## § 12.6. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРЯМОТОЧНЫХ ПГ

Рассмотренная в гл. 11 методика теплового, конструкционного и гидродинамического расчетов является общей для любого типа (по принципу движения рабочего тела) ПГ. Однако для прямоточных ПГ необходимо сделать некоторые дополнительные пояснения. Специфика такого ПГ связана главным образом с принципом однократного последовательного прохода рабочего тела через все его элементы. При проведении теплового расчета поверхностей теплообмена следует принимать во внимание наличие зон с разной интенсивностью теплообмена. Расчеты следует проводить отдельно для каждой такой зоны. Особенно этому принципу следует

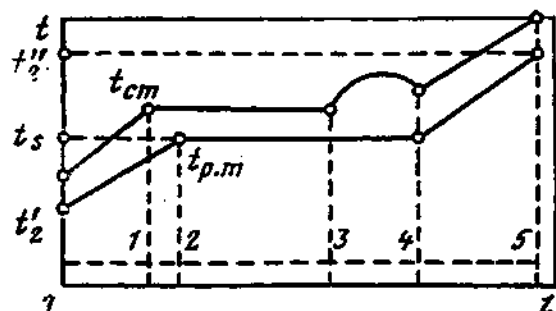


Рис. 12.4. Изменение температур рабочего тела и стенки в прямоточном ПГ

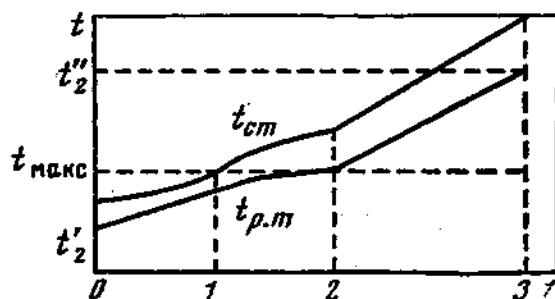


Рис. 12.5. Изменение температур рабочего тела и стенки в ПГ закрытых параметров

уделять внимание при расчете испарителя, где агрегатное состояние рабочего тела изменяется от воды до перегретого пара.

В соответствии с рис. 12.4 в общей поверхности нагрева прямоточного ПГ следует различать следующие зоны: 0—1—2—экономайзерная, 2—3—4—испарительная и 4—5—перегревательная. Две первые зоны в соответствии с различиями в закономерностях теплоотдачи в свою очередь делятся на участки: 0—1—теплоотдача при турбулентном движении воды; 1—2—теплоотдача при развитом поверхностном кипении недогретой до  $t_s$  воды; 2—3—теплоотдача при пузырьковом кипении; 3—4—теплоотдача в условиях ухудшенного режима кипения; 4—5—теплоотдача при турбулентном движении перегретого пара. Расчетные закономерности для участков 0—1, 2—3 и 4—5 достаточно полно изложены в гл. 6.

Выделение участка 1—2 из зоны 0—2 имеет смысл только для мощных прямоточных ПГ с большой плотностью теплового потока. Закономерности для его расчета более или менее надежно обоснованы только для движения в трубах при определенных параметрах. Граница перехода к развитому поверхностному кипению для параметров, представляющих промышленный интерес, может быть определена по формуле Н. В. Тарасовой [45] или по методике, изложенной в приложении XII, табл. XII.2. Расчет коэффициента теплоотдачи на участке 1—2 достаточно надежно можно провести с применением (6.26).

Для определения границы между участками пузырькового кипения и кипения при ухудшенном режиме целесообразно использовать номограмму рис. 6.7, а также эмпирическую зависимость, предложенную В. Е. Дорошуком [9]. Расчет коэффициента теплоотдачи на этом участке проводится либо по номограмме рис. 6.8, либо по формуле (6.4) для сухого насыщенного пара.

В прямоточных ПГ закрытых параметров также имеют место участки с разной интенсивностью теплообмена, зависящей от соотношения температур среды  $t_2$ , стенки  $t_{ст}$  и температуры  $t_{макс}$ , при которой теплоемкость достигает максимума.

На рис. 12.5 представлено изменение этих температур по длине канала. На участке 0—1  $t_2 < t_{макс}$  и  $t_{ст} < t_{макс}$ , на участке 1—2  $t_2 < t_{макс}$ , а  $t_{ст} > t_{макс}$ , на участке 2—3  $t_2 > t_{макс}$  и  $t_{ст} > t_{макс}$ .

Методика определения коэффициентов теплоотдачи с учетом различия закономерностей теплообмена на участках изложена в [28]. Другой метод расчета поверхностей теплообмена ПГ закритических параметров заключается в расчете локальных значений коэффициентов теплоотдачи с усреднением их для выбранных участков. Эта методика изложена в гл. 6.

При расчете прямоточных ПГ после составления принципиальной тепловой схемы и решения уравнений теплового баланса для элемента ПГ в целом следует построить график, подобный изображенному на рис. 12.4 (или 12.5), и выделить на нем ориентировочно характерные участки. На основании принятых конструктивных размеров (диаметров, шагов труб и других необходимых размеров) и скоростей сред рассчитывают коэффициенты теплопередачи, уточняют температуры сред и стенок поверхностей теплообмена и границы характерных участков. Для выявления характерных участков составляют уравнения теплового баланса и определяют количества переданного тепла, затем решают уравнения теплопередачи.

Конструкционный расчет проводится для каждого элемента ПГ в целом, а гидродинамический расчет должен выполняться для каждого характерного участка. Обобщенных данных для расчета гидравлических сопротивлений при закритических параметрах нет. Ориентировочно его можно вести по (7.5) и (7.7). Из экспериментальных методик расчета  $\Delta p$  при закритических параметрах можно рекомендовать методику, изложенную в [55].

## ГЛАВА 13

# РАСЧЕТ ВОДНОГО РЕЖИМА И СЕПАРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

## § 13.1. РАСЧЕТ ВОДНОГО РЕЖИМА

Содержанием таких расчетов является составление уравнений баланса примесей, поступивших в ПГ или его элемент, и определение на их основе физико-химических, массовых и конструктивных величин, характеризующих совершенство принятой схемы водного режима.

**Прямоточные ПГ.** Примеси питательной воды, поступающей в поверхности нагрева прямоточных ПГ, в процессе генерации пара частично переходят в пар и уносятся с ним в турбину, а в основной своей массе отлагаются в поверхностях нагрева. Исходя из этого баланс примесей в целом для ПГ может быть записан следующим образом:

$$\Omega_{отл}^{общ} = 3,6 \cdot 10^{-3} D \tau_{м.п} (c_{п.в}^{общ} - c_{п}^{общ}), \quad (13.1)$$

где  $\Omega_{отл}^{общ}$  — суммарное количество примесей, оставшихся в поверхностях нагрева ПГ, кг;  $D$  — паропроизводительность ПГ, кг/с;

$\tau_{м.п}$  — время между очередными промывками ПГ, ч;  $c_{п.в}^{общ}$ ,  $c_{п}^{общ}$  — соответственно содержание примесей в питательной воде и вышедшем из ПГ паре, мг/кг;  $3,6 \cdot 10^{-3}$  — коэффициент пересчета при переходе от измерения массы и скорости соответственно в миллиграммах и секундах к измерению этих же величин в килограммах и часах;  $c_{п}^{общ}$  — чистота пара, определяемая количеством унесенных веществ рабочим паром. В соответствии с технологией производства рабочего пара в прямоточном ПГ унос веществ с паром происходит только за счет их непосредственной растворимости в паре. В соответствии с закономерностями растворимости веществ в паре в установках среднего давления ( $p_2 \leq 6$  МПа) все примеси, поступившие с питательной водой, а также и продукты коррозии, перешедшие в воду или пар, полностью останутся в ПГ и отложатся на поверхности нагрева в зоне перехода влажного насыщенного пара в сухой, а затем в перегретый («переходная зона»).

Для ПГ, вырабатывающих пар среднего давления, на основе (13.1) определяется только максимально допустимое время между очередными промывками (межпромывочный период)

$$\tau_{м.п} = (\Omega_{отл}^{общ})_{доп} / (3,6 \cdot 10^{-3} D c_{п.в}^{общ}), \quad (13.2)$$

где  $(\Omega_{отл}^{общ})_{доп}$  — допустимое количество отложений в ПГ, кг;  $c_{п.в}^{общ}$  находится из соотношения

$$(100 - j_{охл} - j_{д.в}) c_k + j_{охл} c_{охл} + j_{д.в} c_{д.в} = 100 c_{п.в}, \quad (13.3)$$

где  $j_{охл}$ ,  $j_{д.в}$  — относительный присос охлаждающей воды в конденсаторе и относительная добавка воды из системы водоподготовки соответственно, %;  $c_k$ ,  $c_{охл}$ ,  $c_{д.в}$  — содержание примесей в конденсате, охлаждающей воде конденсатора, добавочной воде, мг/кг.

Для определения межпромывочного периода по (13.2) необходимо предварительно оценить допустимые значения отложений. Если температура теплоносителя  $t_1$  превышает допустимую температуру стенки поверхности нагрева  $t_{ст}^{доп}$ , то критерием оценки  $(\Omega_{отл}^{общ})_{доп}$  является достигнутая при наличии отложений температура стенки  $t_{ст1}$ . По (10.8) при известной теплопроводности отложений (состав их определяется довольно точно) определяется допустимая толщина отложений из условия  $t_{ст1} \leq t_{ст.доп}$ . Тогда

$$(\Omega_{отл}^{общ})_{доп} = \delta_{отл}^{доп} S_{отл} \rho_{отл}, \quad (13.4)$$

где  $S_{отл}$  — площадь поверхности ПГ, занятая отложениями, м<sup>2</sup> (примерно равна площади поверхности нагрева, на которой имеет место ухудшенный теплообмен);  $\rho_{отл}$  — средняя плотность отложений, кг/м<sup>3</sup>. Наиболее интенсивное отложение происходит в зоне, где массовое паросодержание изменяется в пределах  $x = 0,85 \div 1$ . Границы этой зоны легко определяются при тепловом расчете ПГ, а следовательно, может быть определена и величина  $S_{отл}$ . Таким образом, длительность межпромывочного периода подсчитывается при заданном содержании примесей (качестве) питательной воды.

По результатам определения  $\tau_{м.п}$  оно может быть скорректировано с внесением изменений в схемы подготовки добавочной воды или очистки конденсата.

Для ПГ, обогреваемых теплоносителем, максимальная температура которого в поверхностях нагрева не превышает допустимой температуры стенки, расчет  $\tau_{м.п}$  проводят исходя из максимально допустимой толщины отложений  $(\delta_{отл})^{доп}$ . Эта величина определяется на основе опыта эксплуатации прямоточных ПГ и зависит от принятой методики отмывки отложений и их свойств. Во всяком случае,  $\delta_{отл}^{доп} \leq 0,2$  мм. Если прямоточный ПГ вырабатывает пар высоких и сверхвысоких параметров, то общая методика расчета баланса примесей сохраняется. Однако в (13.1) следует подставлять суммарное содержание примесей в паре с учетом растворимости веществ в паре. Для этого следует установить значения коэффициентов распределения для всех примесей питательной воды и определить количество каждого вещества, растворившегося в паре при параметрах ПГ.

Можно предположить случай, когда все находящиеся в питательной воде примеси полностью переходят в пар, т. е. отложений в поверхностях нагрева не будет. Тогда уравнение баланса примесей будет иметь вид

$$100 c_{п.в} = 100 c_{п}; \quad c_{п.в} = c_{п}, \quad (13.5)$$

следовательно, нормы качества питательной воды должны определяться нормами чистоты пара.

В действительности условие (13.5) на практике не выполняется. За счет коррозионных процессов в рабочую среду ПГ будут переходить оксиды железа. В какой-то мере поступят в питательную воду (при отсутствии конденсатоочистки) соединения Са и Mg за счет присосов охлаждающей воды в конденсаторе. Эти вещества растворяются в паре практически только при критических параметрах. Следовательно, отложения в поверхностях нагрева прямоточных ПГ всегда будут и всегда для них должна предусматриваться промывка поверхностей нагрева.

Если по технико-экономическим соображениям определена длительность межпромывочного периода ПГ, то в результате расчета баланса примесей по (13.1) будет получено требование к качеству питательной воды. Площади участков поверхности нагрева, где могут иметь место отложения примесей, можно определить и с помощью соотношения

$$100 c_{п.в} = \omega c_v + k_p^{вид} c_v (100 - \omega); \quad (13.6)$$

здесь  $\omega$  — влажность пара в зоне доупаривания, %;  $c_v$  — содержание рассматриваемого вещества в парогенераторной воде, мг/кг;  $k_p^{вид}$  — видимый коэффициент распределения вещества, выраженный в долях единицы.

С использованием (13.6) следует провести расчеты для нескольких значений  $\omega$  в зоне доупаривания ( $\omega = 0,85 + 1$ ). Площади уча-

стков отложения каждого вещества выявляются сопоставлением  $c_v$  с растворимостью данного вещества в воде, определенной при расчетных параметрах (давлении, температуре). Отложения будут иметь место в тракте рабочего тела при  $c_v > c_{\text{раст}}$ . Данные по растворимости веществ в воде могут быть получены из [1].

**ПГ с многократной циркуляцией.** Расчет водного режима в ПГ с многократной циркуляцией заключается в составлении и решении уравнений баланса примесей для принятой в ПГ схемы водного режима: простой [уравнения (9.17)—(9.22)]; со ступенчатым испарением [(10.15)—(10.17)]; с промывкой пара [(10.22)—(10.24)]. Если известно содержание примесей в добавочной воде (выбрана система подготовки добавочной воды), то цель расчета — определение содержания примесей в вырабатываемом ПГ насыщенном паре. В некоторых случаях может потребоваться по нормам чистоты пара определить требования к чистоте добавочной воды, а следовательно, получить данные, которые должны учитываться при выборе на АЭС системы водоподготовки. Разница в этих расчетах заключается только в исходных данных. В процессе расчета определяются все характеристики водного режима. Так, содержание примесей в питательной воде оценивается по балансовому уравнению

$$100 c_k + j_{\text{охл}} c_{\text{охл}} + j_{\text{д.в}} c_{\text{д.в}} = (100 + p) c_{\text{п.в}}, \quad (13.7)$$

где величина  $c_k$  обуславливается качеством пара;  $c_{\text{охл}}$  зависит от вида источника охлаждающей воды конденсатора;  $j_{\text{охл}}$  принимается ориентировочно не выше 0,001 %  $D$ ; величина  $j_{\text{д.в}}$  известна из теплового расчета схемы АЭС (для конденсационной АЭС она равна 3 %  $D$ ); значение  $c_{\text{д.в}}$  задано принятой системой водоподготовки.

При 100 %-ной конденсатоочистке уравнение (13.7) примет вид  $(100 + j_{\text{охл}}) c_k' + j_{\text{д.в}} c_{\text{д.в}} = (100 + p) c_{\text{п.в}}$ , где  $c_k'$  — содержание примесей в воде после конденсатоочистки.

Продувка ПГ  $p$  во всех расчетах водного режима вначале принимается ориентировочно и уточняется на основе оптимизационного сопоставления.

Расчеты водного режима ПГ высоких и сверхвысоких параметров проводятся при составлении балансовых уравнений для каждого нормируемого показателя чистоты пара (для кремниевой кислоты, оксидов железа, хлоридов и др.). Вначале проводятся расчеты для простой схемы водного режима.

Если при заданном качестве питательной воды полученные характеристики чистоты пара не соответствуют нормам, то необходимо повысить продувку ПГ или же применить более сложную схему водного режима, и в частности схему с промывкой пара. Целесообразное решение может быть получено при технико-экономическом сопоставлении различных вариантов. Продувку ПГ необходимо определять для всех веществ, содержание которых нормируется в парогенераторной воде. Полученное при рассматриваемой продувке содержание каждого вещества в насыщенном паре срав-

нивается с нормами, и при необходимости проводится соответствующее изменение продувки. Приемлемые значения  $p$  для отдельных веществ будут отличаться друг от друга. Окончательно должна быть выбрана наибольшая из них, что обеспечит все нормируемые показатели чистоты пара в допустимых пределах. Кроме непрерывной должна проводиться периодическая продувка, при которой выводится определенное количество парогенераторной воды. Для ее осуществления целесообразно использовать предусматриваемые в каждом ПГ дренажные линии, подсоединяемые к нижним точкам корпуса. Для всех ПГ целесообразно применение коррекции водного режима комплексонами (например, трилон Б). Расход для этих целей трилона Б  $G_{тр}$  может быть определен из соотношения

$$G_{тр} = (186 c_{ж} + 6,7 c_{Fe} + 6,0 c_{Cu}) D \cdot 10^{-3}, \quad (13.8)$$

где  $c_{ж}$  — жесткость питательной воды, мкг·экв/кг;  $c_{Fe}$ ,  $c_{Cu}$  — содержание оксидов железа и меди в питательной воде (в пересчете на Fe и Cu), мкг/кг;  $D$  — паропроизводительность ПГ, т/ч.

Вводить комплексоны (или композиции их) следует в питательную воду на вход питательного насоса. Это обеспечит полное перемешивание вводимого раствора со всей питательной водой.

## § 13.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СЕПАРАЦИОННЫХ И ПРОМЫВОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

**Сепарационные устройства.** Процесс производства пара в испарителе ПГ с многократной циркуляцией включает в себя стадии разделения пароводяной смеси на пар и воду и осушки выделившегося насыщенного пара. Эти процессы осуществляются в специальных устройствах, входящих в систему сепарации ПГ.

При выполнении испарителя ПГ с обособленной от поверхности нагрева системой сепарации последняя осуществляется в специальном корпусе (барабане). Во всех типах современных ПГ АЭС с водо-водяными реакторами система сепарации и парогенерирующая поверхность совмещены в одном корпусе. Все процессы сепарации и осушки пара осуществляются в верхнем (паровом) объеме; поверхность воды, разделяющая водяной и паровой объемы, по установившейся терминологии называют *зеркалом испарения*.

В ПГ с вынесенным сепарационным барабаном пароводяная смесь из парогенерирующей поверхности может быть направлена или в водяное, или в паровое пространство. Первая стадия процесса сепарации — гашение кинетической энергии пароводяного потока. Установлено, что наиболее эффективно она осуществляется в водяном объеме. Подвод пароводяной смеси целесообразно осуществлять в боковую часть барабана ниже зеркала испарения на возможно большем расстоянии от сечения опускных труб, что исключает захват пара в опускную систему.

Отделившись от основной массы воды, влажный пар перед выходом в паросборный коллектор (или в коллектор пароперегрева-

теля) должен быть освобожден и от оставшейся влаги. Это осуществляется в процессе «осадительной» сепарации — выпадения за счет гравитационных сил капель влаги из движущегося в паровом объеме потока. Для повышения эффективности осадительной сепарации при необходимости могут применяться специальные устройства. Одни из них предназначены для более глубокого гашения входящего в барабан пароводяного потока, другие — для выравнивания скоростей пара (нагрузки зеркала испарения) на выходе из водяного объема. Обе задачи комбинированно решают такие сепарационные устройства, как внутрибарабанные циклоны. Первая группа сепарационных устройств может применяться при вынесенных сепарационных барабанах, к ним, в частности, относятся успокоительные лопатки и пленочные вставки ВТИ. Успокоительные лопатки устанавливаются напротив выходных отверстий подъемных труб таким образом, чтобы изменение направления потока было плавным, безударным. Для этого должен быть правильно выбран угол наклона лопаток к оси трубы (не менее  $45^\circ$ ). Скорость пара в проходах между лопатками не должна превышать 1—1,5 м/с. При относительно небольшой нагрузке парового объема можно обеспечить глубокую осушку пара, применив успокоительные лопатки как единственное сепарационное устройство. Но в большинстве случаев они, так же как и пленочные вставки, должны рассматриваться как один из элементов сепарационной системы, повышающих эффективность гашения кинетической энергии пароводяных потоков.

В пленочных вставках (рис. 13.1) использован принцип линейной сепарации. Они могут быть применены только при подводе пароводяной смеси в паровое пространство сепарационного барабана. Эффективно они могут работать только при относительно небольших скоростях потока (для высокого давления при 2—3, для среднего давления при 8—10 м/с). При этих условиях почти вся влага движется по стенкам трубы, что позволяет при определенном конструктивном оформлении вставки отвести пленку влаги в водяной объем без дробления ее струей пара.

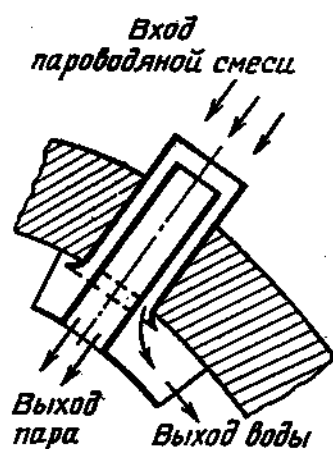


Рис. 13.1. Пленочная вставка ВТИ

Основными типами устройств, выравнивающих нагрузки зеркала испарения и парового объема, являются погруженные и пароприемные дроссельные щиты. Принципы их работы изложены в гл. 7. Степень осушки пара можно повысить при установке дополнительно к пароприемному щиту (пароприемному потолку) жалюзийного сепаратора. При проходе струй влажного пара по криволинейным каналам сепаратора влага отжимается к стенкам и в виде пленки или крупных капель стекает вниз и выпадает на зеркало испарения. Жалюзийный сепаратор надежно работает при

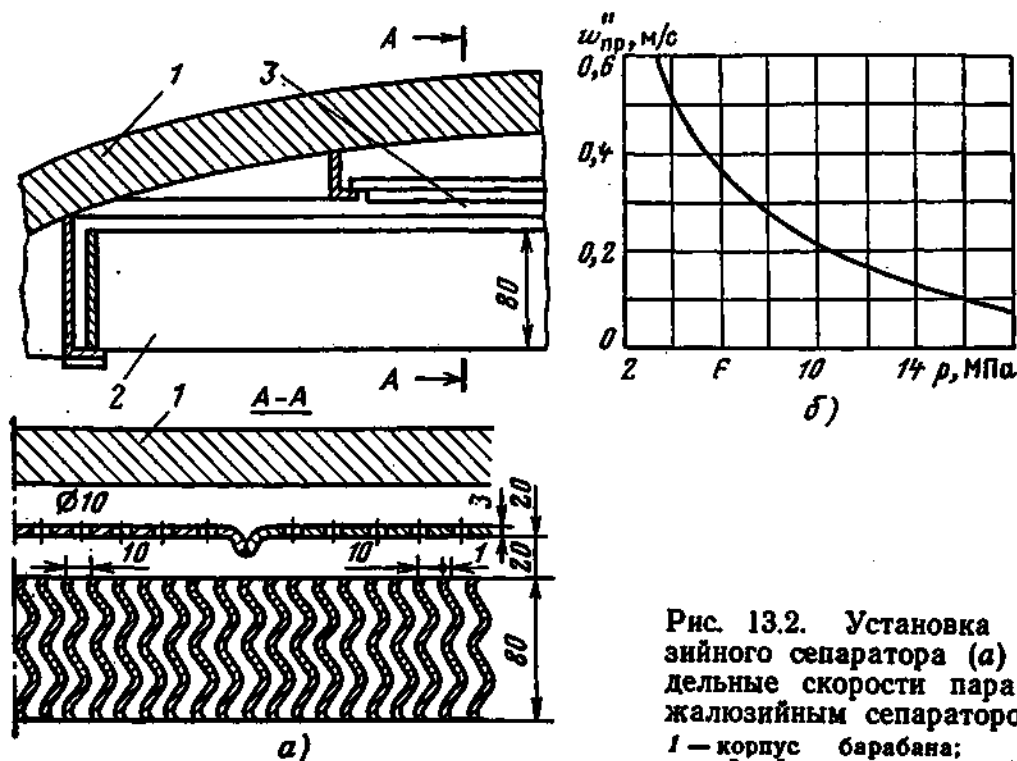


Рис. 13.2. Установка жалюзийного сепаратора (а) и предельные скорости пара перед жалюзийным сепаратором (б): 1 — корпус барабана; 2 — жалюзийный сепаратор; 3 — пароприемный щит

определенных конструктивных характеристиках и соответствующих скоростях влажного пара. На рис. 13.2, а представлены схема установки сепаратора и его основные конструктивные характеристики. Скорость пара в сечении входа в сепаратор не должна превышать значений, получаемых по графику рис. 13.2, б. Высота парового объема от зеркала испарения до сепаратора должна быть не менее 400 мм (рекомендуется около 600). При повышенных содержаниях примесей в парогенераторной воде, а главным образом при чрезмерных нагрузках зеркала испарения, целесообразно применение внутрибарабанных циклонов. Схема установки циклонных сепараторов в отдельном сепарационном барабане представлена на рис. 13.3, а.

Конструкция и профиль подводящего пароводяную смесь короба и входного патрубка обеспечивают ее тангенциальный подвод в корпус циклона. В циклоне осуществляется двухступенчатая сепарация. Первая — центробежная — эффективна при достаточно высоких скоростях входа — примерно 5—10 м/с. Сущность ее заключается в том, что водяная фаза за счет центробежного эффекта отжимается к стенкам циклона и в виде пленки стекает в нижнюю часть и через кольцевой канал по периферии днища поступает в водяной объем барабана. В кольцевом канале устанавливаются лопатки, преобразующие вращательное движение воды в вертикальное, что обеспечивает спокойный выход воды из циклона. Уровень воды в циклоне имеет воронкообразную форму. Вторая ступень сепарации — осадительная. Устанавливаемый в верхней части циклона жалюзийный сепаратор обеспечивает равномерную

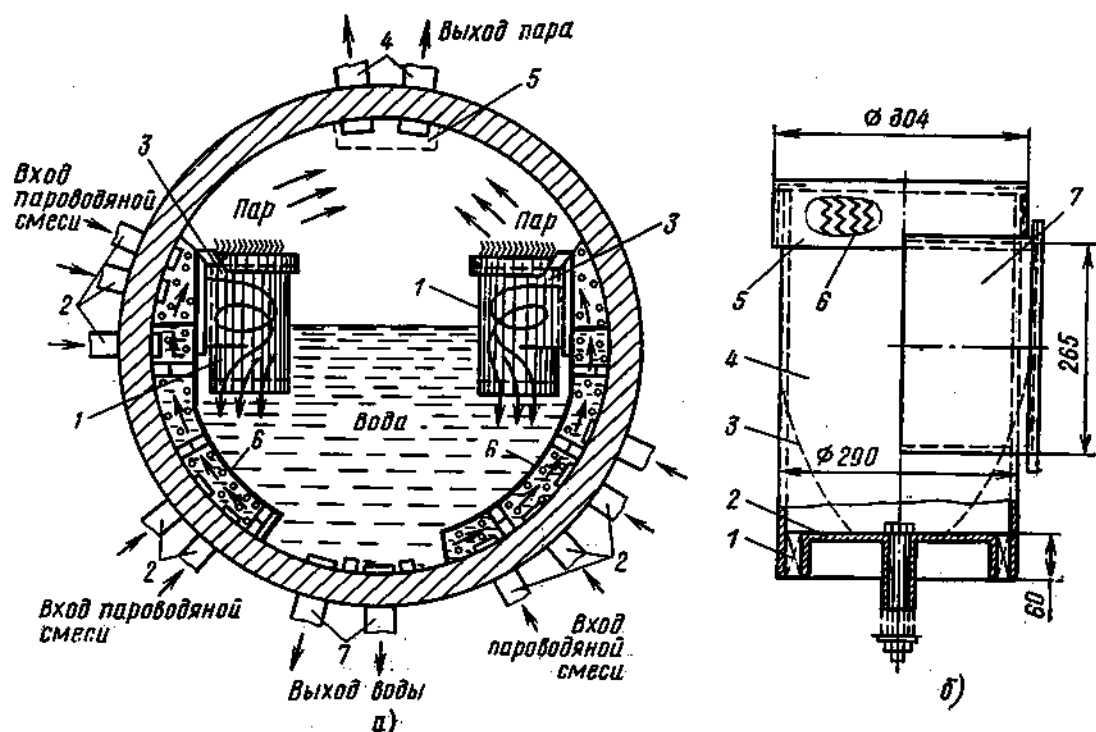


Рис. 13.3. Схема сепарации с внутрибарабанными циклонами (а) и конструкция внутрибарабанного циклона (б):

а — схема сепарации: 1 — корпус циклона; 2 — пароподводящие трубы; 3 — входной патрубок; 4 — паровыводящие трубы; 5 — пароприемный потолок; 6 — подводящий короб; 7 — опускные трубы; б — конструкция внутрибарабанного циклона: 1 — направляющие лопатки; 2 — доннышко; 3 — положение уровня в циклоне; 4 — корпус циклона; 5 — крышка циклона; 6 — жалюзи; 7 — входной тангенциальный патрубок

нагрузку его парового объема. В качестве примера на рис. 13.3, б представлена конструкция внутрибарабанного циклона одного типа и размера.

Для обеспечения лучшего эффекта осадительной сепарации скорости среды в паровом объеме должны быть возможно меньшими. Они находятся в зависимости от нагрузки циклона — количества пароводяной среды, поступающей в него. Ее целесообразные значения могут быть определены с помощью кривых, аналогичных изображенным на рис. 13.4. Внутрибарабанные циклоны — весьма эффективные сепарационные устройства, однако они существенно усложняют конструкцию ПГ, поэтому применительно к ПГ АЭС с водо-водяными реакторами они перспективны для однокорпусных вертикальных ПГ, где их применение позволяет получить требуемую влажность пара. В горизонтальных ПГ их применение дискуссионно даже для очень больших единичных производительностей ПГ.

Кроме внутрибарабанных циклонов в обычной тепловой энергетике применялись выносные циклоны большой единичной мощности. Принцип их работы не отличается от принципа работы внутрибарабанных циклонов. В паропроизводящих установках ядерной энергетики их применение сомнительно. В случае необходимости подробные сведения по ним могут быть получены из соответствующей литературы.

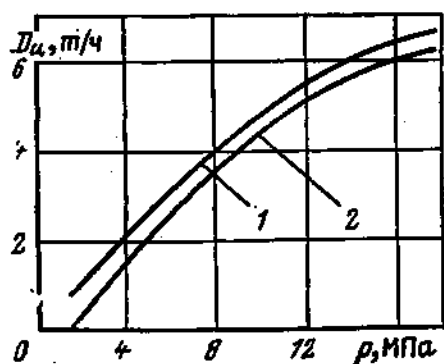


Рис. 13.4. Зависимости рекомендуемых нагрузок единичного внутрибаранного циклона диаметром 290 мм от давления:

1 — нормальные; 2 — минимальные

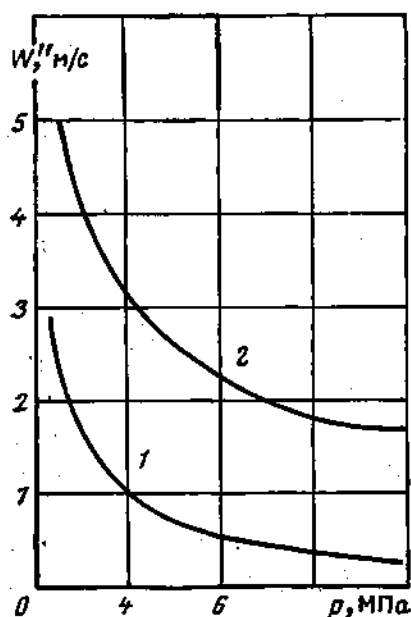


Рис. 13.6. Зависимости скорости в отверстиях погруженного дырчатого щита от давления:

1 — минимальная; 2 — рекомендуемая

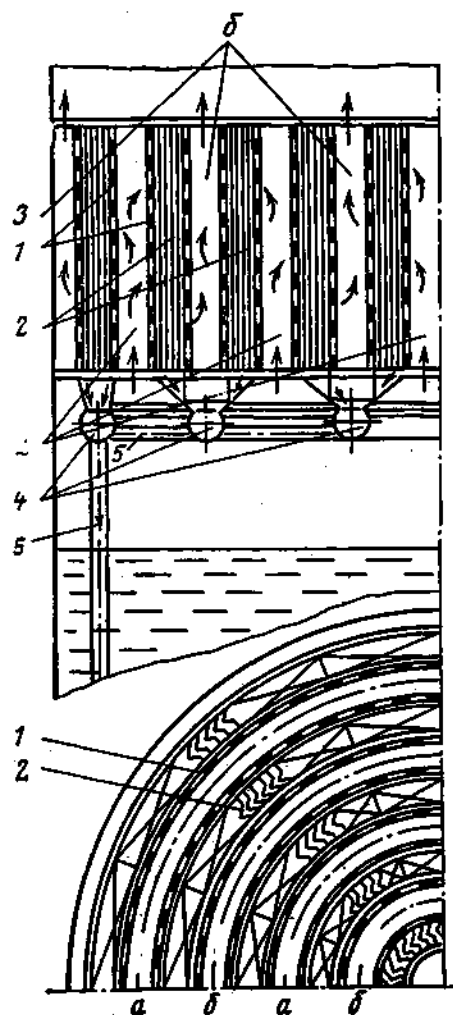


Рис. 13.5. Вертикальный жалюзийный сепаратор:

1 — вход пара; 6 — выход пара; 1 — дырчатые щиты; 2 — жалюзи; 3 — глухая крышка; 4 и 5 — сборники конденсата; 6 — отвод конденсата в водяной объем испарителя (или сепарационного барабана)

Для вертикального расположения испарителей может оказаться целесообразным применение вертикальных жалюзийных сепараторов. На рис. 13.5 представлена конструктивная схема таких сепараторов при концентрическом расположении отдельных секций в паровом объеме. Секция представляет собой пакет из нескольких вертикальных жалюзи, ограниченный дырчатыми щитами. Площадь проходного сечения определяется высотой пакета, что дает возможность обеспечить нужные скорости влажного пара для мощных вертикальных испарителей. Выбор системы сепарации проводится в определенной последовательности, начиная с самой про-

стой. В первую очередь необходимо выбрать размеры сепарационного барабана (объема). В однокорпусных испарителях размеры корпуса определяются площадью испарительной поверхности, необходимой высотой парового объема и целесообразной нагрузкой зеркала испарения. Первоначальные размеры сепарационного барабана (объема) принимают исходя из опыта создания аналогичных ПГ (как для АЭС, так и для ТЭС). Для вынесенных сепарационных барабанов большое значение имеет выбор высоты водяного объема. Критерием для ее выбора является создание условий, предотвращающих захват пара в опускную систему и кавитации в ней.

С использованием (7.60) определяется действительный уровень воды над сечением нижнего штуцера водоуказательного прибора. Затем определяется сечение установки погруженного дырчатого щита и принимается решение по его конструкционным характеристикам. Наиболее целесообразно располагать его на 50—75 мм ниже массового уровня. В барабанах большого диаметра (1600 мм) эта высота может быть больше (до 200 мм ниже оси барабана). При оценке конструкционных размеров необходимо учитывать установленные опытом рекомендации.

По обеим сторонам щита между ним и корпусом должны быть проходы шириной не менее 150 мм для стока воды. Этот размер уточняют исходя из условия обеспечения скорости стекающей воды не более 0,2 м/с. Расход воды, стекающей со щита, оценивается в пределах 1,5—1,8 паропроизводительности ПГ. Диаметры отверстий в щите должны быть не менее 10 мм. Число их определяется из условий обеспечения такой скорости проходящего через них пара, при которой под щитом образуется паровая подушка. Значение этой скорости может быть выбрано с помощью рис. 13.6. Для предотвращения движения пара помимо щита предусматриваются закраины, высота которых должна быть больше  $\delta_{\min}$ , определенной по (7.55) (обычно около 50 мм).

В паровом объеме намечается место установки пароприемного щита, оно должно быть выше отметки действительного уровня воды не менее чем на 400 мм (в среднем 600 мм). Для нормальной работы пароприемного щита необходимо обеспечить скорости пара в его отверстиях более высокие, чем в пароотводящих трубах. Для высоких давлений они лежат в пределах 6—10, для средних 10—18 и для низких 15—25 м/с. Диаметр отверстий выбирается в пределах 6—10 мм, а число их определяется по площади живого сечения щита, необходимой для обеспечения выбранной скорости пара. После составления эскиза сепарационного объема (барабана) необходимо определить влажность пара, %, перед пароприемным щитом. Для этого можно воспользоваться, например, формулой, полученной Л. С. Стерманом:

$$\omega = 0,211 \frac{(\omega_0')^{0,76}}{H_{п.о}^{2,3}} \left[ \frac{v^2 (\rho'')^{1,1} (\rho' - \rho'')^{0,09}}{\sigma^{1,19}} 10^{10} \right] = M \frac{(\omega_0')^{2,76}}{H_{п.о}^{2,3}} 10^{-1}, \quad (13.9)$$

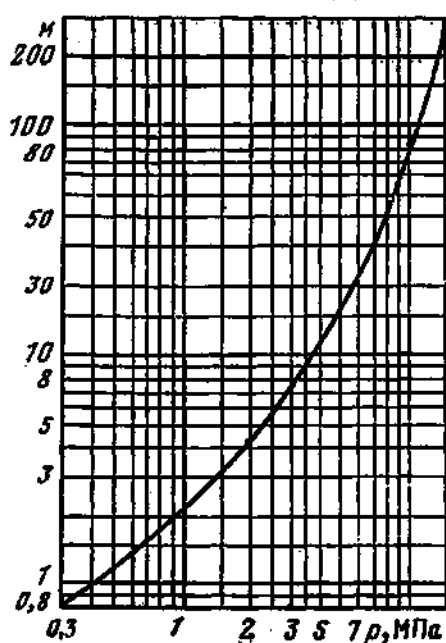
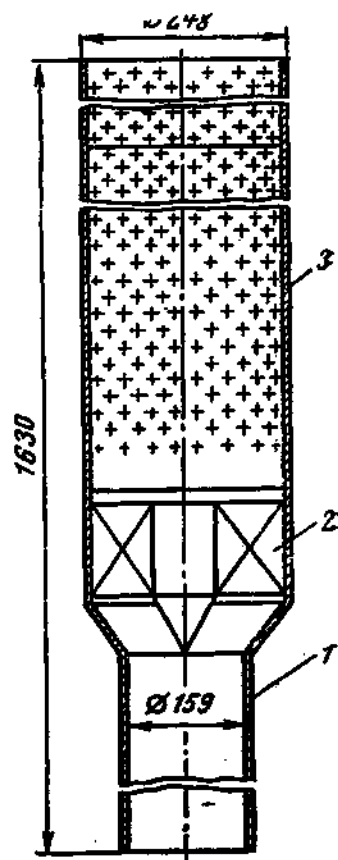


Рис. 13.7. Зависимость значения вспомогательного параметра от давления

Рис. 13.8. Одноступенчатый осевой сепаратор:

1 — подводящий патрубок; 2 — завихритель; 3 — перфорированный корпус



где  $\omega_0''$  — приведенная скорость пара на выходе с зеркала испарения, м/с;  $H_{п.о}$  — высота парового объема, м;  $M$  — вспомогательный параметр, зависящий от физических констант воды и пара (может быть определен по рис. 13.7). Если расчетная влажность пара превышает допустимые значения, то перед пароприемным щитом устанавливается жалюзийный сепаратор. При очень больших нагрузках парового объема целесообразно применение внутрибарабанных циклонов. Изложенная методика применима для проектирования и расчета сепарационных систем и ПГ при совмещении в одном корпусе паропроизводящей поверхности и сепарационного объема. Для вертикальных однокорпусных испарителей простые схемы сепарационной системы не обеспечат требуемого качества пара. Для них на основе технико-экономических сопоставлений следует выбрать или вертикальные жалюзийные сепараторы, или внутрибарабанные циклоны. При определении возможности использования вертикальных концентрических жалюзийных сепараторов следует иметь в виду, что предельная нагрузка каждой секции в 2 раза выше, чем нагрузка горизонтального жалюзийного сепаратора. Если выбранные размеры сепарационного объема не обеспечивают необходимого качества пара даже при усложненных сепарационных устройствах, то необходимо проверить возможности

сочетания системы сепарации с промывкой пара питательной водой. Если это мероприятие не даст необходимого результата по достижению требуемой влажности пара, следует увеличить размеры сепарационного объема.

В настоящее время для целей ядерной энергетики (кипящих реакторов, вертикальных ПГ для АЭС с водо-водяными реакторами) разработаны вертикальные сепараторы пара с осевым подводом пароводяной смеси. Сепарация в них осуществляется с использованием закручивания потока специальными завихрителями. Такие сепараторы компактны и достаточно эффективны.

На рис. 13.8 представлена конструкция одноступенчатого осевого сепаратора, предназначенного для установки в вертикальных ПГ. Сепараторы крепятся на плите над пучком трубок теплопередающей поверхности. Пароводяная смесь поступает во входной патрубок и далее, проходя через лопаточный завихритель, получает вращательное движение. Вода центробежной силой отжимается к стенке корпуса сепаратора и через отверстия отводится в объем между сепараторами. Пар выходит из сепаратора в паровой объем. Окончательная осушка его осуществляется в жалюзийных сепараторах. Один сепаратор рассчитан на расход пара 2,5—2,7 кг/с.

Сепаратор, схема которого представлена на рис. 13.9 [41], осуществляет не только разделение пароводяной смеси, но и глубокую осушку пара до влажности не более 0,1 %. Для этой цели (в сепараторе последовательно установлены три завихрителя, сообщающие пароводяной смеси вращательное движение. Вода из отверстий во внутреннем корпусе поступает в кольцевой объем между внутренним и внешним корпусами сепаратора и, пройдя через завихритель противозахватного устройства, выходит в межсепарационный объем.

В противозахватном устройстве вода получает вращательное движение, отжимается к стенкам и стекает вниз, а захваченный ею пар выходит по каналу в паровой объем.

Высота сепаратора 1620 мм, диаметр внутреннего и наружного корпусов 80 и 121 мм соответственно. При таких размерах сепаратор производит глубокую осушку пара при расходе его, не превышающем 0,6 кг/с.

Для нормальной работы сепараторов уровень воды в водяном объеме ПГ не должен повышаться более чем на 100 мм над завихрителем противозахватного устройства.

**Паропромывочные устройства.** Паропромывочное устройство может быть установлено как в вынесенном сепарационном барабане, так и в сепарационном объеме однокорпусного испарителя. Установка паропромывочного устройства усложняет сепарационную систему, поэтому для такого решения должны быть достаточные технико-экономические обоснования. Очевидно, что применение такого устройства обязательно, если даже при полной осушке насыщенного пара его качество (определяемое содержанием примесей) не соответствует нормам. Это наиболее вероятно при высоком дав-

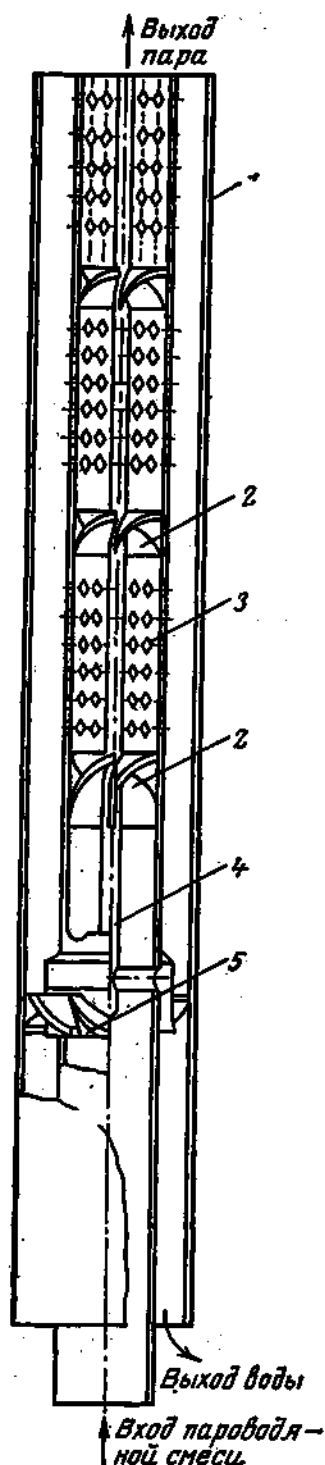


Рис. 13.9. Осевой сепаратор глубокой осушки пара:

1 — внешний корпус сепаратора; 2 — завихрители; 3 — внутренний перфорированный корпус; 4 — трубка для крепления завихрителей; 5 — противозахватное устройство

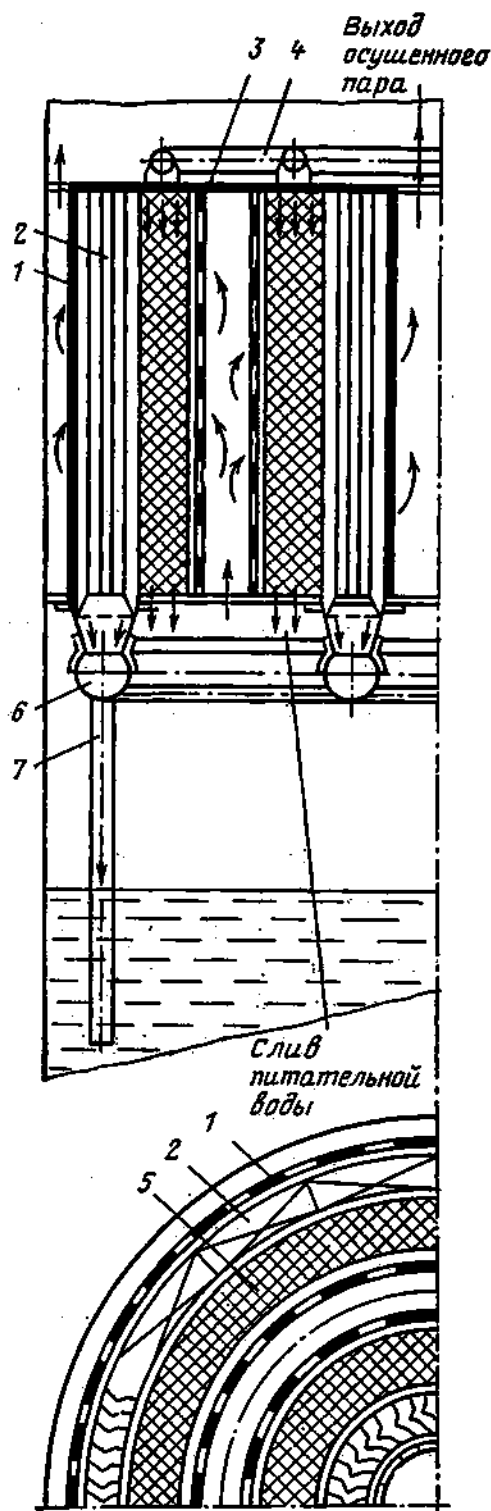


Рис. 13.10. Промывочное устройство в сочетании с вертикальным секционным сепарационным устройством:

1 — дырчатые щиты; 2 — жалюзи; 3 — глухая крышка; 4 — подача питательной воды; 5 — промывочное устройство; 6 — сборники конденсата; 7 — отвод конденсата

лении. Конструкционное оформление устройства должно быть как можно проще. Наиболее рациональное решение — применение плоского дырчатого щита с закраинами, обеспечивающими поверх щита слой промывочной воды высотой не менее 40 мм. Поступающий на промывку пар должен быть предварительно осушен, поэтому высота сечения установки промывочного щита должна находиться на высоте не менее 400 мм над зеркалом испарения. Для эффективной осушки пара после промывки необходима на выходе из испарителя установка жалюзийного сепаратора и пароприемного потолка.

Расстояние между жалюзийным сепаратором и промывочным устройством также должно быть не менее 400 мм. Балансовые уравнения, необходимые для расчета промывочного устройства, приведены в гл. 10. В промывочное устройство необходимо направлять всю питательную воду ПГ. Это повышает эффект промывки пара и в то же время дает возможность из всей массы питательной воды дополнительно выводить газообразные вещества, оставшиеся в ней после деаэрации. Скорость поступления воды на щит из раздающего устройства должна быть в 2 раза больше, чем скорость ее в подводящем трубопроводе. Этим определяется степень перфорации (число отверстий) раздающего устройства. Надежно должен быть обеспечен отвод воды из промывочного устройства в водяной объем сепарационного барабана (или к поверхности нагрева погруженного типа). Скорость воды в отводящих трубах должна быть не более 0,3 м/с. По выбранной скорости определяются число трубок и площадь их суммарного проходного сечения. Ввод трубок в основной водяной объем должен исключить возможность попадания в них пара, барботирующего сквозь воду (образующегося в поверхности нагрева). При конструкционном оформлении промывочного устройства необходимо обеспечить проход через промывочное устройство всего пара, вырабатываемого ПГ.

Диаметр отверстий в щите для прохода пара около 6 мм, а степень перфорации должна обеспечивать целесообразное гидравлическое сопротивление щита. Оно будет обеспечено при выборе скоростей по данным рис. 13.6. Промывка пара питательной воды может быть осуществлена при использовании также вертикальных жалюзийных сепараторов. Схема такого устройства представлена на рис. 13.10.

Промывка пара на АЭС с водо-водяными или «кипящими» реакторами практически не требуется, так как в настоящее время давление насыщенного пара не превышает 7 МПа, а следовательно, растворимость каких-либо примесей, переходящих из воды в пар (в том числе и кремниевой кислоты), не имеет места. Следует иметь также в виду, что в условиях 100 %-ной конденсатоочистки нет реальных путей загрязнения питательной воды естественными примесями воды даже и при высоких давлениях. В этом случае следует только считаться с возможными «проскоками» загрязнений в системах конденсатоочистки и подготовки добавочной воды, а также с некоторым количеством оксидов железа, образующихся в испа-

рителе. Если в горизонтальных однокорпусных испарителях выполнение специального промывочного устройства нецелесообразно, то для вертикальных следует всегда рассматривать возможность сочетания промывочного устройства с вертикальным жалюзийным сепаратором (рис. 13.10).

## ГЛАВА 14

# КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПГ НА ПРОЧНОСТЬ

## § 14.1. ВЫБОР МАТЕРИАЛА

Основными конструкционными материалами в парогенераторостроении являются стали различных марок. В зависимости от сочетания возникающих в деталях элементов ПГ механических напряжений, температур теплоносителя и рабочего тела, коррозионно-эрозионного взаимодействия среды и металла и других факторов могут быть использованы стали, относящиеся к разным классам: углеродистые, низколегированные и высоколегированные перлитного класса, нержавеющие аустенитные. Обоснованный выбор марки стали играет решающую роль в обеспечении надежности ПГ и его оптимальных технико-экономических показателей. Все условия работы металла элементов ПГ становятся известными после завершения всех видов конструкторского расчета. Однако материал поверхности теплообмена должен быть выбран еще на стадии теплового расчета при построении принципиальной тепловой схемы ПГ. Для этого достаточно знать вид и параметры теплоносителя и рабочего тела во всех элементах ПГ. При этом некоторые факторы должны оцениваться ориентировочно. К ним относятся механические напряжения, характер и интенсивность коррозионно-эрозионных процессов. Выбранные марки стали помимо удовлетворения требованиям надежной эксплуатации должны быть оценены и с позиций технологии изготовления деталей и узлов — они должны обладать высокой пластичностью, хорошей свариваемостью и т. п. В зависимости от типа и параметров теплоносителя в качестве определяющих критериев выбора марки стали могут в первую очередь проявляться некоторые из перечисленных выше. Так, для условий работы ПГ с газовыми и органическими теплоносителями, коррозионная активность которых мала, основными критериями будут температура и давление теплоносителя, температуры и давление рабочего тела. Для этих ПГ при решении данной проблемы в значительной мере может быть использован опыт котлостроения [50]. В поверхностях теплообмена при температуре стенки ни-

же 350 °С могут использоваться углеродистые стали марок ст. 10 и ст. 20. При работе металла в диапазоне  $t_{ст} = 350 \div 420$  °С следует ориентироваться на низколегированные стали, например марки 12МХ [0,12 % углерода, меньше 1 % молибдена и хрома].

Если  $t_{ст}$  лежит в пределах 520—530 °С, необходимо применение сталей с более высоким содержанием хрома, который повышает стойкость металла к окислению, например стали 12Х1МФ [хрома 1 %, молибдена и ванадия меньше 1 %], 15Х1М1Ф и др. Добавка в сталь ванадия и молибдена повышает при высоких температурах предел ползучести.

На действующих АЭС с реакторами, охлаждаемыми газовыми теплоносителями (Великобритания), для поверхностей теплообмена ПГ, работающих в интервале температур от 420 до 520 °С, применена сталь, в которую входит 9 % хрома и 1 % молибдена. Для более высоких рабочих температур рекомендована нержавеющая аустенитная сталь, содержащая 18 % хрома и 8 % никеля.

Для поверхностей теплообмена ПГ, обогреваемых коррозионно-агрессивными теплоносителями (вода, насыщенный пар, жидкие металлы), правильный выбор марки стали более затруднителен. Здесь на первое место при оценке работоспособности элемента ставится его коррозионная устойчивость в теплоносителе. Так, по условиям механической прочности для ПГ, обогреваемых водой под давлением, выбор материала можно было бы ограничить рассмотрением углеродистых и низколегированных сталей. Но такие марки стали из-за низкой устойчивости против общей коррозии не удовлетворяют исключительно высоким требованиям к чистоте теплоносителя. Именно в связи с этим поверхности теплообмена в ПГ АЭС с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением, типа ВВЭР выполняются из нержавеющей аустенитной стали марки 12Х18Н10Т, а в ПГ АЭС с PWR — из сплавов типа инконель (14—17 % хрома, около 9 % железа, около 0,5 % меди, остальное никель).

Ранее указывалось на высокую стоимость нержавеющей стали, невысокие технологические свойства ее, а главное, на склонность к коррозии под напряжением. Поэтому изыскание путей замены аустенитной стали перлитной является очень актуальной проблемой.

Решение этой проблемы должно быть комплексным: разработка новых марок коррозионно-стойких сталей перлитного класса и применение специальных методов водного режима.

Высокие требования к конструкционным материалам характерны и для жидких металлов. В частности, щелочным металлам свойственно так называемое явление переноса массы. Оно связано со способностью жидкого металла растворять при высоких температурах некоторые компоненты стали; при снижении температуры последние выпадают из раствора. Следовательно, в контуре существует реальная возможность обогащения теплоносителя некоторыми веществами, перенос их в зону с более низкими температурами, где унесенные вещества могут выпасть из раствора и отло-

житься на поверхности теплообмена. Щелочные металлы способны переносить по контуру углерод, никель, железо, хром. Явление «переноса массы» может сопровождаться развитием межкристаллитной коррозии. В зависимости от марки стали коррозия проявляется при разных температурах, усиливаясь при их повышении. Явление переноса массы необходимо проверять для конкретных условий работы ПГ.

Применительно к жидкометаллическим теплоносителям при  $t_{ст}$  до  $350^{\circ}\text{C}$  по условиям допустимой скорости коррозии и достаточной механической прочности в качестве конструкционного материала может рассматриваться углеродистая сталь.

При более высоких значениях  $t_{ст}$  (до  $450^{\circ}\text{C}$ ) удовлетворительные коррозионные свойства и прочностные характеристики имеют хромомолибденовые стали (содержание хрома около 2—2,5, молибдена — до 1%, в качестве добавки входит и ванадий). При проектировании высокотемпературных ПГ с температурой теплоносителя  $580\text{—}600^{\circ}\text{C}$  следует ориентироваться на хромомолибденовые стали с повышенным содержанием хрома (до 5%). С ними могут конкурировать ферритные хромомолибденовые стали с еще более высоким содержанием хрома (до 9%) и с добавкой ниобия. Эти стали дешевле; кроме того, они не подвержены коррозии под напряжением.

При температурах свыше  $600^{\circ}\text{C}$  следует ориентироваться на применение аустенитных сталей типа 10X18H10T или рассмотреть возможность использования жаропрочных сплавов на основе Ni (60—75% Ni).

Для изготовления корпусов, коллекторов, трубных досок используются углеродистые стали марок 15K, 20K, 22K (K означает котельная листовая сталь), низколегированные марганцовистые [например, 16ГНМ — 0,16% углерода, до 1% марганца (Г), никеля, молибдена или с повышенным (до 2%) содержанием никеля — 10ГН2МФА], хромомолибденовые (18Х2М и др.), аустенитные нержавеющие. Если рабочие условия (температура стенки, давление) допускают применение углеродистых или низколегированных сталей, а высокие требования к чистоте теплоносителя не позволяют сделать это, то трубные доски, коллекторы, части корпусов изготавливаются из сталей, плакированных коррозионно-стойкими материалами (нержавеющей сталью, никелем, инконелем и др.).

Плакировка проводится совместной прокаткой углеродистых или низколегированных сталей с тонкими листами защитных покрытий.

Для изготовления неохлаждаемых деталей, имеющих высокую температуру (крепления поверхностей, омываемых теплоносителем), могут использоваться стали с высоким содержанием хрома.

Материалы для крепежных элементов (гайки, болты, шпильки) также выбираются в зависимости от рабочей температуры.

## § 14.2. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПГ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет на прочность заключается в определении необходимых размеров стенки детали в зависимости от номинального допускаемого напряжения\*  $[\sigma_n]$ , кгс/мм<sup>2</sup>. Основная конструктивная форма деталей ПГ — цилиндрическая (корпуса, барабаны, камеры, трубы). Для расчета толщины цилиндрических сосудов, мм, испытывающих внутреннее давление, используют формулы

$$\delta_p = p_p d_v / (2\varphi [\sigma_n] - p_p) + C, \quad (14.1)$$

или

$$\delta_p = p_p d_n / (2\varphi [\sigma_n] + p_p) + C, \quad (14.2)$$

где  $p_p$  — расчетное давление, кгс/мм<sup>2</sup> ( $1 \text{ Па} = 1,02 \cdot 10^{-7} \text{ кгс/мм}^2$ ;  $1 \text{ МПа} = 0,102 \text{ кгс/мм}^2$ );  $d_v$ ,  $d_n$  — соответственно внутренний и наружный диаметры, мм;  $\varphi$  — минимальный коэффициент прочности элемента, ослабленного отверстиями или сварным швом;  $C$  — прибавка к расчетной толщине, мм. Формулы (14.1 и (14.2) справедливы при соблюдении условий: для труб, трубопроводов и коллекторов, изготовленных из труб,  $(\delta_p - C)/d_n \leq 0,2$ ; для корпусов, барабанов из вальцованных или штампованных листов  $(\delta_p - C)/d_v \leq 0,1$ . Расчетное давление  $p_p$  в (14.1), (14.2), а также в других формулах данного параграфа — это давление, по которому рассчитываются размеры деталей ПГ. Оно определяется по давлению рабочей среды на выходе из данного элемента (детали), его гидравлическому и гидростатическому сопротивлению с учетом повышения рабочего давления до значения, регламентируемого предохранительными клапанами. Согласно [33]  $p_p$  составляет 90 % максимального давления в элементе, при котором срабатывают предохранительные клапаны и устройства. По правилам Госгортехнадзора СССР предохранительные устройства должны выбираться с таким расчетом, чтобы максимальное давление в рассматриваемом элементе не превышало рабочее более чем на 25 %. В случае действия на рассматриваемую деталь внутреннего и наружного давлений за  $p_p$  принимается максимально возможная их разность.

Температура стенки, по которой для данного материала определяется номинальное допускаемое напряжение  $[\sigma_n]$ , рассчитывается для наиболее нагретого сечения рассматриваемой детали. Для деталей корпусов, коллекторов, барабанов и крепежа данная температура принимается равной максимальной температуре среды. Значения  $[\sigma_n]$  для конкретных случаев рассчитываются в соответствии с п. 2.3.1 норм расчета [33]. Для некоторых марок стали они даны в приложении XI. Стенки барабанов, корпусов и коллекторов всегда имеют ослабления вследствие наличия сварных соединений и отверстий для труб. Эти ослабления характеризуются соответствующими коэффициентами прочности. Коэффициент прочности стыкового сварного соединения, выполненного в со-

\* В § 14.2 использованы формулы из норм расчета [33], в связи с этим здесь применена система единиц МКГСС, употребляемая в [33].

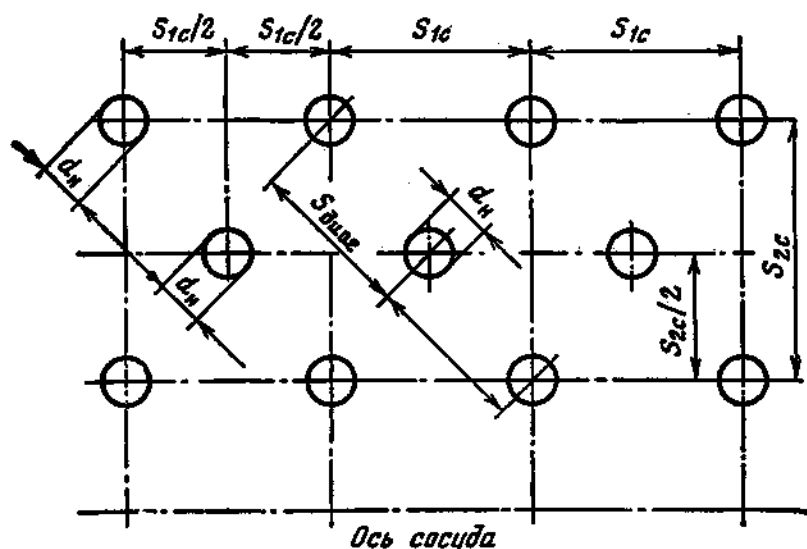


Рис. 14.1. Схема расположения отверстий

ответствии со всеми требованиями, установленными в соответствующих правилах, принимается равным единице. Коэффициент прочности при ослаблении стенок рядом неукрепленных отверстий рассчитывается следующим путем.

При коридорном расположении отверстий отдельно определяются коэффициенты прочности для продольного и поперечного рядов по формулам:

для продольного ряда

$$\varphi_1 = (s_{1c} - d_0)/s_{1c}; \quad (14.3)$$

для поперечного ряда

$$\varphi_2 = 2(s_{2c} - d_0)/s_{2c}. \quad (14.4)$$

При шахматном расположении отверстий (рис. 14.1) определяются три коэффициента прочности: для продольного ряда по (14.3), для поперечного по (14.4) и для диагонального ряда по формуле

$$\varphi_3 = \left(1 - \frac{2d_0}{s_{1c}} \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}\right) \left[\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}\right]^{-1}. \quad (14.5)$$

В формулах (14.3)–(14.5)  $s_{1c}$  — шаг между отверстиями в продольном направлении, мм;  $s_{2c}$  — шаг между отверстиями в поперечном направлении, мм;  $d_0$  — диаметр отверстия, мм;  $m = s_{2c}/s_{1c}$ .

В качестве расчетного коэффициента прочности берется наименьший из трех:  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ . К неукрепленным относятся отверстия, не имеющие усиливающих элементов (приварные или утолщенные по сравнению с основной толщиной стенки штуцера или накладки). Отверстия, в которых развальцовываются трубы, являются неукрепленными.

При ослаблении корпусов одиночными (расстояние от кромки ближайшего отверстия не менее  $2\sqrt{d(\delta - C)}$ ) неукрепленными отверстиями коэффициенты прочности следует определять в соот-

ветствии с нормами расчета (§ 2.8) [33]. Для труб теплопередающей поверхности, трубопроводов, а также для корпусов, барабанов и коллекторов, не имеющих неукрепленных отверстий,  $\varphi=1$ .

Прибавка к номинальной толщине стенки  $C$  для барабанов и корпусов, свариваемых из листа толщиной менее 20 мм, принимается равной 1 мм, при толщине листа более 20 мм  $C=0$ . Толщина стенки корпуса, рассчитанная по (14.1), округляется до ближайшего большего размера, имеющегося в сортаменте листов.

Для труб, трубопроводов и коллекторов, изготовленных из труб, прибавка к толщине стенки, мм, определяется по соотношению

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4, \quad (14.5a)$$

где  $C_1$  — минусовый допуск на толщину стенки, мм, определяется по соответствующим ГОСТ на трубы: наибольший допуск не превышает 12—15 % толщины стенки трубы;  $C_2$  — утонение стенки за счет коррозионных процессов с учетом срока службы сосуда;  $C_3$  — необходимое утолщение стенки по технологическим, монтажным и другим соображениям проектирующих или изготавливающих предприятий, мм;  $C_4$  — утонение стенки в месте гибов, принимается равным наибольшему из следующих двух значений:

$$\left. \begin{aligned} C_4 &= \delta_p \left[ \frac{1,5(a/100 - \delta_p/d_n)}{1,5a/100 + \delta_p/d_n} \right]; \\ C_4 &= \delta_p \left[ 1 - 2 \left( 1 - \frac{b}{100} \right) \frac{2R/d_n + 1}{4R/d_n + 1} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (14.6)$$

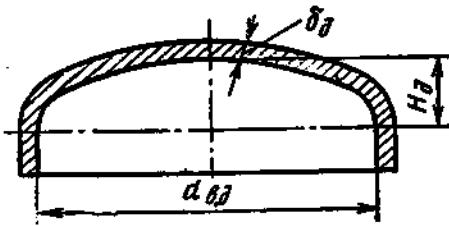
В (14.6):  $a = \frac{a_n^{\max} - a_n^{\min}}{(1/2)(a_n^{\max} - a_n^{\min})} 100$  — овальность сечения трубы на гнутом участке, %;  $b = 100 (\delta_p - \delta_{\min}) / \delta_p$  — относительное утонение стенки в растянутой части гнутого участка, % (значение овальности и относительного утонения стенки принимают по ТУ на изготовление гнутых труб);  $R$  — радиус гiba трубы по нейтральной линии, мм;  $\delta_p$  — толщина стенки трубы, мм (для расчета принимается ориентировочно с последующей проверкой).

Определенную по (14.2) с учетом прибавки  $C$  толщину стенки трубы округляют до ближайшего большего значения, имеющегося в сортаменте поставляемых труб. Допускается округление в меньшую сторону на величину, не превышающую 3 %.

Если на рассчитываемые элементы ПГ кроме сил внутреннего давления действуют внешние нагрузки (осевые силы, изгибающие и крутящие моменты), то необходимо проводить поверочный расчет напряжений от этих сил по методике, изложенной в [33].

Днища барабанов, корпусов и коллекторов, как правило, выполняются эллиптическими либо сферическими. Минимально допустимая высота днища  $h_d = 0,2d_{в.д}$  (рис. 14.2). Номинальная толщину

Рис. 14.2. Эллиптическое днище



на днища, мм, определяется по формуле

$$\delta_d^p = \frac{p_p d_{в.д}}{4\varphi [\sigma_H]} \frac{d_{в.д}}{2H_g} + C. \quad (14.7)$$

Расчет по (14.7) правомерен для днищ сферической или эллиптической формы, геометрические размеры которых удовлетворяют соотношениям  $H_d/d_{в.д} \geq 0,2$  и  $(\delta_d^p - C)/d_{в.д} \leq 0,1$ . Коэффициент прочности днища  $\varphi$  при наличии неукрепленных отверстий находится в зависимости от параметра  $d_0 / \sqrt{d_c (\delta_d^p - C)}$ , где  $d_0$  — диаметр отверстий, а  $d_c$  — средний диаметр днища [33]. Прибавка к толщине стенки  $C$  принимается такой же, как для корпусов. Для глухих днищ, а также для днищ с укрепленными отверстиями (наиболее распространены в практике)  $\varphi = 1$ . Днища для барабанов и корпусов высокого давления выполняются переменной толщиной с усилением стенки вблизи лазового отверстия.

В цилиндрической части корпусов и коллекторов, а также в днищах всегда имеются отверстия. Если диаметр отверстия  $d_0$  превышает предельно допустимый диаметр  $d_{пр}$ , то отверстие должно быть укреплено с помощью утолщенных штуцеров или приварных накладок.

Предельный диаметр отверстия, не требующего укрепления, определяется по следующим формулам:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } \varphi_0 \leq 2/3 \\ \text{при } 2/3 < \varphi_0 \leq 1,0 \\ \text{при } \varphi_0 = 1,0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} d_{пр} = 2(1/\varphi_0 - 1) \sqrt{d_c (\delta^p - C)}; \\ d_{пр} = (1,6/\varphi_0 - 1,4) \sqrt{d_c (\delta^p - C)}; \\ d_{пр} = 0,2 \sqrt{d_c (\delta^p - C)}. \end{array} \quad (14.8)$$

Коэффициент  $\varphi_0$  вычисляется по формуле:  
для цилиндрических оболочек

$$\varphi_0 = \frac{p_p [d_в + (\delta_0^p - C)]}{2(\delta_0^p - C) [\sigma_H]}; \quad (14.9)$$

для эллиптических днищ

$$\varphi_0 = \frac{p_p d_{в.д.}}{4 (\delta_d^p - C) [\sigma_n]} \frac{d_{в.д.}}{2H_d}.$$

Размеры штуцеров и накладок, укрепляющих отверстия, определяются по рекомендациям § 2.8 [33].

Методика расчета трубных досок в настоящее время не нормирована. На основе теоретических и экспериментальных исследований, выполненных в ЦКТИ [40], предложены методы расчета трубных досок, наиболее полно отражающие действительные условия работы конструкции (способ соединения трубных досок с корпусом и крышкой, наличие или отсутствие усилий, которые передаются на трубные доски от некомпенсированных температурных удлинений труб, и т. д.).

Для ПГ с U-образными трубками, обратными элементами, винтовыми змеевиками, соединенными с трубными досками вальцовкой или сваркой, толщина трубных досок, мм, рассчитывается по следующим формулам:

для трубной доски, закрепленной между фланцами,

$$\delta_{т.д.} = 0,393 d_{в.к.} \sqrt{p_p / ([\sigma_n] \varphi)}; \quad (14.10)$$

для трубной доски, приваренной к корпусу,

$$\delta_{т.д.} = 0,393 \kappa d_{в.к.} \sqrt{p_p / ([\sigma_n] \varphi)}, \quad (14.11)$$

где  $d_{в.к.}$  — внутренний диаметр корпуса, мм. Коэффициент прочности трубных досок  $\varphi$  рассчитывается по следующим формулам:

для трубных досок при разбивке отверстий по треугольнику

$$\varphi = 0,935 - 0,65 d_0 / s_{т.д.}; \quad (14.12)$$

при разбивке по квадрату

$$\varphi = 0,975 - 0,68 d_0 / s_{т.д.}, \quad (14.13)$$

где  $d_0$  — диаметр отверстий в трубной доске, мм;  $s_{т.д.}$  — шаг между центрами отверстий.

Расчетная температура стенки при выборе значения  $[\sigma_n]$  принимается равной наибольшей температуре протекающих с обеих сторон трубной доски сред.

Значение коэффициента  $\kappa$  находится из рис. 14.3:  $\kappa = f(\delta_k / \delta_{т.д.})$  (где  $\delta_k$  — толщина стенки корпуса в месте сварки его с трубной доской), для этого следует предварительно задаться величиной  $\delta_{т.д.}$ . В случае значительного расхождения (более 5 %) между полученным и предварительно принятым значениями  $\delta_{т.д.}$  расчет необходимо повторить.

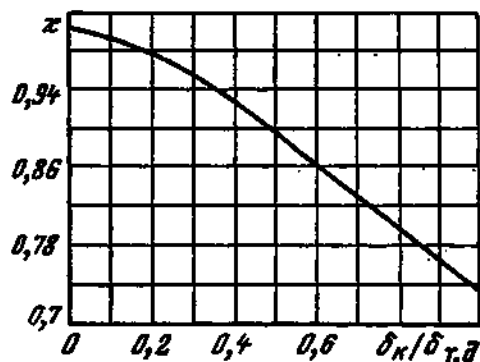


Рис. 14.3. График зависимости коэффициента  $\kappa$  от отношения  $\delta_k / \delta_{т.д.}$

Для определения толщины плоских доньшек и крышек, сплошных или имеющих центральное отверстие диаметром не более  $(3/4)d_{в.д.}$ , можно использовать формулу

$$\delta_{п.д} = (K/K_0) d \sqrt{p_p / [\sigma_n]} . \quad (14.14)$$

Для днищ  $d = d_{в.д.}$ . Для плоских кованных днищ с цилиндрическим участком  $K = 0,45[1 - 0,23(\delta/\delta_{п.д})]$ , но не менее 0,35. Здесь  $\delta$  — толщина цилиндрического элемента, к которому приваривается днище.

Для крышек  $K = 0,6$ , а  $d = d_0$ , где  $d_0$  — средний диаметр окружности болтов.

Для днищ и крышек без отверстия  $K_0 = 1,0$ .

Для днищ и крышек с отверстием:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{при } d_0/d \leq 0,35 & K_0 = 1 - 0,43(d_0/d); \\ \text{при } 0,35 \leq d_0/d \leq 0,25 & K_0 = 0,85. \end{array} \right\} \quad (14.15)$$

Допускаемое напряжение  $[\sigma_n]$  выбирается по расчетной температуре стенки элемента, с которым соединяется днище.

Трубки и другие детали ПГ, для которых наружное давление больше внутреннего, а также трубы, испытывающие осевое сжатие, рассчитываются по правилам § 2.8 [33].

Трубные поверхности следует проверять на устойчивость против вибрации. Методика этих расчетов не нормирована и включает в себя как теоретические формулы теории упругости, так и эмпирические соотношения. Некоторые из них приведены в [3].

Изготовленные ПГ подвергаются гидравлическим испытаниям. Давление при гидроиспытаниях должно быть не менее

$$p_r = 1,25 p_{раб} [\sigma_n]_r / [\sigma_n]_p, \quad (14.16)$$

где  $[\sigma_n]_r$  — номинальное допустимое напряжение при температуре гидроиспытаний;  $p_{раб}$  — рабочее давление теплоносителя или рабочего тела.

## ГЛАВА 15

# ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ОБОСНОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПГ

## § 15.1. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПГ

Эффективность ПГ АЭС, как и любого другого энергетического устройства, характеризуется довольно большим числом термодинамических и технико-экономических показателей.

Основной критерий оценки термодинамического совершенства энергетического оборудования — термический КПД. Однако для ПГ АЭС как теплообменников, рабочий процесс которых не имеет

стадии преобразования энергии, этот показатель нехарактерен. Он определяется только потерями тепла во внешнюю среду.

ПГ включены в замкнутые контуры теплоносителей. Потери теплоносителя с высокими параметрами в пределах коммуникаций самого ПГ отсутствуют, поэтому потери тепла во внешнюю среду ограничиваются только теплом, воспринятым окружающим воздухом.

Коэффициент полезного действия

$$\eta_{\text{ПГ}} = Q_2/Q_1 = (1 + Q_{\text{окр}}/Q_1)^{-1} \quad (15.1)$$

имеет для любого ПГ в целом или для его элемента при эффективной изоляции весьма высокое значение (около 0,97). В (15.1)  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_{\text{окр}}$  — соответственно количество тепла, переданного теплоносителем, воспринятого рабочим телом и потерянного в окружающую среду, Вт. Более целесообразным является термодинамически критерий, предложенный М. В. Кирпичевым:

$$\eta_{\text{к}} = Q_1/N_1, \quad (15.2)$$

где  $Q_1$  — количество тепла, переданного через рассматриваемую поверхность теплообмена, Вт;  $N_1$  — мощность, необходимая для преодоления сопротивлений, Вт. Этот показатель может быть использован и для сравнительной оценки энергетического совершенства разных вариантов поверхностей теплообмена элементов и ПГ в целом. Подобные сравнения применительно к ПГ могут проводиться только при заданных параметрах теплоносителя и рабочих сред, а в этих условиях  $\eta_{\text{к}}$  с достаточной полнотой характеризует эффективность процесса передачи тепла.

Параметры теплоносителя и рабочих сред, их расходы определяются из расчета реактора и тепловой схемы АЭС. Конструкторский расчет ПГ дает значение этих характеристик для каждого элемента самого ПГ. В определенной степени при этом могут быть внесены коррективы и в исходные данные.

Примененная в § 11.5 методика определения рациональной скорости теплоносителя фактически основана на использовании показателя  $\eta_{\text{к}}$ .

Однако существуют критерии, непосредственно связанные с ПГ и определяющие техническую и экономическую эффективность созданного при конструкторском расчете агрегата. Эти критерии связаны со стоимостными технико-экономическими показателями, в которых отражены затраты материальных средств и труда при сооружении и эксплуатации ПГ. Они характеризуют также эффективность практического использования этих затрат. Все затраты средств и труда делятся на две группы: капитальные  $K$  и эксплуатационные  $S$ . Капитальные затраты включают в себя единовременное вложение средств на сооружение объекта (ПГ), которые состоят из затрат на материалы, изготовление деталей и узлов, сборку и монтаж элементов. Эксплуатационные затраты связаны с обслуживанием агрегата. В них входят заработная плата персонала, затраты на текущий ремонт (затраты на капитальный ре-

монт учитываются в амортизационных отчислениях), энергию, обеспечивающую собственные нужды данного ПГ, и т. д. При выборе оптимального варианта необходимо комплексное рассмотрение всех групп затрат, а не каждой в отдельности. При сравнении вариантов технических устройств могут быть случаи, когда выбор оптимального варианта достаточно ясен.

Например, при сравнении вариантов 1 и 2 лучший из них выявится при определенном соотношении между капитальными и эксплуатационными затратами. Вариант 2 будет более экономически эффективен при следующих условиях:

а)  $K_1 > K_2$  и  $S_1 > S_2$ ; б)  $K_1 = K_2$ , но  $S_1 > S_2$ ; в)  $K_1 > K_2$ , но  $S_1 = S_2$ .

Однако такие очевидные случаи для ПГ и любого другого оборудования АЭС нетипичны. Для них практически всегда существует положение, когда один из сравниваемых вариантов превосходит другой по капиталовложениям ( $K_1 > K_2$ ), но имеет более низкие издержки производства ( $S_1 < S_2$ ). Для сравнения объектов при таком соотношении между  $K$  и  $S$  разработана типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений. На ее основе выбор оптимального варианта может быть сделан при рассмотрении расчетных затрат  $Z$ , руб/год, определяемых по соотношению

$$Z = p_n K + S, \quad (15.3)$$

где  $p_n$  — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, год<sup>-1</sup>; для энергетики  $p_n = 0,12$  год<sup>-1</sup>.

Расчетные затраты могут быть вычислены также по нормативному сроку окупаемости капиталовложений  $\tau_n$ :

$$Z = (1/\tau_n) K + S. \quad (15.4)$$

Из сопоставления (15.3) и (15.4) следует, что  $\tau_n = 1/p_n$  и  $\tau_n = 8$  лет.

Оптимальным считается вариант, для которого расчетные затраты  $Z$  минимальны:

$$Z = Z_{\min}. \quad (15.5)$$

В общем случае капитальные вложения помимо расходов непосредственно на ПГ должны включать и определенную долю затрат на вспомогательные устройства. В принципе какая-то часть затрат, идущих на вспомогательные устройства первого контура, могла бы быть отнесена к капитальным вложениям на изготовление и монтаж ПГ. Однако более целесообразно их целиком отнести к капитальным затратам на изготовление и монтаж реактора и в расчетах по выбору оптимальной конструкции ПГ их не учитывать.

Что касается оборудования второго контура, то необходимо учитывать при расчете капитальных затрат на ПГ затраты на те устройства, без которых работа ПГ невозможна (например, оборудование системы продувки, циркуляционный насос ПГ с многократной принудительной циркуляцией и др.).

Затраты на оборудование автоматики и КИП учитываются отдельно. Капитальные вложения на сооружение ПГ определяются выражением

$$K = K_{\text{изг}} + K_{\text{мон}}, \quad (15.6)$$

где  $K_{\text{изг}}$  — стоимость изготовления ПГ, руб.;  $K_{\text{мон}}$  — стоимость монтажа ПГ, руб. Стоимость изготовления

$$K_{\text{изг}} = K_{\text{м}} + K_{\text{з.п}} + K_{\text{пр}}, \quad (15.7)$$

где  $K_{\text{м}}$  — затраты на материалы, руб.;  $K_{\text{з.п}}$  — заработная плата с начислениями на нее, руб.;  $K_{\text{пр}}$  — прочие расходы, включая накладные, руб. Точное значение  $K_{\text{изг}}$  может быть определено по прейскурантам и каталогам заводов-изготовителей.

Для оценки  $K_{\text{изг}}$  на стадиях проектирования новых типов ПГ в ЦКТИ разработан метод укрупненного калькулирования (см., например, [42]). Согласно этой методике

$$K_{\text{изг}} = \sum_i K_i, \quad (15.8)$$

где  $K_i$  — стоимость изготовления отдельных узлов и деталей, руб.,

$$K_i = B_{\text{пр}} (B_{1i} c_i G_i / I_i + B_{2i} Z_{\text{п}i} G_i). \quad (15.9)$$

В (15.9)  $B_{\text{пр}}$  — коэффициент неучтенных затрат,  $B_{\text{пр}} = 1,2$  при эскизном проектировании;  $B_{\text{пр}} = 1,1$  при техническом проектировании;  $G_i$  — масса узла или детали (рассчитывается по чертежам ПГ), т;  $c_i$  — цена сорта размера металла, идущего на изготовление узла или детали, руб/т (определяется по прейскурантам);  $I_i$  — коэффициент использования металла данного сорта размера;  $Z_{\text{п}i}$  — усредненная производственная заработная плата с начислениями на нее; величины  $I_i$  и  $Z_{\text{п}i}$  непостоянны, они зависят от типа ПГ и технологии его изготовления; для ПГ АЭС с ВВЭР значения  $I_i$  и  $Z_{\text{п}i}$

приведены в приложении XII, табл. XII.1;  $B_{1i} = \prod_1^5 b_j$  — произведение коэффициентов, учитывающих: накопления ( $b_1 = 1,2$ ), внепроизводственные расходы ( $b_2 = 1,02 \div 1,05$ ), транспортно-заготовительные расходы ( $b_3 = 1,01$ ), стоимость покупных полуфабрикатов ( $b_4 = 1,1$ ); прочие статьи затрат ( $b_5 = 1,05 \div 1,1$ );  $B_{2i} = b_1 b_2 b_5 b_6$  — коэффициент, учитывающий отношение общезаводских и цеховых расходов к производственной зарплате. В этом произведении коэффициент  $b_6 = 4,5$  при изготовлении деталей в «холодных» цехах завода и  $b_6 = 7$  при изготовлении деталей ПГ в кузнечно-прессовых цехах завода (значения коэффициентов соответствуют изготовлению на машиностроительном заводе ПГ для АЭС с ВВЭР).

В основе калькуляции стоимости монтажных работ лежат затраты на монтаж ПГ на строительной площадке АЭС, так как сборка ПГ производится на заводе-изготовителе. Для АЭС с ВВЭР стоимость монтажных работ не превышает 15—16 % стоимости оборудования. Иногда для сравнительных расчетов эффективности

ПГ затраты на монтаж можно не учитывать, так как они близки для всех вариантов (особенно для однотипных ПГ).

Суммарные годовые затраты на эксплуатацию ПГ, руб/год,

$$S = S_a + S_{т.р} + S_o + S_{з.п} + S_z, \quad (15.10)$$

где  $S_a$  — ежегодные амортизационные отчисления от первоначальной стоимости ПГ, руб/год;  $S_{т.р}$  — затраты на текущий ремонт (капитальный ремонт осуществляется за счет амортизационных отчислений), руб/год;  $S_o$  — общестанционные расходы, руб/год;  $S_{з.п}$  — заработная плата эксплуатационного персонала, руб/год;  $S_z$  — затраты на перекачку теплоносителей, руб/год. Все эти виды затрат определяются на АЭС соответствующими калькуляционными расчетами. В проектных расчетах при определении первых трех слагаемых формулы (15.10) можно воспользоваться следующими соотношениями, связывающими величины  $S_a$ ,  $S_{т.р}$ ,  $S_o$ , руб/год, с капитальными затратами на сооружение ПГ:

$$S_a = a_a K; \quad S_{т.р} = a_{т.р} S_a; \quad S_o = a_o (S_a + S_{т.р}). \quad (15.11)$$

Расходы на заработную плату эксплуатационного персонала зависят от мощности станции и ее параметров; при вариантных расчетах ПГ их можно не учитывать.

Затраты на перекачку теплоносителей, руб/год,

$$S_z = N \tau_r \Pi_z, \quad (15.12)$$

где  $N$  — суммарная мощность насосов, необходимая для перекачивания теплоносителей и рабочего тела через ПГ, кВт;  $\tau_r$  — число часов работы ПГ в году на номинальной мощности, ч/год (для АЭС, работающих в базовом режиме,  $\tau_r = 7000$  ч/год);  $\Pi_z$  — цена электроэнергии, руб/(кВт·ч), зависит от места расположения АЭС, для большинства энергосистем европейской части СССР  $\Pi_z = (1,1 + 1,3) \cdot 10^{-2}$  руб/(кВт·ч).

Подставив (15.11) и (15.12) (без  $S_{з.п}$ ) в формулу (15.10), получим следующее соотношение для определения расчетных затрат:

$$Z = p_n K + a_a K + a_{т.р} a_a K + a_o (a_a + a_{т.р} a_a) K + N \tau_r \Pi_z, \quad (15.13)$$

или

$$Z = [p_n + a_a + a_{т.р} a_a + a_o (a_a + a_{т.р} a_a)] K + N \tau_r \Pi_z = p K + N \tau_r \Pi_z, \quad (15.14)$$

где

$$p = p_n + a_a + a_{т.р} a_a + a_o (a_a + a_{т.р} a_a).$$

Капитальные затраты, отнесенные к номинальной тепловой мощности ПГ, называются удельными, руб/МВт,

$$k_y = K/Q_{ПГ}. \quad (15.15)$$

Эксплуатационные расходы за определенный период времени (обычно за 1 год), отнесенные к общему количеству выработанной за этот срок тепловой энергии, характеризуют ее себестоимость,

руб/(МВт·год),

$$s_y = S/W_r = S/(Q_{\text{III}}\tau_p). \quad (15.16)$$

В формулах (15.15) и (15.16)  $Q_{\text{ПГ}}$  — номинальная тепловая мощность ПГ МВт.

### § 15.2. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ СОПОСТАВЛЕНИЯ ПРИ ВЫБОРЕ ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПГ

Оптимальная конструкция ПГ может быть определена по минимальному значению расчетных годовых затрат. Для этого необходимо найти минимум уравнения (15.3)

$$d\mathcal{Z} = p_{\mathcal{Z}} dK + dS. \quad (15.17)$$

Капитальные и эксплуатационные затраты определяются большим числом независимых переменных, относящихся к технологическим параметрам процесса производства рабочего пара и конструктивным характеристикам парогенераторной установки, связанным между собой уравнениями теплового и материального балансов, теплопередачи, гидродинамики, прочности и т. п. Кроме того, некоторые характеристики ПГ (например, диаметр и длина корпуса, длина единичной трубы и т. п.) имеют ограничения. Поэтому в самом общем виде задача нахождения оптимального варианта ПГ может быть сформулирована следующим образом: определить минимум функции расчетных затрат

$$3 = 3(x_1, \dots, x_n; y_1, \dots, y_m) \quad (15.18)$$

при наличии ограничений, налагаемых уравнениями балансов

[illegible]

### характеристикой оборудования

$$\left. \begin{aligned} d_{\text{MIN}} &\leq d(x_1, \dots, x_n; v_1, \dots, v_e) \leq d_{\text{MAX}}; \\ l_{\text{MIN}} &\leq l(x_1, \dots, x_n; v_1, \dots, v_e) \leq l_{\text{MAX}}; \end{aligned} \right\} \quad (15.20)$$

диапазоном изменения независимых (оптимизируемых) переменных

$$\left. \begin{array}{l} x_1^{\text{мин}} \leq x_1 \leq x_1^{\text{макс}} ; \\ \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \\ x_n^{\text{мин}} \leq x_n \leq x_n^{\text{макс}} . \end{array} \right\} \quad (15.21)$$

В (15.18)—(15.21)  $x_i$  — независимые (оптимизируемые) переменные;  $y_i, z_i, v_i$  — технико-экономические, теплогидравлические, технологические показатели, влияющие на характеристики и процессы в ПГ. Система уравнений и ограничений (15.18)—(15.21) составляет математическую модель ПГ.

## Обозначения, принятые в приложениях I—IX

$p$  — давление (абсолютное)  
 $t$  — температура  
 $v$  — удельный объем  
 $h$  — удельная энтальпия  
 $\lambda$  — теплопроводность  
 $\mu$  — динамическая вязкость  
 $\nu$  — кинематическая вязкость  
 $r$  — удельная теплота парообразования  
 $\alpha$  — коэффициент температуропроводности  
 $\rho$  — плотность  
 $Pr$  — число Прандтля  
 $\alpha$  — температурный коэффициент линейного расширения сталей

## Обозначения, принятые в приложениях X, XI

$[\sigma_n]$  — номинальное допускаемое напряжение  
 $\sigma_{\text{в}}^t$  — минимальное значение предела прочности (временное сопротивление) при расчетной температуре  
 $\sigma_{0,2}^t$  — минимальное значение предела текучести при расчетной температуре  
 $E$  — модуль упругости

В приложениях X, XI использовались единицы системы МКГСС, так же как и в работе [33], из которой эти данные взяты.

Нахождение значений параметров  $x_i$ , соответствующих оптимальной конструкции ПГ, осуществляется посредством решения системы уравнений

$$\left. \begin{array}{l} \partial Z / \partial x_1 = 0; \\ \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \\ \partial Z / \partial x_n = 0. \end{array} \right\} \quad (15.22)$$

Как правило, система уравнений (15.22) нелинейна. Решается она на ЭВМ соответствующими численными методами.

Разработанные математические модели ПГ (см. [2]) позволяют оптимизировать так называемые внутренние параметры, относящиеся только к характеристикам самого ПГ (скорости теплоносителя и рабочего тела, диаметры труб и т. п.) при фиксированных значениях входных и выходных параметров теплоносителя и рабочего тела. Оптимальные значения последних находятся при совместной оптимизации основного оборудования АЭС.

При небольшом числе оптимизируемых параметров для ПГ, имеющих один элемент (например, испаритель с погруженной поверхностью), оптимизация может быть выполнена методом сопоставления вариантов. Он заключается в определении для каждого варианта расчетных затрат по (15.14). Выбор наилучшего варианта осуществляется по наименьшему значению  $Z$ . При проведении расчетов по методу сопоставления вариантов затраты, имеющие одинаковые или близкие значения, можно не учитывать. Особое внимание должно уделяться правильному выбору сопоставляемых вариантов. Основным здесь является сравнение вариантов при оптимальных условиях для каждого из вариантов.

Термодинамические и теплофизические свойства воды и водяного пара [8]

t, °C	p=2 МПа, t <sub>г</sub> =212,4 °C					p=4 МПа, t <sub>г</sub> =250,3 °C					p=6 МПа, t <sub>г</sub> =275,6 °C				
	p=2 МПа, t <sub>г</sub> =212,4 °C					p=4 МПа, t <sub>г</sub> =250,3 °C					p=6 МПа, t <sub>г</sub> =275,6 °C				
	ρ, 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup> /кг	h, 10 <sup>3</sup> Дж/кг	λ, 10 <sup>-3</sup> Вт/(м·К)	μ, 10 <sup>-6</sup> Па·с	P <sub>r</sub>	ρ, 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup> /кг	h, 10 <sup>3</sup> Дж/кг	λ, 10 <sup>-3</sup> Вт/(м·К)	μ, 10 <sup>-6</sup> Па·с	P <sub>r</sub>	ρ, 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup> /кг	h, 10 <sup>3</sup> Дж/кг	λ, 10 <sup>-3</sup> Вт/(м·К)	μ, 10 <sup>-6</sup> Па·с	P <sub>r</sub>
100	1,028	4,205	682	279	1,72	1,042	4,22	684	280	1,72	1,041	4,235	685	280	1,72
120	1,060	5,050	688	230	1,42	1,058	5,064	689	231	1,42	1,057	5,078	691	231	1,42
140	1,079	5,902	689	195	1,21	1,078	5,915	690	196	1,21	1,076	5,928	692	198	1,21
160	1,101	6,763	685	169	1,07	1,10	6,775	687	170	1,07	1,098	6,786	688	170	1,07
180	1,127	7,636	677	150	0,97	1,125	7,646	679	150	0,97	1,123	7,657	680	150	0,97
200	1,156	8,526	665	140	0,90	1,154	8,534	667	134	0,90	1,152	8,542	668	135	0,90
220	102,1	28,20	40,0	16,4	1,20	1,188	9,442	650	122	0,86	1,185	9,447	652	122	0,86
240	108,4	28,76	40,8	17,4	1,14	1,228	10,38	629	112	0,84	1,225	10,38	632	112	0,84
260	114,4	29,28	42,1	18,3	1,09	51,74	28,36	48,9	18,0	1,32	1,273	11,35	606	103	0,85
280	120,0	29,77	43,8	19,3	1,06	55,47	29,02	48,8	19,1	1,22	33,17	28,04	58,1	18,9	1,47
300	125,5	30,24	45,7	20,2	1,03	58,85	29,62	49,6	20,1	1,15	36,16	28,85	56,1	20,0	1,31
320	130,8	30,70	47,7	21,1	1,0	62,0	30,16	51,0	21,1	1,09	38,76	29,54	55,9	21,2	1,22
340	136,0	31,15	49,9	22,0	0,99	64,99	30,68	52,7	22,2	1,07	41,11	30,15	56,7	22,4	1,16
360	141,1	31,60	52,1	22,9	0,98	67,87	31,18	54,7	23,1	1,05	43,31	30,72	58,0	23,4	1,13
380	146,2	32,04	54,4	23,8	0,97	70,66	31,67	56,7	24,0	1,02	45,38	31,26	59,7	24,3	1,08
400	151,2	32,48	56,7	24,6	0,95	73,34	32,14	58,9	24,8	0,99	47,38	31,79	61,6	25,1	1,04
420	156,1	32,92	59,1	25,4	0,94	76,06	32,61	61,2	25,6	0,97	49,31	32,29	63,7	25,9	1,01
440	161,0	33,36	61,5	26,2	0,93	78,69	33,08	63,6	26,4	0,96	51,19	32,78	65,9	26,7	0,99
460	165,9	33,80	64,0	27,0	0,92	81,28	33,54	66,0	27,2	0,94	53,03	33,27	68,2	27,4	0,97

$p=2 \text{ МПа}, t_s=212,4^\circ\text{C}$						$p=4 \text{ МПа}, t_s=250,3^\circ\text{C}$						$p=6 \text{ МПа}, t_s=275,6^\circ\text{C}$					
$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$		
480	170,8	34,23	66,5	27,8	0,92	83,84	34,0	68,5	28,0	0,93	54,84	33,75	70,6	28,2	0,95		
500	175,6	34,67	69,1	28,6	0,91	86,38	34,45	71,0	28,8	0,92	56,62	34,22	73,0	29,0	0,94		
520	180,4	35,11	71,7	29,4	0,91	88,90	34,91	73,5	29,6	0,92	58,37	34,70	75,5	29,8	0,93		
540	185,2	35,56	74,3	30,2	0,90	91,40	35,36	76,1	30,4	0,91	60,10	35,16	78,1	30,6	0,92		
560	190,0	36,0	76,9	31,0	0,90	93,87	35,82	78,7	31,2	0,91	61,82	35,64	80,6	31,4	0,91		
580	194,8	36,45	79,6	31,8	0,89	96,34	36,28	81,4	32,0	0,90	63,52	36,10	83,3	32,2	0,90		
600	199,5	36,90	82,3	32,6	0,89	98,79	36,73	84,1	32,8	0,89	65,21	36,57	85,9	33,0	0,90		
650	211,4	38,02	89,0	34,7	0,88	104,9	37,88	90,8	34,8	0,88	69,38	37,74	92,6	35,0	0,88		
700	223,2	39,16	95,9	36,7	0,88	110,9	39,04	97,7	36,8	0,88	73,49	38,92	99,5	37,0	0,88		
$p=8 \text{ МПа}, t_s=295^\circ\text{C}$						$p=10 \text{ МПа}, t_s=311^\circ\text{C}$						$p=12 \text{ МПа}, t_s=324,6^\circ\text{C}$					
$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$		
100	1,040	4,250	686	280	1,72	1,037	4,265	688	281	1,71	1,038	4,28	689	281	1,71		
120	1,056	5,092	692	232	1,41	1,055	5,106	693	232	1,41	1,054	5,12	695	232	1,41		
140	1,075	5,941	693	197	1,21	1,074	5,954	694	197	1,21	1,073	5,97	696	198	1,21		

t, °C	p=8 МПа, t <sub>г</sub> =295 °C					p=10 МПа, t <sub>г</sub> =311 °C					p=12 МПа, t <sub>г</sub> =324,6 °C				
	v, 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup> /кг	h, 10 <sup>3</sup> Дж/кг	λ, 10 <sup>-3</sup> Вт/(м·К)	μ, 10 <sup>-4</sup> Па·с	Pr	v, 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup> /кг	h, 10 <sup>3</sup> Дж/кг	λ, 10 <sup>-3</sup> Вт/(м·К)	μ, 10 <sup>-4</sup> Па·с	Pr	v, 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup> /кг	h, 10 <sup>3</sup> Дж/кг	λ, 10 <sup>-3</sup> Вт/(м·К)	μ, 10 <sup>-4</sup> Па·с	Pr
160	1,097	6,798	690	171	1,07	1,095	6,810	691	171	1,07	1,094	6,82	692	172	1,07
180	1,122	7,667	682	151	0,97	1,120	7,678	683	151	0,97	1,118	7,69	685	152	0,97
200	1,150	8,551	670	135	0,90	1,148	8,559	672	136	0,90	1,146	8,57	674	136	0,90
220	1,183	9,453	654	123	0,86	1,183	9,453	656	123	0,86	1,178	9,47	659	124	0,85
240	1,222	10,38	634	112	0,84	1,229	10,38	637	113	0,83	1,216	10,39	639	113	0,83
260	1,269	11,35	609	104	0,84	1,269	11,34	612	104	0,84	1,261	11,34	616	105	0,83
280	1,328	12,36	578	96,4	0,88	1,322	12,35	582	96,9	0,87	1,317	12,34	587	97,4	0,86
300	24,25	27,85	66,9	19,9	1,58	1,398	13,44	545	90,4	0,95	1,390	13,41	551	90,9	0,93
320	26,82	28,78	63,3	21,2	1,38	19,24	27,82	75,2	21,3	1,63	1,494	14,62	506	83,1	1,07
340	28,97	29,54	62,1	22,6	1,28	21,47	28,82	69,9	22,9	1,44	16,20	27,93	81,8	23,2	1,68
360	30,82	30,21	62,3	23,6	1,22	23,30	29,63	68,1	24,1	1,33	18,10	28,97	75,9	24,6	1,48
380	32,65	30,83	63,3	24,6	1,15	24,92	30,34	67,8	25,0	1,24	19,69	29,81	73,6	25,5	1,34
400	34,31	31,40	64,7	25,4	1,09	26,41	30,98	68,6	25,8	1,16	21,08	30,53	73,1	26,2	1,23
420	35,89	31,95	66,5	26,2	1,05	27,79	31,58	69,8	26,5	1,10	22,35	31,19	73,6	26,8	1,15
440	37,41	32,47	68,5	26,9	1,02	29,10	32,15	71,4	27,2	1,06	23,54	31,80	74,8	27,6	1,10
460	38,88	32,99	70,6	27,7	1,00	30,36	32,69	73,3	28,0	1,03	24,67	32,39	76,3	28,3	1,06
480	40,31	33,49	72,9	28,5	0,97	31,58	33,22	75,4	28,8	1,00	25,75	32,95	78,1	29,0	1,02
500	41,72	33,98	75,2	29,3	0,96	32,77	33,74	77,6	29,5	0,98	26,79	33,49	80,1	29,8	1,00

$t, ^\circ\text{C}$	$p=8 \text{ МПа}, t_s=295 ^\circ\text{C}$					$p=10 \text{ МПа}, t_s=311 ^\circ\text{C}$					$p=12 \text{ МПа}, t_s=324,6 ^\circ\text{C}$				
	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	Pr	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	Pr	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	Pr
520	43,09	34,48	77,6	30,1	0,95	33,92	34,25	79,9	30,3	0,96	27,80	34,02	82,3	30,6	0,98
540	44,45	34,96	80,1	30,8	0,93	35,05	34,75	82,3	31,1	0,94	28,78	34,54	84,6	31,3	0,93
560	45,78	35,45	82,7	31,6	0,92	36,16	35,25	84,7	31,9	0,94	29,74	35,06	87,0	32,1	0,94
580	47,10	35,93	85,2	32,4	0,91	37,26	35,75	87,3	32,6	0,92	30,68	35,57	89,4	32,9	0,93
600	48,41	36,41	87,8	33,2	0,90	38,33	36,24	89,8	33,4	0,91	31,61	36,07	91,9	33,6	0,92
650	51,62	37,60	94,5	35,2	0,89	40,97	37,45	96,1	35,4	0,89	33,87	37,31	98,4	35,6	0,90
700	54,78	38,79	101	37,2	0,88	43,56	38,67	103	37,4	0,88	36,07	38,54	105	37,7	0,88

$t, ^\circ\text{C}$	$p=14 \text{ МПа}, t_s=336,6 ^\circ\text{C}$					$p=16 \text{ МПа}, t_s=347,3 ^\circ\text{C}$					$p=18 \text{ МПа}, t_s=356,9 ^\circ\text{C}$				
	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	Pr	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	Pr	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	Pr
100	1,037	4,30	690	282	1,71	1,036	4,31	692	282	1,70	1,035	4,32	693	282	1,70
120	1,053	5,14	696	233	1,41	1,052	5,15	697	233	1,41	1,051	5,16	698	234	1,41
140	1,072	5,98	697	198	1,20	1,061	5,99	698	198	1,20	1,069	6,01	700	199	1,20
160	1,093	6,83	694	172	1,06	1,091	6,85	695	173	1,06	1,090	6,86	696	173	1,06

t, °C	p=14 МПа, t <sub>с</sub> =336,6 °C					p=16 МПа, t <sub>с</sub> =347,3 °C					p=18 МПа, t <sub>с</sub> =356,9 °C				
	v, 10 <sup>-3</sup> м³/кг	h, 10³ Дж/кг	λ, 10 <sup>-3</sup> Вт/(м·К)	μ, 10 <sup>-4</sup> Па·с	Pr	v, 10 <sup>-3</sup> м³/кг	h, 10³ Дж/кг	λ, 10 <sup>-3</sup> Вт/(м·К)	μ, 10 <sup>-4</sup> Па·с	Pr	v, 10 <sup>-3</sup> м³/кг	h, 10³ Дж/кг	λ, 10 <sup>-3</sup> Вт/(м·К)	μ, 10 <sup>-4</sup> Па·с	Pr
180	1,117	7,26	686	152	0,97	1,115	7,71	688	153	0,96	1,114	7,72	689	153	0,96
200	1,144	8,58	676	137	0,90	1,142	8,59	677	137	0,90	1,140	8,60	679	138	0,89
220	1,176	9,47	661	124	0,85	1,174	9,48	663	125	0,85	1,171	9,49	665	125	0,85
240	1,213	10,39	642	114	0,83	1,210	10,40	644	114	0,82	1,207	10,40	647	115	0,82
260	1,257	11,34	619	105	0,82	1,253	11,34	622	106	0,82	1,250	11,34	625	106	0,81
280	1,312	12,34	591	97,9	0,85	1,306	12,33	595	98,4	0,84	1,302	12,32	599	98,8	0,83
300	1,382	13,40	556	91,4	0,91	1,374	13,38	561	91,9	0,89	1,367	13,36	566	92,4	0,88
320	1,480	14,57	513	83,9	1,03	1,467	14,53	520	84,6	1,00	1,456	14,50	526	85,2	0,97
340	12,01	26,73	103	23,6	2,17	1,618	15,90	466	75,6	1,27	1,592	15,81	475	76,7	1,19
360	14,22	28,17	87,1	25,1	1,69	11,07	27,18	105	25,9	2,05	8,135	25,70	141	27,4	3,04
380	15,85	29,20	81,2	26,0	1,46	12,87	28,51	91,5	26,6	1,62	10,42	27,68	106	27,5	1,86
400	17,22	30,04	78,8	26,6	1,31	14,27	29,50	85,9	27,1	1,41	11,91	28,89	95,2	27,8	1,53
420	18,44	30,77	78,2	27,2	1,21	15,46	30,32	83,6	27,7	1,28	13,11	29,84	90,1	28,2	1,36
440	19,54	31,44	78,6	27,9	1,14	16,52	31,06	83,0	28,3	1,19	14,15	30,65	88,1	28,8	1,25
460	20,58	32,07	79,6	28,6	1,09	17,50	31,73	83,4	28,7	1,13	15,09	31,38	87,6	29,4	1,17
480	21,57	32,66	81,1	29,4	1,05	18,42	32,36	84,4	29,0	1,08	15,97	32,05	88,1	30,1	1,11
500	22,51	33,23	82,9	30,1	1,02	19,29	32,96	85,8	29,7	1,04	16,78	32,69	89,1	30,8	1,07
520	23,42	33,78	84,8	30,8	0,99	20,13	33,54	87,6	30,4	1,01	17,56	33,29	90,5	31,4	1,03
540	24,30	34,32	87,0	31,6	0,97	20,93	34,10	89,6	31,1	0,99	18,31	33,88	92,3	32,2	1,00
560	25,15	34,86	89,2	32,3	0,95	21,71	34,65	91,7	31,9	0,97	19,03	34,45	94,2	32,9	0,98

$t, ^\circ\text{C}$	$p=14 \text{ МПа}, t_s=336,6 ^\circ\text{C}$						$p=16 \text{ МПа}, t_s=347,3 ^\circ\text{C}$						$p=18 \text{ МПа}, t_s=356,9 ^\circ\text{C}$					
	$\nu, 10^{-8} \text{ м}^2/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$		$\nu, 10^{-8} \text{ м}^2/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$		$\nu, 10^{-8} \text{ м}^2/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$	
580	25,99	35,38	91,6	33,5	0,94		22,47	35,19	93,9	32,6	0,95		19,73	35,00	96,3	33,6	0,96	
600	26,81	35,90	94,0	33,9	0,92		23,21	35,72	96,2	33,4	0,93		20,41	35,55	98,5	34,4	0,95	
650	28,80	37,16	100	35,8	0,90		25,00	37,02	102	36,0	0,90		22,04	36,87	105	36,2	0,91	
700	30,73	38,42	107	37,8	0,88		26,72	38,29	109	37,9	0,88		23,61	38,16	111	38,1	0,88	
$t, ^\circ\text{C}$	$p=20 \text{ МПа}, t_s=365,7 ^\circ\text{C}$						$p=22 \text{ МПа}, t_s=373,7 ^\circ\text{C}$						$p=24 \text{ МПа}$					
	$\nu, 10^{-8} \text{ м}^2/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$		$\nu, 10^{-8} \text{ м}^2/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$		$\nu, 10^{-8} \text{ м}^2/\text{кг}$	$h, 10^3 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$	
100	1,034	4,34	694	283	1,70		1,033	4,36	696	283	1,70		1,032	4,37	697	284	1,70	
120	1,050	5,18	700	234	1,40		1,049	5,19	701	234	1,40		1,048	5,21	702	235	1,40	
140	1,068	6,02	701	199	1,20		1,067	6,03	702	200	1,20		1,066	6,05	703	200	1,20	
160	1,089	6,87	698	173	1,06		1,087	6,88	699	174	1,06		1,086	6,90	700	174	1,06	
180	1,112	7,73	691	154	0,96		1,110	7,74	692	154	0,96		1,109	7,75	694	154	0,96	
200	1,139	8,60	681	138	0,89		1,137	8,61	682	138	0,89		1,135	8,62	684	139	0,89	
220	1,169	9,49	667	126	0,84		1,167	9,50	669	126	0,84		1,165	9,51	671	126	0,84	

$t, ^\circ\text{C}$	$p=20 \text{ МПа}, t_s=365,7 ^\circ\text{C}$					$p=22 \text{ МПа}, t_s=373,7 ^\circ\text{C}$					$p=24 \text{ МПа}$				
	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{кг}$	$h, 10^5 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{кг}$	$h, 10^5 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{кг}$	$h, 10^5 \text{ Дж/кг}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}$
240	1,205	10,40	649	115	0,82	1,202	10,41	652	116	0,82	1,200	10,41	654	116	0,82
260	1,247	11,34	628	107	0,81	1,243	11,34	631	107	0,81	1,240	11,34	634	108	0,80
280	1,297	12,32	602	99,3	0,82	1,293	12,31	606	99,8	0,82	1,288	12,31	609	100	0,81
300	1,361	13,35	571	92,9	0,87	1,354	13,33	576	93,4	0,86	1,348	13,32	580	93,9	0,85
320	1,445	14,46	532	85,9	0,95	1,435	14,43	538	86,5	0,93	1,426	14,41	544	87,1	0,91
340	1,570	15,74	483	77,7	1,13	1,551	15,68	491	78,6	1,08	1,535	15,62	499	79,4	1,04
360	1,823	17,42	420	66,1	1,78	1,760	17,22	430	68,3	1,49	1,716	17,07	440	70,0	1,34
380	8,273	26,63	129	28,8	2,66	6,142	25,10	170	31,1	3,51	2,601	20,28	269	46,8	11,88
400	9,952	28,20	107	28,6	1,78	8,262	27,40	124	29,6	1,90	6,74	26,42	144	31,1	2,32
420	11,19	29,31	98,3	28,8	1,44	9,568	28,73	108	29,6	1,56	8,20	28,08	123	30,4	1,66
440	12,23	30,22	94,1	29,3	1,31	10,64	29,75	101	29,9	1,38	9,29	29,26	110	30,5	1,45
460	13,15	31,01	92,4	29,8	1,21	11,55	30,62	97,9	30,3	1,26	10,20	30,22	104	30,9	1,32
480	13,99	31,73	92,1	30,4	1,14	12,37	31,40	96,5	30,9	1,18	11,01	31,05	102	31,3	1,21
500	14,77	32,40	92,6	31,1	1,09	13,12	32,11	96,4	31,5	1,12	11,74	31,80	101	31,9	1,14
520	15,51	33,04	93,7	31,8	1,05	13,82	32,78	97,1	32,1	1,07	12,42	32,50	101	32,5	1,09
540	16,21	33,65	95,2	32,4	1,02	14,49	33,41	98,2	32,8	1,04	13,05	33,17	102	33,1	1,05
560	16,88	34,24	96,9	33,2	1,00	15,13	34,02	99,7	33,5	1,01	13,66	33,80	103	33,8	1,02
580	17,53	34,81	98,8	33,9	0,97	15,74	34,61	101	34,2	0,99	14,24	34,41	104	34,5	1,0
600	18,16	35,37	101	34,6	0,95	16,33	35,19	103	34,9	0,96	14,80	35,0	106	35,2	0,97
650	19,68	36,72	107	36,5	0,91	17,74	36,57	109	36,7	0,91	16,13	36,42	111	36,9	0,92
700	21,11	38,04	113	38,4	0,89	19,08	37,91	115	38,6	0,89	17,38	37,78	117	38,8	0,89

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения [8]

$p, 10^{-1} \text{ МПа}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$v', \text{ м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{ м}^3/\text{кг}$	$h', 10^6 \text{ Дж/кг}$	$h'', 10^6 \text{ Дж/кг}$	$s, 10^6 \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$
20	212,4	1,777	99,53	0,909	2,797	1,889
22	217,2	1,185	90,64	0,931	2,799	1,868
24	221,8	1,193	83,19	0,952	2,800	1,848
26	226,0	1,201	76,85	0,972	2,801	1,830
28	230,0	1,209	71,38	0,990	2,802	1,811
30	233,8	1,216	66,62	1,008	2,802	1,794
32	237,4	1,224	62,43	1,025	2,802	1,776
34	240,9	1,231	58,72	1,042	2,802	1,760
36	244,2	1,238	55,40	1,058	2,801	1,743
38	247,3	1,245	52,43	1,073	2,800	1,728
40	250,3	1,252	49,74	1,088	2,799	1,712
42	253,2	1,259	47,29	1,102	2,798	1,697
44	256,0	1,266	45,06	1,116	2,797	1,682
46	258,8	1,272	43,02	1,129	2,796	1,667
48	261,4	1,279	41,14	1,142	2,794	1,652
50	263,9	1,286	39,41	1,155	2,793	1,638
52	266,4	1,292	37,80	1,167	2,791	1,624
54	268,8	1,299	36,31	1,179	2,789	1,610
56	271,1	1,306	34,92	1,191	2,787	1,596
58	273,4	1,312	33,63	1,203	2,785	1,583
60	275,6	1,319	32,41	1,214	2,783	1,569
62	277,7	1,325	31,83	1,220	2,782	1,563
64	279,8	1,328	30,20	1,236	2,779	1,543
66	281,8	1,338	29,20	1,247	2,776	1,530
68	283,8	1,345	28,24	1,257	2,774	1,517
70	285,8	1,351	27,34	1,268	2,771	1,504
72	287,7	1,358	26,49	1,278	2,769	1,491
74	289,6	1,364	25,68	1,288	2,766	1,478
76	291,4	1,371	24,92	1,298	2,763	1,465
78	293,2	1,378	24,19	1,308	2,760	1,453
80	295,0	1,384	23,49	1,318	2,758	1,440
82	296,7	1,391	22,83	1,327	2,754	1,428
84	298,4	1,398	22,20	1,336	2,751	1,415
86	300,1	1,404	21,59	1,346	2,748	1,402
88	301,7	1,411	21,01	1,355	2,745	1,390
90	303,3	1,418	20,46	1,364	2,742	1,378
92	304,9	1,425	19,93	1,373	2,738	1,365
94	306,4	1,432	19,42	1,382	2,735	1,353
96	308,0	1,438	18,93	1,391	2,732	1,340
98	309,5	1,456	18,45	1,400	2,728	1,328
100	311,0	1,463	18,0	1,409	2,724	1,316
105	314,6	1,470	16,94	1,430	2,715	1,285
110	318,0	1,489	15,97	1,451	2,705	1,254
115	321,4	1,507	15,07	1,472	2,693	1,217
120	324,6	1,527	14,25	1,493	2,685	1,192
125	327,8	1,546	13,48	1,513	2,674	1,161
130	330,8	1,567	12,77	1,533	2,662	1,129
135	333,8	1,588	12,11	1,553	2,651	1,098
140	336,6	1,610	11,49	1,573	2,638	1,066
145	339,4	1,634	10,91	1,593	2,626	1,033
150	342,1	1,658	10,35	1,612	2,612	0,999
155	344,7	1,683	9,83	1,632	2,598	0,966
160	347,3	1,710	9,33	1,652	2,583	0,931
165	349,8	1,738	8,86	1,671	2,567	0,896

$p, 10^{-1}$ МПа	$t_s, ^\circ\text{C}$	$10^{-3} \rho', \text{м}^3/\text{кг}$	$10^{-3} \rho'', \text{м}^3/\text{кг}$	$h', 10^6 \text{ Дж/кг}$	$h'', 10^6 \text{ Дж/кг}$	$r, 10^6 \text{ Дж/кг}$
170	352,3	1,769	8,40	1,692	2,551	0,859
175	354,6	1,802	7,96	1,712	2,533	0,821
180	357,0	1,838	7,53	1,733	2,514	0,781
185	359,2	1,878	7,12	1,755	2,494	0,738
190	361,4	1,923	6,70	1,778	2,470	0,692
195	363,6	1,975	6,29	1,802	2,444	0,641
200	365,7	2,038	5,87	1,829	2,414	0,585
205	367,8	2,115	5,45	1,858	2,380	0,522
210	369,8	2,218	5,01	1,892	2,340	0,448
215	371,8	2,365	4,50	1,935	2,288	0,353
220	373,7	2,675	3,76	2,008	2,192	0,185

Параметры критического состояния:  $p_{кр}=22,115$  МПа;  $t_{кр}=374,12$   $^\circ\text{C}$ ;  
 $\rho_{кр}=3,147 \cdot 10^{-3}$   $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $h_{кр}=2,095 \cdot 10^6$  Дж/кг.

## Приложение III

Теплофизические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения [8]

$t_s, ^\circ\text{C}$	Жидкость					Пар			
	$c_p', 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda', 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu', 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\rho',$	$\sigma, 10^{-3} \text{ Н/м}$	$c_p'', 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda'', 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu'', 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\rho'',$
100	4,22	680	279	1,73	59,0	2,03	24,8	12,1	0,99
110	4,23	683	252	1,53	57,0	2,08	25,8	12,4	1,00
120	4,24	685	230	1,43	55,0	2,12	26,7	12,8	1,02
130	4,26	687	211	1,31	52,9	2,18	27,8	13,2	1,04
140	4,28	687	195	1,22	50,8	2,24	28,8	13,5	1,05
150	4,31	686	181	1,14	48,7	2,32	30,0	13,9	1,08
160	4,34	684	169	1,07	46,6	2,41	31,3	14,2	1,09
170	4,37	681	158	1,02	44,4	2,50	32,6	14,6	1,12
180	4,41	676	149	0,97	42,2	2,62	34,1	14,9	1,14
190	4,45	671	141	0,94	40,0	2,74	35,7	15,3	1,17
200	4,50	664	134	0,91	37,8	2,88	37,5	15,6	1,20
210	4,55	657	127	0,88	35,5	3,04	39,4	16,0	1,24
220	4,61	648	121	0,86	33,2	3,22	41,5	16,3	1,27
230	4,69	639	116	0,85	30,9	3,43	43,9	16,7	1,30
240	4,77	629	111	0,85	28,5	3,66	46,5	17,1	1,34
250	4,87	617	107	0,84	26,1	3,92	49,5	17,4	1,38
260	4,99	604	103	0,85	23,7	4,22	52,8	17,8	1,42
270	5,13	589	99,4	0,86	21,3	4,57	56,6	18,2	1,47
280	5,30	573	96,1	0,89	18,9	5,0	60,9	18,7	1,53
290	5,51	557	93,0	0,92	16,6	5,51	66,0	19,3	1,61
300	5,77	540	90,1	0,96	14,3	6,14	71,9	19,8	1,69
310	6,12	522	86,5	1,01	12,0	6,96	79,1	20,5	1,80
320	6,59	503	83,0	1,09	9,8	8,05	87,8	21,4	1,96
330	7,25	482	79,0	1,19	7,7	9,59	98,9	22,5	2,18
340	8,27	460	74,8	1,34	5,6	11,92	113,0	23,8	2,51

Продолжение прилож. III

$t, ^\circ\text{C}$	Жидкость					Пар			
	$c_p, 10^3, \text{Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\rho, 10^{-3} \text{ Н/м}$	$P, \text{ Па}$	$c_p, 10^{-3} \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$P, \text{ Па}$
350	10,10	435	70,0	3,6	1,62	15,95	130,0	25,6	3,14
360	15,0	401	64,4	1,8	2,41	26,79	150	28,2	5,04
370	53,9	338	56,4	0,42	8,99	112,9	183	33,5	20,7
372	126,0	309	53,7	0,20	21,89	228,2	195	35,1	41,1
374	3087	256	47,0	0,01	567,0	6198,0	220	39,4	1110

Приложение IV

Теплофизические свойства жидких металлов [5]

$t, ^\circ\text{C}$	Натрий: $t_{\text{пл}}=97,3 ^\circ\text{C}; t_s=878 ^\circ\text{C}$						
	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$c_p, 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\nu, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$\alpha, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$\text{Pr}, 10^{-3}$
100	928	1,386	86,1	714	77,0	66,9	1,15
150	916	1,357	84,1	544	59,4	67,7	0,88
200	903	1,327	81,6	457	50,6	68,1	0,74
250	891	1,302	78,7	393	44,2	67,9	0,65
300	878	1,281	75,5	346	39,4	67,1	0,59
350	866	1,273	71,9	306	35,4	65,2	0,54
400	854	1,273	68,7	282	33,0	63,2	0,52
450	842	1,273	66,1	259	30,8	61,6	0,50
500	829	1,273	63,8	239	28,9	60,5	0,48
550	817	1,273	62,0	223	27,2	59,6	0,46
600	805	1,277	60,6	207	25,7	58,9	0,44
650	792	1,277	59,7	193	24,4	58,9	0,41
700	780	1,277	59,1	181	23,2	58,9	0,39

Калий:  $t_{\text{пл}}=63,7 ^\circ\text{C}; t_s=760 ^\circ\text{C}$

100	818	0,816	46,5	458	56,1	69,7	0,80
150	807	0,804	46,4	387	48,0	71,1	0,67
200	795	0,791	45,9	340	42,8	73,0	0,59
250	784	0,783	44,9	303	38,6	73,0	0,53
300	773	0,775	43,4	272	35,2	72,5	0,49
350	761	0,770	41,6	246	32,4	71,1	0,46
400	750	0,766	39,5	223	29,8	68,9	0,43
450	738	0,766	37,2	204	27,6	65,8	0,42
500	727	0,766	34,9	187	25,7	62,8	0,41
550	716	0,770	32,8	172	24,1	59,4	0,41
600	704	0,770	30,9	155	22,1	56,9	0,39
700	681	0,775	28,3	140	20,5	53,6	0,38

$t, ^\circ\text{C}$	Сплав натрий—калий (25% Na+75% K): $t_{\text{пл}}=11^\circ\text{C}$ ; $t_s=784^\circ\text{C}$						
	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\nu, 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$	$\alpha, 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$	$\text{Pr}, 10^{-2}$
100	852	0,955	23,3	517	60,7	28,6	2,12
150	840	0,942	23,8	434	51,7	30,1	1,72
200	828	0,925	24,5	374	45,2	31,9	1,41
250	815	0,913	25,1	328	40,3	33,8	1,19
300	803	0,904	25,8	294	36,6	35,6	1,03
350	790	0,896	26,4	264	33,4	37,4	0,89
400	778	0,891	27,1	240	30,8	39,2	0,78
450	765	0,888	27,7	216	28,2	40,8	0,69
500	753	0,883	28,4	201	26,7	42,6	0,62
550	741	0,883	29,0	187	25,2	44,3	0,57
600	729	0,888	29,7	173	23,7	45,8	0,52
650	716	0,888	30,2	161	22,5	47,5	0,47
700	704	0,892	30,9	151	21,4	49,3	0,43

## Приложение V

Теплофизические свойства тяжелой воды [51]

$p, 10^{-1} \text{ МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, 10^{-3} \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\nu, 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$	$\alpha, 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$\text{Pr}$
98,7	100	1068,5	4153	644	330	3,08	1,45	2,12
	150	1022,8	4170	636	214	2,09	1,49	1,40
	200	964,8	4287	602	155	1,61	1,46	1,11
	250	891,4	4576	542	125	1,40	1,33	1,05
	300	788,5	5422	464	—	—	1,09	—
196,1	100	1073,4	4124	649	334	3,11	1,47	2,12
	150	1028,6	4137	642	216	2,10	1,51	1,39
	200	972,4	4229	608	157	1,62	1,48	1,09
	250	902,7	4480	552	128	1,41	1,37	1,03
	300	809,6	5024	478	—	—	1,17	—

## Приложение VI

Давление насыщения тяжелой воды

$t_s, ^\circ\text{C}$	100	150	200	250	275	300	325	350	370
$p, 10^{-1} \text{ МПа}$	0,965	4,65	15,46	39,99	60,6	86,96	122,4	168,3	214,7

Параметры критического состояния:  $p_{\text{кр}}=21,845 \text{ МПа}$ ;  $t_{\text{кр}}=371,5^\circ\text{C}$ ;  $\nu_{\text{кр}}=2,965 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$ .

## Термодинамические и теплофизические свойства диоксида углерода [7]

$t, ^\circ\text{C}$	$p=0,5 \text{ МПа}$					$p=1 \text{ МПа}$				
	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$Pr$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$Pr$
100	7,18	0,932	2,29	1,83	0,74	14,53	0,948	2,33	1,84	0,75
150	6,30	0,969	2,68	2,04	—	12,70	0,980	2,71	2,05	—
200	5,62	1,003	3,06	2,25	0,72	11,29	1,012	3,09	2,26	0,72
250	5,07	1,035	3,44	2,45	—	10,18	1,042	3,47	2,45	—
300	4,63	1,065	3,81	2,63	0,715	9,27	1,070	3,84	2,64	0,72
350	4,25	1,092	4,17	2,81	—	8,51	1,096	4,20	2,82	—
400	3,93	1,116	4,52	2,98	0,71	7,87	1,120	4,54	2,99	0,71
450	3,66	1,139	4,87	3,15	—	7,32	1,142	4,89	3,15	—
500	3,42	1,160	5,21	3,31	0,71	6,84	1,162	5,23	3,31	0,71
550	3,21	1,179	5,54	3,46	—	6,42	1,181	5,56	3,46	—
600	3,03	1,197	5,87	3,61	0,72	6,05	1,198	5,88	3,61	0,72
650	2,86	1,213	6,19	3,75	—	5,72	1,214	6,20	3,75	—
700	2,72	1,228	6,50	3,89	0,73	5,43	1,229	6,51	3,89	0,73
800	2,46	1,253	7,11	4,15	0,74	4,92	1,254	7,13	4,16	0,74
900	2,25	1,275	7,71	4,40	0,76	4,50	1,276	7,72	4,41	0,76
1000	2,08	1,294	8,28	4,64	0,78	4,15	1,295	8,30	4,65	0,78

$t, ^\circ\text{C}$	$p=2,0 \text{ МПа}$					$p=4,0 \text{ МПа}$				
	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$Pr$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu, 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$Pr$
100	29,79	0,984	2,40	1,86	0,76	62,81	1,071	2,58	1,91	0,79
150	25,78	1,004	2,77	2,07	—	53,14	1,056	2,91	2,10	—
200	22,79	1,029	3,15	2,28	0,73	46,42	1,064	3,26	2,30	0,73
250	20,47	1,055	3,52	2,46	—	41,37	1,081	3,62	2,49	—
300	18,59	1,080	3,88	2,65	0,72	37,41	1,100	3,97	2,67	0,72
350	17,05	1,104	4,23	2,83	—	34,19	1,119	4,32	2,85	—
400	15,74	1,126	4,58	3,00	0,71	31,51	1,139	4,66	3,02	0,71
450	14,63	1,147	4,92	3,16	—	29,24	1,157	4,99	3,18	—
500	13,67	1,167	5,26	3,32	0,71	27,29	1,175	5,32	3,34	0,71
550	12,87	1,185	5,59	3,47	—	25,60	1,192	5,65	3,49	—
600	12,09	1,201	5,91	3,62	0,72	24,10	1,207	5,97	3,63	0,72
650	11,43	1,217	6,23	3,76	—	22,78	1,222	6,28	3,77	—
700	10,84	1,231	6,54	3,90	0,73	21,60	1,235	6,59	3,91	0,73
800	9,83	1,256	7,15	4,16	0,74	19,57	1,259	7,19	4,17	0,74
900	8,99	1,277	7,74	4,41	0,76	17,90	1,280	7,78	4,42	0,76
1000	8,28	1,296	8,31	4,65	0,78	16,49	1,298	8,35	4,66	0,78

$t, ^\circ\text{C}$	$p=6,0 \text{ МПа}$					$p=8,0 \text{ МПа}$				
	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$c_p \cdot 10^3$ Дж/(кг·К)	$\lambda, 10^{-3}$ Вт/(м·К)	$\mu, 10^{-5}$ Па·с	$Pr$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$c_p \cdot 10^3$ Дж/(кг·К)	$\lambda, 10^{-3}$ Вт/(м·К)	$\mu, 10^{-5}$ Па·с	$Pr$
100	99,75	1,181	2,79	2,04	0,84	141,5	1,323	3,06	2,10	0,90
150	82,20	1,114	3,08	2,16	—	113,0	1,180	3,26	2,23	—
200	70,86	1,102	3,40	2,36	0,74	96,10	1,142	3,54	2,41	0,75
250	62,69	1,108	3,73	2,53	—	84,38	1,135	3,85	2,58	—
300	56,42	1,120	4,07	2,71	0,72	75,59	1,140	4,18	2,74	0,72
350	51,41	1,135	4,40	2,88	—	68,67	1,151	4,50	2,91	—
400	47,28	1,151	4,74	3,04	0,71	63,04	1,164	4,82	3,07	0,71
450	43,82	1,168	5,07	3,20	—	58,34	1,178	5,14	3,23	—
500	40,85	1,183	5,39	3,36	0,71	54,34	1,192	5,46	3,38	0,71
550	38,29	1,199	5,71	3,50	—	50,89	1,206	5,77	3,52	—
600	36,04	1,213	6,02	3,65	0,72	47,88	1,291	6,08	3,67	0,72
650	34,04	1,227	6,33	3,79	—	45,22	1,231	6,39	3,80	—
700	32,27	1,239	6,64	3,92	0,73	42,85	1,244	6,69	3,94	0,73
800	29,24	1,262	7,24	4,19	0,74	38,83	1,265	7,28	4,20	0,74
900	26,73	1,282	7,82	4,43	0,76	35,49	1,285	7,87	4,45	0,76
1000	24,63	1,300	8,39	4,67	0,78	32,70	1,301	8,43	4,68	0,77

$t, ^\circ\text{C}$	$p=10,0 \text{ МПа}$				
	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$c_p \cdot 10^3$ Дж/(кг·К)	$\lambda, 10^{-3}$ Вт/(м·К)	$\mu, 10^{-5}$ Па·с	$Pr$
100	188,8	1,506	3,38	2,24	1,0
150	145,6	1,253	3,47	2,30	—
200	122,1	1,184	3,70	2,46	0,76
250	106,4	1,163	3,99	2,62	—
300	90,05	1,161	4,28	2,78	0,72
350	85,96	1,166	4,60	2,94	—
400	78,76	1,176	4,91	3,10	0,71
450	72,79	1,188	5,22	3,25	—
500	67,74	1,200	5,53	3,40	0,71
550	63,40	1,212	4,84	3,55	—
600	59,62	1,225	6,15	3,69	0,72
650	56,29	1,236	6,45	3,83	—
700	53,34	1,248	6,75	3,96	0,74
800	48,30	1,268	7,33	4,22	0,74
900	44,16	1,287	7,91	4,46	0,76
1000	40,69	1,303	8,47	4,70	0,77

Термодинамические и теплофизические свойства гелия [54]. Теплоемкость гелия в рассматриваемом ниже интервале температур и давлений может быть принята постоянной в равной  $c_p=5193$  Дж/(кг·К)

$t, ^\circ\text{C}$	$p=4,0$ МПа				$p=6,0$ МПа			
	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, 10^{-1}$ Вт/(м·К)	$\mu, 10^{-5}$ Па·с	Pr	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, 10^{-1}$ Вт/(м·К)	$\mu, 10^{-5}$ Па·с	Pr
100	5,086	1,80	2,29	0,661	7,575	1,808	2,293	0,659
150	4,494	1,97	2,49	0,656	6,699	1,937	2,494	0,655
200	4,025	2,14	2,69	0,653	6,004	2,140	2,688	0,652
250	3,645	2,33	2,91	0,649	5,440	2,299	2,875	0,649
300	3,330	2,45	3,06	0,647	4,973	2,453	3,058	0,647
350	3,066	2,60	3,24	0,647	4,580	2,604	3,236	0,645
400	2,840	2,75	3,41	0,644	4,244	2,750	3,409	0,644
450	2,645	2,89	3,58	0,643	3,954	2,893	3,579	0,642
500	2,475	3,03	3,74	0,641	3,702	3,031	3,745	0,642
550	2,326	3,16	3,91	0,642	3,479	3,166	3,908	0,641
600	2,194	3,29	4,07	0,642	3,282	3,295	4,068	0,641
650	2,076	3,42	4,23	0,642	3,106	3,420	4,226	0,642
700	1,970	3,54	4,38	0,642	2,948	3,540	4,381	0,643
750	1,874	3,65	4,53	0,644	2,805	3,656	4,533	0,644
800	1,787	3,77	4,68	0,645	2,675	3,768	4,683	0,645
850	1,708	3,88	4,83	0,646	2,557	3,877	4,831	0,648
900	1,636	3,98	4,98	0,650	2,449	3,984	4,977	0,649
1000	1,507	4,19	5,26	0,652	2,258	4,193	5,264	0,652
1100	1,398	4,397	5,544	0,655	2,094	4,398	5,544	0,655

$t, ^\circ\text{C}$	$p=8,0$ МПа				$p=10,0$ МПа				$p=12,0$ МПа			
	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, 10^{-1}$ Вт/(м·К)	$\mu, 10^{-5}$ Па·с	Pr	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, 10^{-1}$ Вт/(м·К)	$\mu, 10^{-5}$ Па·с	Pr	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, 10^{-1}$ Вт/(м·К)	$\mu, 10^{-5}$ Па·с	Pr
100	10,03	1,815	2,954	0,656	12,45	1,822	2,296	0,654	14,84	1,829	2,298	0,652
150	8,877	1,983	2,495	0,653	10,03	1,989	2,496	0,652	13,15	1,995	2,497	0,650
200	7,962	2,145	2,688	0,651	9,900	2,151	2,689	0,649	11,82	2,156	2,690	0,648
250	7,219	3,304	2,876	0,648	8,980	2,339	2,914	0,647	10,73	2,313	2,878	0,646
300	6,602	2,458	3,058	0,646	8,217	2,462	3,059	0,645	9,818	2,466	3,060	0,644
350	6,083	2,608	3,236	0,644	7,573	2,612	3,237	0,644	9,053	2,616	3,237	0,643
400	5,639	2,754	3,410	0,643	7,023	2,758	3,410	0,642	8,398	2,761	3,411	0,642
450	5,255	2,896	3,579	0,642	6,557	2,900	3,580	0,641	7,831	2,903	3,580	0,640
500	4,920	3,035	3,746	0,641	6,132	3,038	3,746	0,640	7,336	3,041	3,746	0,640
550	4,626	3,169	3,909	0,641	5,766	3,172	3,909	0,640	6,900	3,175	3,909	0,639
600	4,364	3,298	4,069	0,641	5,441	3,301	4,069	0,640	6,152	3,304	4,069	0,640
650	4,131	3,423	4,225	0,641	5,151	3,425	4,226	0,641	6,166	3,428	4,227	0,640
700	3,921	3,543	4,381	0,642	4,890	3,545	4,381	0,642	5,855	3,548	4,381	0,641
750	3,732	3,658	4,533	0,644	4,655	3,661	4,533	0,643	5,574	3,663	4,534	0,643
800	3,560	3,770	4,683	0,645	4,441	3,773	4,684	0,645	5,318	3,775	4,684	0,644
850	3,403	3,879	4,831	0,647	4,245	3,881	4,832	0,646	5,085	3,884	4,832	0,646
900	3,259	3,986	4,977	0,648	4,067	3,988	4,977	0,648	4,871	3,990	4,978	0,648
1000	3,005	4,195	5,264	0,652	3,751	4,197	5,264	0,651	4,535	4,198	5,264	0,651
1100	2,788	4,400	5,544	0,654	3,480	4,402	5,544	0,654	4,170	4,404	5,544	0,654

**Физические свойства некоторых марок сталей**  
**Теплопроводность стали  $\lambda$ , Вт/(м·К) [47]**

$t, ^\circ\text{C}$	Марка стали					
	22К	12МХ	15ХМ	12Х1МФ	25Х2МФА	12Х18Н10Т
100	49,5	50,2	44,5	41,3	42,0	16,3
200	47,7	50,2	41,3	40,8	41,5	17,5
300	45,5	50,2	40,8	40,3	41,1	18,8
400	43,5	48,6	39,0	39,7	39,5	21,4
500	41,5	47,0	36,1	39,0	—	23,0
600	39,3	46,0	33,7	38,2	—	24,6
700	—	44,0	—	37,4	—	26,8

**Температурный коэффициент линейного расширения стали  $\alpha$ ,  $10^{-6} \text{ К}^{-1}$  [47]**

$t, ^\circ\text{C}$	Марка стали					
	22К	12МХ	15ХМ	12Х1МФ	25Х2МФА	12Х18Н10Т
100	—	11,2	11,9	10,8	11,3	16,6
200	12,2	12,5	12,6	11,8	12,7	17,0
300	12,9	12,7	13,2	12,3	—	17,2
400	13,3	12,9	13,7	12,8	13,9	17,5
500	14,0	13,2	14,0	13,2	—	17,9
600	13,8	13,5	14,3	13,6	14,4	18,2
700	—	13,8	—	13,8	—	18,6

**Модуль упругости  $E$ ,  $10^4$  кгс/мм<sup>2</sup>, некоторых марок сталей [47]**

$t, ^\circ\text{C}$	Марка стали			
	22К	12МХ	15ХМ	12Х18Н10Т
20	2,07	2,07	2,04	1,98
100	2,04	2,06	—	1,94
200	2,01	2,0	—	1,89
300	1,96	1,95	—	1,82
400	1,87	1,89	1,89	1,74
500	1,76	1,78	1,78	1,66
550	1,71	—	—	1,61
600	1,62	1,70	1,69	1,57
650	—	—	—	1,52
700	—	—	—	1,47

Номинальные допускаемые напряжения  $[\sigma_H]$ , кгс/мм<sup>2</sup> для некоторых марок сталей, применяемых для изготовления змеевиков, корпусов, трубных досок и других деталей ПГ (по данным [33])

t, °C	Марка стали				
	22К	16ГС	16ГНМА	12Х1МФ	12Х2МФА
20	14,7	17,7	19,1	16,0	25,0
100	14,0	16,5	18,9	16,0	23,9
150	13,4	—	—	—	23,4
200	13,4	15,0	18,4	16,0	23,1
250	12,7	—	—	—	22,3
300	12,7	15,3	17,3	16,0	21,9
350	12,0	—	—	—	21,5
400	—	14,6	16,6	15,3	—
450	—	—	—	—	—
500	—	10,8	—	14,6	—
550	—	—	—	—	—
					Листы, поковки до 150 мм

t, °C	Марка стали				
	10ГН2МФА	25Х2М1Ф	10Х18Н10Т	12Х18Н10Т	10Х20Н46В
20	25,0	25,0	14,7	14,7	12,7
100	—	23,8	14,0	14,0	12,7
150	—	—	13,3	13,3	—
200	—	22,7	12,7	12,7	12,0
250	—	—	12,7	12,7	—
300	—	21,5	12,0	12,0	11,3
350	21,5	—	11,3	11,3	10,7
400	—	20,3	11,3	11,3	—
450	—	—	10,7	10,7	—
500	—	18,9	10,0	10,0	—
550	—	—	—	9,7	—
600	—	16,5	—	7,1	—
650	—	—	—	4,6	—
700	—	—	—	2,9	—
—	Листы, поковки	Поковки	—	—	—

Примечания: 1. Для стали 12Х2МФА значения приведены для категории КП-50.

2. Значения  $[\sigma_H]$  принимались равными наименьшему из двух значений:

$$[\sigma_H] = \sigma_B / 2,6 \text{ и } [\sigma_H] = \sigma_{0,2} / 1,5.$$

## ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПГ

## 1. Расчет ПГ, обогреваемого водой под давлением

В примере представлена последовательность выполнения и основные результаты вариантного расчета по выбору оптимальной скорости теплоносителя ПГ, производящего сухой насыщенный пар.

## 1.1. Исходные данные:

паропроизводительность ПГ:  $D=400$  кг/с;

параметры пара:  $p_2=6,4$  МПа;  $t_2''=t_s=279,8^\circ\text{C}$ ;

температура питательной воды:  $t_2'=220^\circ\text{C}$ ;

параметры теплоносителя:  $p_1=16$  МПа;  $t_1'=322^\circ\text{C}$ ;  $t_1''=288^\circ\text{C}$ .

1.2. Принципиальная тепловая схема ПГ. Питательная вода подается в опускной участок контура естественной циркуляции ПГ. Здесь она смешивается с водой, отсепарированной в циклонных сепараторах, поступает в межтрубное пространство теплопередающей поверхности, нагревается (на экономайзерном участке) до температуры кипения и частично испаряется на испарительном участке. Пароводяная смесь поступает в циклонные сепараторы, где происходит частичное отделение воды от пара. Окончательная осушка пара осуществляется в жалюзийных вертикальных сепараторах. Принципиальная тепловая схема ПГ представлена на рис. П.1.

1.3. Конструкционная схема ПГ (представлена на рис. 4.12, б).

1.4. Тепловая мощность ПГ; расход теплоносителя;  $t, Q$ -диаграмма ПГ. Для рассчитываемого ПГ уравнение теплового баланса (11.1) имеет следующий вид:

$$Q_{\text{ПГ}} = Q_{\text{э}} + Q_{\text{и}} = (D + D_{\text{пр}})(h' - h_{\text{п.в}}) + Dr = G(h_1^{\text{вх}} - h_{1\text{и}}^{\text{вых}})\eta_{\text{ПГ}}.$$

Продувка ПГ  $D_{\text{пр}}$  принимается предварительно равной 0,5 %  $D$ . Значения  $h'$ ,  $h_{\text{п.в}}$ ,  $r$ ,  $h_1^{\text{вх}}$ ,  $h_{1\text{и}}^{\text{вых}}$  определяются по таблице приложения I.

Тепловая мощность ПГ

$$Q_{\text{ПГ}} = 736 \cdot 10^3 \text{ кДж/с}; \quad Q_{\text{э}} = 118 \cdot 10^3 \text{ кДж/с}; \quad Q_{\text{и}} = 618 \cdot 10^3 \text{ кДж/с}.$$

Из уравнения теплового баланса определяется расход теплоносителя

$$G = 3980 \text{ кг/с}.$$

Из уравнения теплового баланса испарительной части ПГ

$$Q_{\text{и}} = G(h_1^{\text{вх}} - h_{1\text{и}}^{\text{вых}})\eta_{\text{ПГ}} = Dr$$

определяется энтальпия теплоносителя на выходе из испарительной части ПГ:  $h_{1\text{и}}^{\text{вых}} = 1304,4$  кДж/кг, которой соответствует температура  $t_{1\text{и}}' = 293,8^\circ\text{C}$ .

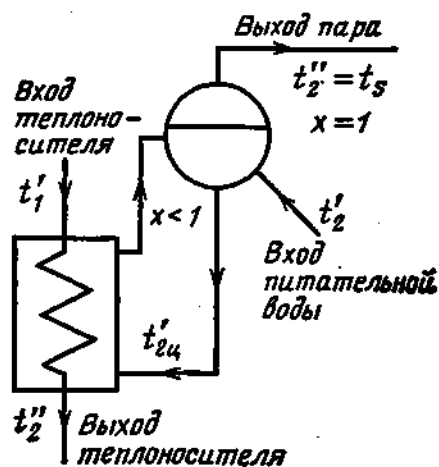


Рис. П.1. Принципиальная тепловая схема ПГ с водным теплоносителем

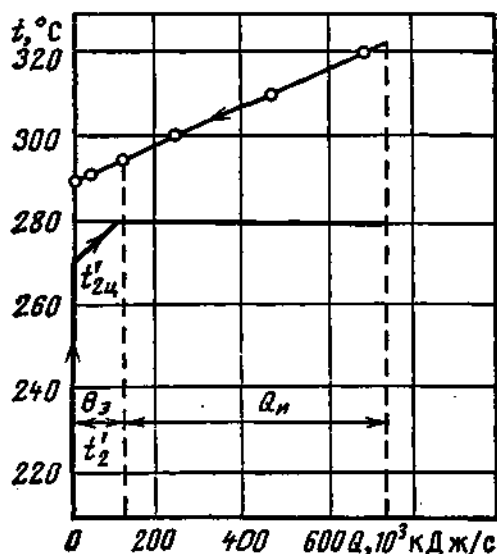


Рис. П.2.  $t, Q$ -Диаграмма ПГ

$t, Q$ -Диаграмма ПГ представлена на рис. П.2, где  $t'_2 = 220^\circ\text{C}$  — температура питательной воды на входе в ПГ.  $t'_{2ц}$  — температура воды при смешении питательной воды с водой контура естественной циркуляции. Вертикальная линия  $t'_2 - t'_{2ц}$  изображает процесс повышения температуры в этом процессе.

Температура  $t'_{2ц}$  может быть определена при решении уравнения баланса теплоты при смешении двух потоков:

$$D_{ц} h_{ц} = D h_{п.в} + (D_{ц} - D) h',$$

где  $D_{ц}$  — расход воды в опускном участке контура естественной циркуляции, кг/с.

Если  $k_{ц} = D_{ц}/D$  — кратность циркуляции контура, то предыдущее уравнение может быть записано так:

$$k_{ц} h_{ц} = h_{п.в} + (k_{ц} - 1) h'.$$

Тогда энтальпия  $h_{ц}$ , соответствующая температуре  $t'_{2ц}$ , будет равна

$$h_{ц} = [h_{п.в} + (k_{ц} - 1) h'] / k_{ц}.$$

Для того чтобы рассчитать  $h_{ц}$ , надо знать значение  $k_{ц}$ . На данном этапе расчета этой величиной задаются с последующей проверкой.

Для рассчитываемого ПГ допустимый диапазон рекомендуемых значений  $k_{ц}$  от 4 до 8—10. Если принять  $k_{ц} = 6$ , то  $h_{ц} = 1186$  кДж/кг, и соответствующая этой энтальпии температура  $t'_{2ц} = 270^\circ\text{C}$  (по таблице приложения I).

1.5. Выбор материала и диаметра труб теплопередающей поверхности и коллектора теплоно-

сителя, материала корпуса. Согласно § 12.1 выбирают следующие марки стали: для труб теплопередающей поверхности — 12X18H10T; для коллектора теплоносителя — 10ГН2МФА, плакированная со стороны, омываемой теплоносителем, сталью 12X18H10T; для элементов корпуса — 10ГН2МФА.

В примере представлен расчет варианта ПГ с наружным диаметром труб  $d_n = 14$  мм ( $14 \cdot 10^{-3}$  м).

Внутренний диаметр коллектора теплоносителя  $d_{в.к}$  принят равным 1,26 м.

1.6. Расчет толщины стенок труб теплопередающей поверхности, входной и выходной камер коллектора теплоносителя.

Толщина стенки труб теплопередающей поверхности рассчитывается по (14.2).

Расчетное давление теплоносителя:  $p_{1p} = 0,9 \cdot 1,25 \cdot p_1 = 18$  МПа (1,83 кгс/мм<sup>2</sup>).

Для расчета номинального допускаемого напряжения необходимо знать температуру стенки трубы во входном (по теплоносителю) сечении  $t_{ст.р}$ .

Точное значение  $t_{ст.р}$  можно определить по формуле

$$t_{ст.р} = 0,5 \{ [t'_1 - (k/\alpha_1)(t'_1 - t_s)] + [t_s + (k/\alpha_2)(t'_1 - t_s)] \},$$

где  $k$ ,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — соответственно коэффициент теплопередачи, коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К), коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу на входном (по теплоносителю) участке трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К). В первом приближении (с последующей проверкой) можно принять  $t'_{ст.р} = 0,5(t'_1 + t_s) = 301$  °С.

При  $t = 301$  °С для стали 12X18H10T  $[\sigma_n] = 12$  кгс/мм<sup>2</sup> (см. таблицу приложения XI).

Коэффициент прочности для труб  $\varphi = 1$ .

Расчетная толщина стенки [по (14.2)]

$$\delta_p = 0,993 + C.$$

Прибавка к толщине на минусовой допуск  $C_1 = 0,11(\delta_p - C_1) = 0,108$  мм. Прибавка на утонение стенки за счет коррозии  $C_2 = 0$ .

Прибавка на утонение стенки изогнутой части трубы рассчитывается по (14.6). Для расчета овальность трубы  $\alpha$  принимается равной 12 %, а толщина стенки  $\delta = 1,4$  мм (с последующей проверкой), тогда  $C_4 = 0,222$  мм и  $C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = 0,33$  мм;  $\delta_p = 1,323$  мм.

Ближайшая большая толщина стенки по ГОСТ на трубы из стали 12X18H10T равна 1,4 мм. Она и принимается в качестве толщины стенки труб теплопередающей поверхности  $\delta = 1,4$  мм.

Внутренний диаметр труб  $d_{в} = d_n - 2\delta = 11,2$  мм  $= 11,2 \cdot 10^{-3}$  м.

Площадь живого сечения трубы  $f_{тр} = (\pi/4)d_{в}^2 = 9,85 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>.

Для расчета толщины стенки входной и выходной камеры коллектора теплоносителя необходимо выбрать внутренний диаметр

камер  $d_{в.к}$  (см. § 11.3). В данном примере он принимается равным 1,26 м.

Толщина стенки рассчитывается по (14.1).

Расчетная температура стенки камер  $t_{ст.р} \geq t_1' = 330^\circ\text{C}$  (см. § 14.2). При этой температуре для стали 10ГН2МФА  $[\sigma_n] = 19,6 \text{ кгс/мм}^2$  (см. таблицу приложения XI).

Согласно рекомендациям § 11.3 выбираем: шахматное расположение отверстий в камерах для присоединения труб теплопередающей поверхности; продольный шаг расположения отверстий (см. рис. 14.1)  $s_{1к} = 30 \text{ мм} \geq 2d_n$ ; поперечный шаг по окружности внутренней поверхности камер  $s_{2к} = 26 \text{ мм}$ ; тогда число отверстий в поперечном ряду  $n_{2к} = \pi d_{в.к} / s_{2к} = 153$ .

Предварительно принимаем (с последующей проверкой) толщину стенки камер  $\delta_k = 190 \text{ мм}$ .

Средний диаметр камер  $d_{с.к} = d_{в.к} + \delta_k' = 1450 \text{ мм}$ .

Поперечный шаг по средней окружности

$$s_{2к,с} = s_{2к} d_{с.к} / d_{в.к} = 30 \text{ мм}.$$

Коэффициенты прочности камер рассчитываются по (14.3) — (14.5) для направлений соответственно:

продольного  $\varphi_1 = 0,526$ ;

поперечного  $\varphi_2 = 1,052$ ;

диагонального  $\varphi_3 = 0,366$ .

Для расчета толщины стенки камер принимается меньшее значение коэффициента прочности  $\varphi_3 = 0,366$ .

Расчетная толщина стенки камер  $\delta_k^p = 185 + C$ . При  $C = 1 \text{ мм}$   $\delta_k^p = 186 \text{ мм}$ . Принимаем толщину стенки камер коллектора теплоносителя:  $\delta_k = 190 \text{ мм} = 0,19 \text{ м}$ . Полученная расчетная толщина стенки совпадает с предварительно принятой.

Наружный диаметр камер  $d_{н.к} = d_{в.к} + 2\delta_k = 1,64 \text{ м}$ .

1.7. Число труб теплопередающей поверхности. Полученные в пп. 1.4—1.6 данные являются общими для всех вариантов, различающихся скоростью теплоносителя.

Число труб теплопередающей поверхности и другие рассчитываемые далее характеристики ПГ зависят от скорости теплоносителя. Поэтому для дальнейших расчетов необходимо выбрать диапазон изменения скорости теплоносителя. Согласно рекомендациям § 11.5 в данном примере диапазон изменения скорости теплоносителя в трубах выбран от 3 до 5 м/с.

Пример расчета числа труб теплопередающей поверхности представлен в табл. XII.1.

1.8. Тепловой расчет. Тепловой расчет выполняется отдельно для испарительного и экономайзерного участков ПГ.

1.8.1. Расчет площади теплопередающей поверхности испарительного участка ПГ. Исходные данные  $Q_n = 618 \cdot 10^3 \text{ кДж/с}$ ;  $t_{1н} = t_1' = 322^\circ\text{C}$ ;  $t_{1н}' = 293,8^\circ\text{C}$  (см. п. 1.4);  $t_{2н} = t_{2н}' = t_s = 279,8^\circ\text{C}$ .

Площадь теплопередающей поверхности рассчитывается по формуле [см. (11.6)]  $S_n = Q_n / (k_n \Delta t_{ср.н})$ .

Таблица XII.1. Число труб теплопередающей поверхности

Величина	Обозначение, расчетная формула	Вариант		
		1	2	3
Скорость теплоносителя на входе в трубы, м/с (принимается)	$w_{1вх}$	3,5	4,5	5,5
Удельный объем теплоносителя при $t'_1$ и $p_1$ , кг/м <sup>3</sup>	$v'_1$	$1,48 \cdot 10^{-3}$	$1,48 \cdot 10^{-3}$	$1,48 \cdot 10^{-3}$
Площадь живого сечения трубы, м <sup>2</sup>	$f_{тр}$ (см. п. 1.6)	$9,85 \cdot 10^{-5}$	$9,85 \cdot 10^{-5}$	$9,85 \cdot 10^{-5}$
Расчетное число труб теплопередающей поверхности	$n' = Gv'_1 / (w_{1вх} f_{тр})$	17 100	13 300	10 880
Число отверстий в поперечном ряду камер коллектора	$n_{2к} = \pi d_{в.к} / s_{2к}$	153	153	153
Число (расчетное) поперечных рядов в камере	$n'_{1к} = n' / n_{2к}$	114	88,5	72,5
Число поперечных рядов в камере (принимается)	$n_{1к}$	114	90	72
Число труб теплопередающей поверхности ПГ (с учетом уменьшения из-за приварки к камерам дистанционирующих пластин)	$n_{тр} = n_{1к}(n_{2к} - 3)$	17 100	13 500	10 800

Так как отношение  $d_n/d_v = 14/11,2 < 2$ , то коэффициент теплопередачи  $k_n$  рассчитывается по (11.11).

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы рассчитывается по (6.4). Он зависит от температуры теплоносителя, т. е. будет переменным по длине труб теплопередающей поверхности.

Теплоотдача к рабочему телу в испарителе происходит в условиях кипения в большом объеме. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$ , рассчитываемый по (6.26), зависит от удельного теплового потока,

который изменяется по длине труб теплопередающей поверхности. Следовательно, будет переменным по длине труб и коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$ , и коэффициент теплопередачи  $k_n$ . Согласно рекомендациям § 11.5 в этом случае рассчитываются коэффициенты теплопередачи на входном  $k_{вх}$  и выходном  $k_{вых}$  (по теплоносителю) участках испарителя и среднее значение коэффициента теплопередачи  $k_n$  [см. (11.30)].

Для расчета  $\alpha_1$  на входном  $\alpha_{1вх}$  и выходном  $\alpha_{1вых}$  участках испарителя необходимо по соответствующим таблицам определить физические параметры теплоносителя  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\lambda$ ,  $R_g$  при температурах  $t_1'$  и  $t_1''$ , рассчитать скорость теплоносителя  $w_{1вх}$  и  $w_{1вых}$  по формуле  $w = G / (\rho n_{тр} f_{тр})$  и критерий  $Re$ .

Входящие в (6.4) поправочные коэффициенты  $C_t$  и  $C_l$  в данном расчете можно принять равными единице.

Так как в реальных условиях на стенках труб теплопередающей поверхности образуются оксидные пленки, то при расчете коэффициента теплопередачи необходимо учесть их термическое сопротивление ( $R_{ок}$ ,  $m^2 \cdot K / кВт$ ). Для этого в (11.11) надо вместо величины  $\delta_{ст} / \lambda_{ст}$  подставить выражение  $(\delta_{ст} / \lambda_{ст}) + 2R_{ок}$ , где величина  $R_{ок}$  принимается согласно данным § 8.1;  $\lambda_{ст}$  — коэффициент теплопроводности стенки труб теплопередающей поверхности, зависит от температуры стенки  $t_{ст}$ . На данном этапе расчета  $t_{ст}$  не может быть рассчитана и принимается ориентировочно (с последующей проверкой)  $t_{ст} \approx t_s + 0,3(t_1 - t_s)$ , где  $t_1 = t_1'$  — для входного и  $t_1 = t_1''$  — для выходного участков.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  рассчитывается по (6.26)

$$\alpha_2 = Aq^{0.7}.$$

Так как  $q = k\Delta t$ , а  $k$  является функцией  $\alpha_2$  [ $k = f(\alpha_2)$ ], то  $\alpha_2 = A[k(\alpha_2)\Delta t]^{0.7}$ .

Это уравнение решают методом последовательных приближений: ориентировочно принимается значение  $q'$ , рассчитываются значения  $\alpha_2'$  и  $k'$ , затем определяются  $q'' = k'\Delta t$  и отношение  $q'/q''$ . Если выполняется условие  $0,95 \leq q'/q'' \leq 1,05$ , то расчет заканчивается. Если условие не выполняется, то расчет продолжается. При этом в качестве нового значения  $q$  выбирается  $q''$ . Для первой итерации величина  $q'$  может быть принята равной  $q' = (0,7 \div 0,8) \times \Delta t / (1/\alpha_1 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 2R_{ок})$ .

В табл. XII.2 представлены результаты теплового расчета испарительного участка ПГ.

**1.8.2. Расчет площади теплопередающей поверхности экономайзерного участка ПГ.** Исходные данные:  $Q_3 = 118 \cdot 10^3$  кДж/с;  $t_{13} = t_{1н} = 293,8^\circ C$ ;  $t_{13}' = t_{1н}' = 288^\circ C$ ;  $t_{23} = t_{2н} = 270^\circ C$  (при  $k_n = 6$ );  $t_{23}' = t_s = 279,8^\circ C$ .

На экономайзерный участок ПГ поступает вода, недогретая до  $t_s$ . Так как на всем участке температура теплоносителя  $t_{13} > t_s = 279,8^\circ C$ , а недогрев до  $t_s$  рабочего тела относительно невелик ( $9,8^\circ C$  на входе), то теплоотдача от стенки труб к рабочему телу

Т а б л и ц а XII.2. Расчет площади теплопередающей поверхности испарительного участка ПГ

Величина	Обозначение, расчетная формула	Вариант		
		1	2	3
Коэффициент теплоотдачи на входном участке, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_{1вх}$ , формула (6.11)	25,3	30,7	36,8
Термическое сопротивление стенки трубы и оксидных пленок, м <sup>2</sup> ·К/кВт	$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + 2R_{ок}$	$8,95 \cdot 10^{-2}$	$8,95 \cdot 10^{-2}$	$8,95 \cdot 10^{-2}$
Удельный тепловой поток, Вт/м <sup>2</sup> (принимается)	$q'_{вх}$	$2,9 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$3,2 \cdot 10^5$
Коэффициент теплоотдачи, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha'_{2вх}$	54,9	56,1	58,6
Коэффициент теплопередачи, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k'_{вх}$	6,76	7,12	7,45
Удельный тепловой поток, Вт/м <sup>2</sup>	$q''_{вх} = k'_{вх}(t'_1 - t_s)$	$2,86 \cdot 10^5$	$3,01 \cdot 10^5$	$3,15 \cdot 10^5$
Проверка отношения	$q'/q''$	1,015	0,996	1,015
Коэффициент теплопередачи во входном сечении испарительного участка, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_{вх} = k'_{вх}$	6,76	7,12	7,45
Коэффициент теплоотдачи в выходном сечении испарителя, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_{вых}$	5,6	5,89	6,15
Отношение	$k_{вх}/k_{вых}$	1,207	1,218	1,211
Средний коэффициент теплопередачи на испарительном участке, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_n = 0,5(k_{вх} + k_{вых})$	6,18	6,5	6,8
Среднелогарифмический температурный напор на испарительном участке, °С	$\Delta t_{ср. н}$	25,7	25,7	25,7
Расчетная площадь теплопередающей поверхности испарительного участка ПГ, м <sup>2</sup>	$S^p_n$	$3,89 \cdot 10^3$	$3,7 \cdot 10^3$	$3,54 \cdot 10^3$

возможна в условиях омывания некипящей водой, если температура наружной поверхности стенки труб  $t_{ст.н} < t_s$ , и в условиях поверхностного кипения недогретой до  $t_s$  воды, если  $t_{ст.н} > t_s$  (см. § 12.6).  $t_{ст.н}$  может быть рассчитана по следующей формуле:

$$t_{ст.н} = t_{1э} - \Delta t_э k_э [1/\alpha_{1э} + (\delta_{ст}/\lambda_{ст} + 2R_{ок})_э],$$

где  $t_{1э}$  — температура теплоносителя на экономайзерном участке;  $\Delta t_э = t_{1э} - t_{2э}$  — температурный напор;  $k_э$ ,  $\alpha_{1э}$  и  $[(\delta_{ст}/\lambda_{ст}) + 2R_{ок}]_э$  —

Таблица XII.3. Расчет площади теплопередающей поверхности экономайзерного участка ПГ

Величина	Обозначение, расчетная формула	Вариант		
		1	2	3
Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_{12}$	23,1	28	33,3
Термическое сопротивление стенки и оксидных пленок, м <sup>2</sup> ·К/кВт	$(\delta_{ст}/\lambda_{ст} + 2R_{ок})_2$	$9,07 \cdot 10^{-2}$	$9,07 \cdot 10^{-2}$	$9,07 \cdot 10^{-2}$
Удельный тепловой поток, Вт/м <sup>2</sup> (принимается)	$q'_2$	$61 \cdot 10^3$	$63 \cdot 10^3$	$65 \cdot 10^3$
Коэффициент теплоотдачи, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha'_{23}$	18,41	18,82	19,23
Коэффициент теплопередачи, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k'_2$	5,32	5,59	5,72
Удельный тепловой поток, Вт/м <sup>2</sup>	$q''_2 = k'_2 \Delta t_{ср. 2}$	$59,0 \cdot 10^3$	$62,0 \cdot 10^3$	$63,5 \cdot 10^3$
Проверка отношения $q'/q''$	$q'_2/q''_2$	1,034	1,016	1,024
Коэффициент теплопередачи на экономайзерном участке, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_2 = k'_2$	5,32	5,59	5,72
Расчетная площадь теплопередающей поверхности экономайзерного участка ПГ, м <sup>2</sup>	$S^p_2 = \frac{Q_2}{k_2 \Delta t_{ср. 2}}$	$2 \cdot 10^3$	$1,9 \cdot 10^3$	$1,86 \cdot 10^3$

соответственно коэффициенты теплопередачи и теплоотдачи от теплоносителя к стенке и термическое сопротивление стенки трубки и оксидных пленок на экономайзерном участке.

Расчеты показали, что во входном (по теплоносителю) сечении  $t_{ст.н}$  будет превышать  $t_s$  примерно на 5 °С, а в выходном сечении будет меньше  $t_s$  примерно на 2,8 °С, т. е. более 2/3 всей теплопередающей поверхности экономайзерного участка будет работать в условиях  $t_{ст.н} > t_s$ , т. е. в условиях теплоотдачи при поверхностном кипении недогретой до  $t_s$  воды.

Учитывая это обстоятельство, в данном примере расчета ПГ средний коэффициент теплопередачи для экономайзерного участка рассчитывали для режима теплоотдачи при поверхностном кипении недогретой до температуры воды в межтрубном пространстве ПГ.

Коэффициент теплопередачи на экономайзерном участке рассчитывался по средней температуре теплоносителя

$$t_{1\text{ ср. 2}} = 0,5 [t'_{12} + t'_{13}] = 290,9 \text{ °С}$$

и среднему (для всего участка) температурному напору  $\Delta t_{ср. 2}$ .

Коэффициент теплоотдачи при поверхностном кипении недогретой до  $t_s$  воды рассчитывается по (6.26) методом последовательных приближений.

Основные результаты теплового расчета экономайзерного участка ПГ представлены в табл. XII.3.

1.8.3. Проверка ориентировочно принятых ранее значений температуры стенки. При расчете толщины стенки труб теплопередающей поверхности (см. п. 1.6) для определения номинального допускаемого напряжения температура стенки (во входном по теплоносителю сечении ПГ) принималась равной

$$t'_{ст.р} = 0,5 (t'_1 + t_s) = 301 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Расчетное значение температуры стенки в этом сечении будет равно (для варианта № 1)

$$\begin{aligned} t_{ст.р} &= 0,5 \{ [t'_1 - (k_{вх}/\alpha_{1 вх}) (t'_1 - t_s)] + [t_s + (k_{вх}/\alpha_{2 вх}) (t'_1 - t_s)] \} = \\ &= 0,5 \{ [322 - (6,76/25,3) (322 - 279,8)] + \\ &+ [279,8 + (6,76/54,9) (322 - 279,8)] \} = 298 \text{ }^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

Отношение  $t'_{ст.р}/t_{ст.р} = 301/298 = 1,01$ , что допустимо при расчете  $[\sigma_n]$ .

Аналогично проверяется принятое значение температуры стенки для определения коэффициента теплопроводности труб.

1.8.4. Площадь теплопередающей поверхности, длина и масса труб ПГ. Расчетная площадь теплопередающей поверхности ПГ  $S_p = S_{н^p} + S_{з^p}$ .

Так как в процессе эксплуатации ПГ возможно образование отложений, образование течей в отдельных трубках и их заглушка, то фактическая площадь теплопередающей поверхности рассчитывается с некоторым запасом

$$S = k_z S_p.$$

Таблица XII.4. Площадь теплопередающей поверхности, длина и масса труб

Величина	Обозначение, расчетная формула	Вариант		
		1	2	3
Коэффициент запаса по теплопередающей поверхности	$k_z$	1,15	1,15	1,15
Расчетная площадь теплопередающей поверхности ПГ, м <sup>2</sup>	$S_p = S_{н^p} + S_{з^p}$	$5,89 \cdot 10^3$	$5,6 \cdot 10^3$	$5,4 \cdot 10^3$
Площадь теплопередающей поверхности ПГ, м <sup>2</sup>	$S = 1,15 S_p$	$6,77 \cdot 10^3$	$6,44 \cdot 10^3$	$6,21 \cdot 10^3$
Длина труб теплопередающей поверхности ПГ, м	$L = S/(\pi d_{ср})$	$171 \cdot 10^3$	$163 \cdot 10^3$	$157 \cdot 10^3$
Длина одной трубы, м	$l = L/n_{тр}$	10	12,1	14,5
Масса труб, т	$m_{тр} = m_l L \cdot 10^{-3}$	59,7	56,9	54,8
$m_l$ —масса 1 м трубы 14×1,4	$m_l = 0,349 \text{ кг/м}$	—	—	—

Значение коэффициента запаса  $k_z$  выбирается из интервала от 1,1 до 1,25.

Результаты расчета представлены в табл. XII.4.

1.9. Конструкционный расчет ПГ. Задача конструкционного расчета ПГ — определение размеров и массы основных элементов конструкции ПГ. Ранее (см. пп. 1.5, 1.6, 1.7, 1.8) определены диаметр, толщина стенки, число, длина и масса труб теплопередающей поверхности ПГ, диаметр, толщина стенки и расположение отверстий для присоединения труб входной (раздающей) и выходной (собирающей) камер коллектора теплоносителя.

Результаты конструкционного расчета представлены в табл. XII.5.

1.9.1. Конструкционные характеристики пучка труб теплопередающей поверхности ПГ. Пучок труб образован трубами, изогнутыми в виде винтовых змеевиков, и расположен в кольцевом объеме между коллектором теплоносителя и корпусом ПГ. Змеевики образуют концентрические слои навивки. Каждый змеевик состоит из двух прямых участков и изогнутой части. Длина прямых участков равна расстоянию от входной и выходной камер коллектора до соответствующего слоя навивки.

Первый слой навивки образован змеевиками, присоединенными к нижнему поперечному ряду отверстий входной камеры теплоносителя и к верхнему поперечному ряду выходной. Диаметр первого слоя навивки

$$\begin{aligned} d_{1\text{ сл}} &= d_{\text{н.к}} + 2(0,041 + 3,5d_{\text{н}}) = \\ &= 1,64 + 2(0,041 + 3,5 \cdot 14 \cdot 10^{-3}) = 1,82 \text{ м,} \end{aligned}$$

где  $d_{\text{н.к}}$  — наружный диаметр камер теплоносителя; 0,041 м — длина прямого участка змеевика первого слоя навивки.

Если принять, что змеевики, выходящие из одного поперечного ряда камер коллектора, образуют один слой навивки, то диаметр последнего,  $m$ -го слоя будет равен [см. (12.54)]

$$d_{m\text{ сл}} = d_{1\text{ сл}} + 2(M - 1),$$

где  $M$  — число слоев навивки, равное числу поперечных рядов в камере  $n_{\text{1к}}$  (см. п. 1.8.1).

Если принять шаг между слоями навивки  $s_{1\text{ сл}} = 1,5d_{\text{н}} = 0,021$  м, то  $d_{m\text{ сл}}$  будет равен для вариантов № 1—3 соответственно: вариант № 1 — 7,4, вариант № 2 — 5,6, вариант № 3 — 5,1 м. Так как наружный диаметр корпуса ПГ  $d_{\text{н.кор}} > d_{m\text{ сл}}$ , то диаметр корпуса в этом случае значительно превысит допустимые (по условиям транспортировки) размеры.

Для того чтобы уменьшить диаметр последнего слоя навивки, а следовательно, и корпуса ПГ, пучок труб может быть составлен следующим образом: в части слоев навивки (в первой группе слоев), ближайшей к коллектору, каждый слой навивки образуется змеевиками, присоединенными к одному поперечному ряду отверстий камер; во второй группе слоев, следующих за слоями первой

группы, каждый слой навивки образуется двумя рядами змеевиков, присоединенными к двум поперечным рядам отверстий в камерах; в третьей группе слоев каждый слой навивки образуется тремя рядами, присоединенными соответственно к трем рядам поперечных отверстий камер.

Если  $n_I, n_{II}, n_{III}$  — число слоев навивки в первой—третьей группах, то  $M = n_I + n_{II} + n_{III}$ .

Для рассчитываемого ПГ принято  $n_I = n_{II} = n_{III}$ .

Между числом слоев навивки и числом поперечных рядов отверстий в камере имеется такое соотношение:

$$1 n_I + 2 n_{II} + 3 n_{III} = n_{1K}$$

или

$$1 n_I + 2 n_I + 3 n_I = n_{1K}$$

и

$$n_I = (1/6) n_{1K} = n_{II} = n_{III}.$$

Отсюда число слоев навивки

$$M = (1/6) n_{1K} \cdot 3 = (1/2) n_{1K},$$

т. е. число слоев навивки равно только половине числа рядов отверстий камер. Это значительно уменьшает диаметр последнего слоя навивки.

Для принятой конструкции трубного пучка рассчитываются:

диаметры первого и последнего ( $m$ -го) слоя в каждой группе слоев навивки

$$d_{I-1} = d_{1\text{ сл}}; \quad d_{Im} = d_{1\text{ сл}} + 2(n_I - 1)s_{1\text{ сл}};$$

$$d_{II-1} = d_{Im} + 2s_{1\text{ сл}}; \quad d_{II m} = d_{II-1} + 2(n_{II} - 1)s_{1\text{ сл}};$$

$$d_{III-1} = d_{II m} + 2s_{1\text{ сл}}; \quad d_{III m} = d_{III-1} + 2(n_{III} - 1)s_{1\text{ сл}};$$

внутренний диаметр обечайки трубного пучка  $d_{в.об} = d_{III m} + s_{1\text{ сл}};$

наружный диаметр обечайки  $d_{н.об} = d_{в.об} + 2\delta_{об}$ , где  $\delta_{об} = 5 \div 10$  мм — толщина обечайки;

средний диаметр межтрубного пространства

$$d_{ср.м.п} = 0,5 (d_{1\text{ сл}} + d_{III m});$$

живое (проходное) сечение межтрубного пространства

$$f_{м.п} = \pi d_{ср.м.п} M (s_{1\text{ сл}} - d_n).$$

Кроме поперечных размеров пучка труб необходимо определить также высоту его, углы навивки в различных слоях, шаг между трубками в слоях навивки. Методика расчета изложена в § 12.5. Для первого слоя навивки рассчитываются:

$$\text{шаг навивки } s_{1\text{ сл}}^H = n_{2K} s_{2\text{ сл}},$$

где  $n_{2K}$  — число трубок в первом слое навивки, равное числу отверстий в одном поперечном ряду камер коллектора (см. табл. XII.2);  $s_{2\text{ сл}}$  — шаг между трубками в первом слое навивки, принимается равным  $(1,15 \div 1,5) d_n$ ;

угол навивки  $\beta_{1\text{сл}} = \arctg (s_{1\text{сл}}^H / \pi d_{1\text{сл}})$ ;

длина одного витка  $l_{1\text{сл}}^B = \pi d_{1\text{сл}} / \cos \beta_{1\text{сл}}$ ;

длина изогнутой части трубы  $l_{1\text{сл}}^{\text{из}} = l - (d_{1\text{сл}} - d_{\text{н.к}})$ , где  $d_{\text{н.к}}$  — наружный диаметр камер коллектора теплоносителя (см. п. 1.6.2);

число витков  $z_{1\text{сл}} = l_{1\text{сл}}^{\text{из}} / l_{1\text{сл}}^B$ ;

высота первого слоя навивки  $H_{1\text{сл}} = z_{1\text{сл}} s_{1\text{сл}}^H$ .

Для последнего слоя навивки определяются:

высота  $H_{\text{III}m} = H_{1\text{сл}} + 2[0,5s_{1\text{к}}(n_{1\text{к}} - 1)]$ , где  $s_{1\text{к}}$  — продольный шаг расположения отверстий в камерах коллектора (см. п. 1.6.2 и рис. 14.1);

длина прямых участков труб  $l_{\text{III}m}^{\text{пр}} = d_{\text{III}m} - d_{\text{н.к}}$ ;

длина изогнутого участка труб  $l_{\text{III}m}^{\text{из}} = l - l_{\text{III}m}^{\text{пр}}$ ;

угол навивки  $\beta_{\text{III}m} = \arcsin (H_{\text{III}m} / l_{\text{III}m}^{\text{из}})$ ;

число витков  $z_{\text{III}m} = (l_{\text{III}m}^{\text{из}} \cos \beta_{\text{III}m} / \pi d_{\text{III}m})$ ;

шаг между трубками  $s_{\text{III}m\text{сл}} = H_{\text{III}m} / (z_{\text{III}m} 3n_{2\text{к}})$ .

Если окажется, что  $l_{\text{III}m}^{\text{из}} < H_{\text{III}m}$ , то изготовить змеевик невозможно. В этом случае необходимо уменьшить длину труб, входящих в первую группу слоев навивки, и увеличить длину труб, образующих третью группу слоев навивки, так, чтобы общая длина труб  $L$  осталась неизменной. В этом случае трубы теплопередающей поверхности будут разной длины.

**1.9.2. Корпус ПГ.** Состоит из цилиндрической части и двух эллиптических днищ: нижнего и верхнего. Материал корпуса из стали марки 10ГН2МФА. Внутренний диаметр корпуса  $d_{\text{в.кор}}$  зависит от диаметра последнего слоя навивки пучка труб и ширины кольцевого канала между обечайкой трубного пучка и корпусом. Кольцевой канал является опускным участком контура естественной циркуляции рабочего тела. От площади проходного сечения канала зависит скорость воды в опускном участке

$$w_{\text{оп}} = k_{\text{ц}} D / f_{\text{оп}} \rho_{\text{оп}},$$

где  $f_{\text{оп}} = (\pi/4) (d_{\text{в.кор}}^2 - d_{\text{н.об}}^2)$ .

Значения  $w_{\text{оп}}$  (см. § 8.5) не должны превышать 2—2,5 м/с. Выбрав значение  $w_{\text{оп}}$  (в примере принято  $w_{\text{оп}} = 2$  м/с) и зная величину  $d_{\text{н.об}}$  (см. п. 1.9.1), можно рассчитать (для принятого значения  $k_{\text{ц}}$ )  $d_{\text{в.кор}}$ .

Толщина стенки корпуса и эллиптических днищ рассчитывается по (14.1) и (14.7) соответственно.

Расчетное давление  $p_{2\text{р}} = 0,9 \cdot 1,25 p_2$ .

Расчетная температура для выбора номинального допускаемого напряжения  $[\sigma_{\text{н}}]$   $t_{2\text{р}} = 280^\circ\text{C}$ .

Имеющиеся в корпусе и днищах отверстия укреплены патрубками, штуцерами или накладками. Толщина и высота патрубков, штуцеров и накладок, укрепляющих отверстия, рассчитываются по методике, изложенной в [33]. При укрепленных отверстиях коэффициент прочности для элементов корпуса  $\phi = 1$ .

Высота цилиндрической части корпуса ПГ  $H_{\text{кор}}$  зависит от высоты последнего слоя навивки  $H_{\text{III м}}$ , а также от высоты, необходимой для размещения сепарационных и других внутрикорпусных устройств. Высота определяется по эскизному чертежу ПГ.

Масса всех элементов конструкции ПГ рассчитывается по формуле  $m_i = V_i \rho_i$ , где  $V_i$  — объем элемента,  $\text{м}^3$ ;  $\rho_i$  — плотность стали,  $\text{т/м}^3$ .

**1.9.3. Коллектор теплоносителя.** Определяются размеры и масса следующих элементов коллектора: входной и выходной камер, соединительной обечайки, наружной обечайки, днищ (все перечисленные элементы выполнены из стали марки 10ГН2МФА и плакированы с внутренней стороны сталью 12Х18Н10Т) и разделительной обечайки (выполненной из стали 12Х18Н10Т).

Расчетное давление для всех элементов коллектора (кроме разделительной обечайки)  $p_{1p} = 0,9 \cdot 1,25 p_1$ ; расчетная температура  $t_{1p} = 330^\circ\text{C}$ .

Расчет толщины стенки камер выполнен в п. 1.6.

Расчет остальных элементов коллектора выполняется по соответствующим формулам § 14.2.

**1.9.4. Система подачи питательной воды, размеры входных и выходных патрубков теплоносителя и рабочего тела.** Система подачи питательной воды состоит из тороидального коллектора, выполненного из трубы диаметром  $377 \times 10$  мм, и приваренных к нему раздающих труб диаметром  $60 \times 2$  мм. При выборе диаметра коллектора необходимо проверить скорость питательной воды в нем: она не должна превышать 5—6 м/с. Скорость воды в раздающих трубах  $w_{p.t} \approx (1,3 \div 1,8) w_{p.k}$ . Определив скорость воды в раздающих трубах и выбрав трубку ( $d_{\text{нхдст}}$ ), можно определить число раздающих трубок из уравнения

$$D_{\text{п.в}} v_{\text{п.в}} = (\pi/4) d_{\text{в.р.т}}^2 n_{\text{р.т}} w_{\text{р.т}}$$

Внутренние диаметры патрубков теплоносителя и рабочего тела определяются по допустимой скорости воды и пара в трубопроводах и паропроводах, которая в 2—3 раза выше допустимой скорости среды в трубах теплопередающей поверхности (см. § 11.3 и 12.5).

Полученный путем расчета по допустимой скорости среды внутренний диаметр патрубка должен быть изменен до ближайшего большего или меньшего внутреннего диаметра трубы по ГОСТ.

Для рассчитываемого ПГ получено: внутренний диаметр патрубков входа и выхода теплоносителя 0,85 м; внутренний диаметр патрубка входа питательной воды 0,3 м; внутренний диаметр патрубка выхода пара 0,6 м.

**1.9.5. Расчет сепарационных устройств.** В ПГ применены принудительная сепарация пара в осевых центробежных сепараторах и осушка пара в вертикальных жалюзийных сепараторах. Влажность пара на выходе из ПГ не более 0,2 %.

**Осевые центробежные сепараторы.** Расчет выполнен для осевых центробежных сепараторов с однократным закручиванием по-

тока пароводяной смеси с отводом воды через отверстия на стенке (см. рис. 13.8). При диаметре сепаратора  $d_{н.с}=240$  мм и высоте  $h_c=1,78$  м его производительность  $D_c=2,85 \div 3$  кг/с, а влажность на выходе 5—10 % (определяется экспериментально).

Число сепараторов  $n_c=D/D_c$ .

При расположении сепараторов на плите по сторонам правильных шестиугольников число сепараторов на диаметре плиты будет равно [см. (11.17)]

$$n_{с.д} = \sqrt{(4/3)(n_c - 1) + 1}.$$

Если принять шаг расположения сепараторов на плите

$$s_c = (1,05 + 1,10) d_{н.с},$$

то диаметр плиты

$$d_{пл} \geq n_{с.д} s_c.$$

Как показали расчеты, в рассматриваемом примере  $d_{пл}=3,64$  м, что позволяет разместить сепараторы, не увеличивая внутренний диаметр корпуса ПГ, только в том случае, если коллектор раздачи питательной воды (см. рис. 4.12, б) расположен выше сепараторов.

**Жалюзийные сепараторы.** Для осушки пара в ПГ используются вертикальные жалюзийные сепараторы (см. § 13.2 и рис. 13.5). Они состоят из шести (в данном примере) концентрических вертикальных секций. Необходимая площадь жалюзийных сепараторов определяется по следующей формуле:  $F_{ж.с}=D/(\omega_{пр} \rho'')$ , где  $\omega_{пр}$  — предельная скорость пара на входе в сепараторы. Для вертикальных сепараторов она в 2 раза больше, чем для горизонтальных (см. § 13.2 и рис. 13.2).

В нашем примере  $\omega_{пр}=2 \cdot 0,35=0,7$  м/с.

Высота и диаметр секций связаны с  $F_{ж.с}$  следующим уравнением:  $F_{ж.с}=\sum_{i=1}^6 \pi d_i H_i$ . Здесь  $H_i$  — высота секций; в примере она для всех секций одинакова и равна  $H_{ж.с}$ ;  $d_i$  — диаметр входной (по пару) поверхности секции.

Диаметр первой секции  $d_1$  (см. рис. 4.12, б) определяется монтажным проходом и может быть принят равным 0,5—0,6 м.

Диаметр  $d_2$  рассчитывается следующим образом:

$$d_2 = d_1 + (2\delta_{ж.с} + \delta_{вых}) \cdot 2,$$

где  $\delta_{ж.с}$  — ширина секции (может быть принята такой же, как для горизонтальных сепараторов,  $\delta_{ж.с}=0,08$  м, см. рис. 13.2);  $\delta_{вых}$  — ширина кольцевого канала, по которому выходит осушенный пар из первой и второй секций,  $\delta_{вых}=0,1 \div 0,3$  м.

Диаметр  $d_3$  определяется по формуле

$$d_3 = d_2 + 2\delta_{вых},$$

где  $\delta_{\text{вх}} = 0,1 + 0,3$  м — ширина кольцевого канала для входа пара во вторую и третью секции.

Диаметры последующих секций сепаратора рассчитываются по формулам

$$d_4 = d_3 + 2(2\delta_{\text{ж.с}} + \delta_{\text{вых}});$$

$$d_5 = d_4 + 2\delta_{\text{вх}};$$

$$d_6 = d_5 + 2(2\delta_{\text{ж.с}} + \delta_{\text{вых}}).$$

Подставив полученные значения диаметров секций в уравнение для  $F_{\text{ж.с}}$  и решив его, определим высоту секций  $H_{\text{ж.с}}$ .

Изготавливается сепаратор из листов стали марки 12X18H10T толщиной 1 мм; ширина прохода между отдельными жалюзи берется равной 10 мм. Масса 1 м<sup>2</sup> сепаратора составляет 76 кг/м<sup>2</sup>.

1.9.6. *Масса ПГ* определяется по формуле

$$M_{\text{ПГ}} = m_{\text{тр}} + m_{\text{кор}} + m_{\text{кол}} + m_{\text{кол.п.в}} + m_{\text{об}} + m_{\text{о.с}} + m_{\text{ж.с}}.$$

Масса основных элементов ПГ представлена в табл. XII.5.

1.10. *Гидродинамический расчет ПГ.* Целью гидродинамического расчета ПГ является определение гидравлических сопротивлений движению теплоносителя и рабочего тела и затрат мощности на преодоление их. Расчет сопротивлений выполняется согласно рекомендациям § 7.2.

1.10.1. *Гидравлическое сопротивление первого контура ПГ.* Гидравлическое сопротивление движению теплоносителя складывается из следующих сопротивлений:

выход теплоносителя из входного патрубка в коллектор  $\Delta p_{11\tau}$ , коэффициент сопротивления  $\xi_{11} = 1,44$ ; суммарное сопротивление трения при движении теплоносителя в разделительной обечайке и выхода из разделительной обечайки в соединительную  $\Delta p_{12\tau}$ , коэффициент трения  $\xi_{12\tau} = 0,0083$  [см. (7.6)], коэффициент сопротивления выхода  $\xi_{12\text{м}} = 0,28$  (см. рис. 7.1);

сопротивление трения при движении теплоносителя в соединительной обечайке и раздающей камере  $\Delta p_{13\tau}$ , коэффициент трения  $\Delta p_{13\tau} = 0,0075$ ;

гидравлическое сопротивление труб теплопередающей поверхности  $\Delta p_{14}$ , включающее в себя сопротивление трения ( $\xi_{14\tau} = 0,0163$ ) и местные сопротивления (вход в трубы  $\xi_{14\text{м}} = 0,5$ ; поворот потока на 90°  $\xi_{14\text{м}} = 0,2$ ; выход из труб  $\xi_{14\text{м}} = 1$ );

сопротивление трения при движении теплоносителя по кольцевому каналу коллектора  $\Delta p_{15\tau}$ ; коэффициент трения  $\xi_{15\tau} = 0,0095$ ;

сопротивление входа теплоносителя из кольцевого канала в выходной патрубок  $\Delta p_{16}$ ; коэффициент сопротивления  $\xi_{16} = 0,5$ ;

сопротивление ускорения потока и нивелирное малы и в расчете не учитывались.

Суммарное гидравлическое сопротивление первого контура

$$\Delta p_1 = \sum_{i=1}^6 \Delta p_{1i}.$$

Т а б л и ц а XII.5. Размеры и масса основных конструктивных элементов ПГ

Наименование величины	Обозначение. расчетная формула	Вариант		
		1	2	3
<b>1. Пучок труб теплопередающей поверхности</b>				
Длина труб, м	$L$ (см. табл. XII.4)	$171 \cdot 10^3$	$163 \cdot 10^3$	$157 \cdot 10^3$
Масса труб, т	$m_{тр}$ (см. табл. XII.4)	59,7	56,9	54,8
Число слоев навивки	$M=0,5 n_{1к}$	57	45	36
Число слоев навивки в первой, второй и третьей группах	$n_I=n_{II}=n_{III}=\frac{1}{3}M$	19	15	12
Диаметр первого слоя навивки, м	$d_{1сл}$	1,82	1,82	1,82
Шаг между слоями навивки, м	$s_{1сл}$	0,021	0,021	0,021
Диаметр последнего слоя навивки, м	$d_{IIIлм}$	4,172	3,668	3,290
Внутренний диаметр обечайки трубного пучка, м	$d_{в. об}$	4,19	3,69	3,31
Толщина обечайки (принимается)	$\delta_{об}$	0,006	0,006	0,006
Наружный диаметр обечайки, м	$d_{н. об}$	4,202	3,702	3,322
Живое сечение межтрубного пространства, м <sup>2</sup>	$f_{м. п}$	3,76	2,72	2,02
Длина одной трубы, м	$l$	10	12,1	14,5
Шаг между трубами в первом слое навивки, м (принимается)	$s_{2сл}$	0,016	0,02	0,022
Шаг навивки первого слоя, м	$s_{1сл}^H$	2,45	3,06	3,37
Угол навивки первого слоя	$\beta_{1сл}$	23°10'	28°10'	30°30'
Длина одного витка, м	$l_{1сл}^B$	6,25	6,46	6,63
Длина изогнутой части трубы первого слоя, м	$l_{1сл}^{из}$	9,88	11,92	14,32
Число витков первого слоя	$z_{1сл}$	1,58	1,84	2,16
Высота первого слоя навивки, м	$H_{1сл}$	3,87	5,63	7,28
Высота последнего слоя навивки, м	$H_{IIIлм}$	7,26	8,30	9,41
Длина прямых участков, м	$l_{IIIлм}^{пр}$	2,552	2,048	1,67
Длина изогнутого участка труб, м	$l_{IIIлм}^{из}$	7,448	10,052	12,83
Угол навивки	$\beta_{IIIлм}$	75°54'	55°6'	46°54'
Число витков	$z_{IIIлм}$	0,13	0,41	0,62
Шаг между трубками в последнем слое навивки, м	$s_{IIIлм2сл}$	0,122	0,044	0,033
<b>2. Корпус ПГ</b>				
Внутренний диаметр, м	$d_{в. кор}$	4,4	3,9	3,6
Толщина стенки (расчетная), м	$\delta_{кор}^p$	0,082	0,073	0,067
Толщина стенки, м (принимается)	$\delta_{кор}$	0,085	0,075	0,070

Наименование величины	Обозначение, расчетная формула	Вариант		
		1	2	3
Наружный диаметр, м	$d_{н. кор}$	4,56	4,05	3,74
Высота цилиндрической части, м (по эскизному чертежу)	$H_{кор}$	12,0	13	14
Масса цилиндрической части	$m_{кор}$	112	95	88
Высота днища, м	$H_{д}=0,25 d_{в. кор}$	1,1	0,975	0,9
Толщина днища, м (формула 11.7)	$\delta_{дн}$	0,085	0,075	0,070
Масса днищ, т	$m_{дн}$	44	31	24
Масса корпуса, т	$m_{кор}$	156	126	112
<b>3. Коллектор теплоносителя</b>				
<b>Камеры:</b>				
наружный и внутренний диаметры, м	$d_{н. к}/d_{в. к}$	1,64/1,26	1,64/1,26	1,64/1,26
высота, м	$H_{кам}$	2,4	2,04	1,76
масса камеры, т	$m_{кам}$	22,7	16	13,8
<b>Соединительная обечайка:</b>				
внутренний диаметр, м	$d_{в. с. о}$	1,26	1,26	1,26
толщина стенки, м	$\delta_{с. о}$	0,065	0,065	0,065
высота, м	$H_{с. о}$	3,17	4,93	6,58
масса, т	$m_{с. о}$	6,8	10,5	14,7
<b>Наружная обечайка:</b>				
внутренний диаметр, м	$d_{в. н. о}=d_{в. к}$	1,26	1,26	1,26
толщина стенки, м	$\delta_{н. о}$	0,09	0,09	0,09
высота обечайки, м (по эскизу ПГ)	$H_{н. о}$	3,5	3,5	3,5
масса обечайки, т	$m_{н. о}$	8,8	8,8	8,8
<b>Днища коллектора:</b>				
внутренний диаметр, м	$\delta_{в. дн}=d_{в. к}$	1,26	1,26	1,26
высота, м	$H_{дн}$	0,3	0,3	0,3
толщина, м	$\delta_{дн}$	0,065	0,065	0,065
масса, т	$m_{дн}$	1,43	1,43	1,43
<b>Разделительная обечайка:</b>				
внутренний диаметр, м	$d_{в. р. о}$	0,89	0,89	0,89
толщина, м	$\delta_{р. о}$	0,005	0,005	0,005
высота, м (по эскизу ПГ)	$H_{р. о}$	4,8	4,8	4,8
масса, т	$m_{р. о}$	0,53	0,53	0,53
Масса основных деталей коллектора, т	$m_{кол}$	70,4	60,7	59,9
<b>4. Коллектор питательной воды</b>				
Диаметр и толщина стенки, мм	$d$	$377 \times 10$	$377 \times 10$	$377 \times 10$
Масса, т	$m_{кол}$	1,14	1	0,91
<b>5. Обечайка пучка труб</b>				
Наружный диаметр, м	$d_{н}$	4,202	3,702	3,322
Внутренний диаметр, м	$d_{в}$	4,19	3,69	3,31
Высота, м	$H_{об}=H_{III m} + 0,5$	7,76	8,8	9,91
Масса, т	$m_{об}$	4,8	4,8	4,8

Наименование величины	Обозначение, расчетная формула	Вариант		
		1	2	3
<b>6. Сепарационные устройства (для всех вариантов)</b>				
Наружный диаметр осевого сепаратора, м	$d_{н.с}$	0,24	0,24	0,24
Число сепараторов	$n_{с'}$	147	147	147
Число сепараторов на диаметре плиты	$n_{с.д}$	14	14	14
Шаг между сепараторами на плите, м	$s_{с.пл}$	0,26	0,26	0,26
Наименьший (предельный) диаметр плиты, м	$d_{пр}$	3,64	3,64	3,64
Масса одного сепаратора, т	$m_{1с}$	0,031	0,031	0,031
Масса осевых сепараторов, т	$m_{о.с}$	4,6	4,6	4,6
Площадь жалюзийных сепараторов, м <sup>2</sup>	$F_{ж.с}$	17,3	17,3	17,3
Диаметры входных поверхностей секций, м:				
первая	$d_1$	0,6	0,6	0,6
вторая	$d_2$	1,22	1,22	1,22
третья	$d_3$	1,52	1,52	1,52
четвертая	$d_4$	2,14	2,14	2,14
пятая	$d_5$	2,44	2,44	2,44
шестая	$d_6$	3,06	3,06	3,06
Высота секции, м	$H_{ж.с}$	0,48	0,48	0,48
Масса жалюзийного сепаратора, т	$m_{ж.с}$	1,32	1,32	1,32
<b>7. Масса ПГ (основных элементов конструкции ПГ), т</b>	$M_{ПГ}$	298	255	238

1.10.2. *Гидравлическое сопротивление второго контура ПГ.* Это сопротивление, преодолеваемое питательным насосом, складывается из сопротивлений подачи питательной воды в ПГ, жалюзийных сепараторов и выхода пара из ПГ.

Гидравлическое сопротивление при движении пароводяной смеси в межтрубном пространстве и сопротивление осевых центробежных сепараторов преодолеваются напором контура естественной циркуляции ПГ. (Расчет контура естественной циркуляции в данном примере не рассматривается.)

Сопротивление выхода питательной воды из входного патрубка в коллектор питательной воды  $\Delta p_{21}$ , коэффициент сопротивления  $\xi_{21} = 1,3$ .

Сопротивление входа и выхода питательной воды из раздающих трубок коллектора  $\Delta p_{22}$ , коэффициент сопротивления  $\xi_{22} (0,5 + 1,2) = 1,7$ .

Сопротивление жалюзийных сепараторов  $\Delta p_{23}$  (определяется экспериментально).

**Таблица XII.6.** Гидравлические сопротивления первого и второго контуров ПГ и затраты мощности насосов на их преодоление

Величина	Обозначение	Вариант		
		1	2	3
Первый контур:				
выхода теплоносителя из входного патрубка, кПа	$\Delta p_{11}$	52,5	52,5	52,5
движению в разделительной обечайке, кПа	$\Delta p_{12}$	9,9	9,9	9,9
движению в соединительной обечайке и разделяющей камере, кПа	$\Delta p_{13}$	0,26	0,3	0,35
движению в трубах теплопередающей поверхности, кПа	$\Delta p_{14}$	58	109	197
движению в кольцевом канале коллектора, кПа	$\Delta p_{15}$	0,8	0,8	0,8
входа теплоносителя в выходной патрубок, кПа	$\Delta p_{16}$	15,7	15,7	15,7
Суммарное гидравлическое сопротивление первого контура, кПа	$\Delta p_1$	137,2	188,2	276,2
Второй контур:				
выхода питательной воды из входного патрубка, кПа	$\Delta p_{21}$	25	25	25
входа и выхода из раздающих трубок, кПа	$\Delta p_{22}$	30,2	30,2	30,2
при движении пара в жалюзийных сепараторах, кПа	$\Delta p_{23}$	9	9	9
входа пара в выходной патрубок, кПа	$\Delta p_{24}$	15,3	15,3	15,3
Суммарное гидравлическое сопротивление второго контура, кПа	$\Delta p_2$	79,5	79,5	79,5
Мощность насоса, затрачиваемая на преодоление сопротивления первого контура, кВт	$N_1$	1005	1380	2020
То же для второго контура, кВт	$N_2$	46,3	46,3	46,3

Сопротивление входа пара в выходной патрубок  $\Delta p_{24}$ , коэффициент сопротивления  $\xi_{24}=0,5$ .

Суммарное сопротивление второго контура ПГ  $\Delta p_2 = \sum_1^4 \Delta p_{2i}$ .

1.10.3. *Мощность главного циркуляционного и питательного насосов.* Мощность, необходимая для преодоления сопротивления движению теплоносителя и рабочего тела в ПГ, рассчитывается по (11.28).

КПД главного циркуляционного насоса  $\eta_{гцн}=0,76$ .

КПД питательного насоса  $\eta_{п.н}=0,82$  [24].

Результаты гидродинамического расчета ПГ представлены в табл. XII.6.

1.11. Расчет стоимости изготовления ПГ. Стоимость изготовления ПГ определяется по методу укрупненного каль-

кулирования. По этому методу стоимость изготовления отдельных узлов и деталей рассчитывается по следующей зависимости:

$$C_i = B_n [(B_{1i} G_i C_i / I_i) + B_{2i} P_i G_i].$$

Здесь  $G_i$  — масса узла или детали, т;  $C_i$  — цена сорта размера металла, идущего на изготовление узла или детали, по прейскурантам цен [35, 36], руб/т;  $I_i$  — коэффициент использования металла данного сортамента; ориентировочно можно принять  $I_i=0,75$  для труб;  $I_i=0,7$  для проката;  $I_i=0,6$  для штамповок;  $I_i=0,35$  для поковок;  $I_i=0,6$  для плакировки;  $P_i$  — усредненная производственная заработная плата с начислениями в расчете на 1 т металлоконструкций, руб/т; при расчете стоимости ПГ можно принять:  $P_i=300$  руб/т при изготовлении теплообменной поверхности из гладких труб;  $P_i=100$  руб/т для деталей корпуса, изготовленных из углеродистой стали, и  $P_i=200$  руб/т для деталей, изготовленных из легированной стали;  $P_i=500$  руб/т — для плакированных деталей;  $B_n$  — неучтенные затраты ( $B_n=1,2$  при эскизном проектировании;  $B_n=1,1$  — при техническом проектировании);  $B_{1i}$  — коэффициент, учитывающий накопления, внепроизводственные расходы, транспортно-заготовительные расходы, стоимость покупных полуфабрикатов и прочие затраты;  $B_{2i}$  — коэффициент, учитывающий отношение общезаводских и цеховых расходов к заработной плате; значения  $B_{1i}$  и  $B_{2i}$  зависят от вида деталей и цеха, в котором они изготавливаются ( $B_{1i}=2,05$  и  $B_{2i}=14$  для деталей соответственно корпуса и коллектора, изготавливаемых в кузнечно-прессовом цехе;  $B_{1i}=1,48$  и  $B_{2i}=9,25$  для деталей корпуса и коллектора, изготавливаемых в «холодном цехе», а также для сепараторов и плакирующего покрытия;  $B_{1i}=1,48$  и  $B_{2i}=5,95$  для изготовления змеевиков теплопередающей поверхности и их сборки).

Соответственно общая стоимость деталей корпуса и коллектора, изготавливаемых в кузнечно-прессовом цехе:

$$C_i = [(2,46 C_i / I_i) + 16,79 P_i] G_i. \quad (a)$$

Стоимость деталей корпуса и коллектора, изготавливаемых в холодном цехе, стоимость сепараторов, плакирующего покрытия

$$C_i = [(1,78 C_i / I_i) + 11,1 P_i] G_i. \quad (б)$$

Стоимость трубного пучка

$$C_i = [(1,78 C_i / I_i) + 7,14 P_i] G_i. \quad (в)$$

В табл. XII.7 представлены некоторые характеристики заготовок и цена сорта размера металла для основных элементов конструкции ПГ.

В табл. XII.8 представлена стоимость основных деталей и узлов и всего ПГ. Для того чтобы при определении стоимости ПГ учесть стоимость «неосновных» деталей, стоимость корпуса увеличена на 5, коллектора — на 30 %.

1.12. Выбор оптимальной скорости теплоносителя. Оптимальная скорость теплоносителя определяется по наи-

**Т а б л и ц а XII.7. Тип и профиль заготовок и цена сорта размера металла деталей ПГ**

Наименование деталей и узлов	Тип заготовки	Профиль заготовки, мм	Марка стали	Цена сорта-размера, руб/т
Корпус:				
обечайка корпуса	Лист	$\delta=70$	10ГН2МФА	460
днище	Штамповка	$\delta=70$	10ГН2МФА	655
Коллектор теплоносителя:				
камера	Поковка	$\varnothing 1640$ , $\delta=190$	10ГН2МФА	689
днище	Штамповка	$\varnothing 1390$ , $\delta=65$	10ГН2МФА	655
обечайка соединительная	Лист	$\varnothing 1390$ , $\delta=65$	10ГН2МФА	460
обечайка наружная	»	$\varnothing 1440$ , $\delta=90$	10ГН2МФА	460
обечайка разделительная	»	$\varnothing 900$ , $\delta=5$	12Х18Н10Т	750
покрытие плакирующее	Лента, электроды	$\delta=5$	12Х18Н10Т	1800
Пучок труб	Труба электрополированная	$\varnothing 14 \times 1,4$	12Х18Н10Т	7450
Обечайка трубного пучка	Лист	$\delta=6$	12Х18Н10Т	750
Сепаратор осевой	—	—	12Х18Н10Т	154 руб/шт
Сепаратор жалюзийный	—	—	12Х18Н10Т	690 руб/м <sup>2</sup>

меньшим приведенным затратам (см. гл. 15):  $Z = E_n K + S \rightarrow \min$ , где  $E_n = 0,12$  — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, год<sup>-1</sup>;  $K = C_{ПГ}$  — стоимость изготовления ПГ, тыс. руб.;  $S$  — эксплуатационные издержки, тыс. руб/год.

Для ПГ эксплуатационные издержки состоят из амортизационных отчислений  $S_{ам}$ , затрат на текущий ремонт  $S_{т.р.}$ , общестанционные расходы  $S_{общ}$  и электроэнергию для прокачки теплоносителя и рабочего тела ПГ  $S_э$ :

$$S = S_{ам} + S_{т.р.} + S_{общ} + S_э.$$

Первые три составляющие рассчитываются в зависимости от  $K$  следующим образом [38]:

$$S_{ам} = 0,07 K; \quad S_{т.р.} = 0,15 S_{ам} = 0,0105 K;$$

$$S_{общ} = 0,2 (S_{ам} + S_{т.р.}) = 0,016 K.$$

Затраты на электроэнергию (тыс. руб/год) при проведении технико-экономических расчетов определяются по следующей формуле:

$$S_э = T_{экс} Z_э (N_1 + N_2) \cdot 10^{-3},$$

где  $T_{экс} = 7000$  ч — число часов работы АЭС в год;  $N_1$  и  $N_2$  — мощность главного циркуляционного и питательного насосов, необходимая для преодоления сопротивления первого и второго контуров

Т а б л и ц а XII.8. Стоимость основных узлов, деталей и ПГ, тыс. руб.

Стоимость узла, детали	Обозначение и расчетная формула	Вариант		
		1	2	3
Корпус ПГ:				
цилиндрическая обечайка	$Ц_{11}$ — формула (а)	557	472	438
днища	$Ц_{12}$ — формула (а)	266	187	145
стоимость корпуса	$Ц_{кор} = 1,05(Ц_{11} + Ц_{12})$	864	692	612
Коллектор теплоносителя:				
камеры теплоносителя	$Ц_{21}$ — формула (а)	371	262	226
днища коллектора	$Ц_{22}$ — формула (а)	17	17	17
обечайка соединительная	$Ц_{23}$ — формула (а)	31	47	60
обечайка наружная	$Ц_{24}$ — формула (а)	44	44	44
обечайка разделительная	$Ц_{25}$ — формула (б)	2	2	2
плакировка	$Ц_{26}$ — формула (б)	32	32	32
стоимость коллектора	$Ц_{кол} = 1,3 \sum_{i=1}^6 Ц_{2i}$	645	525	495
Пучок труб:				
трубы теплопередающей поверхности	$Ц_{31}$ — формула (в)	1184	1128	1089
система дистанционирования	$Ц_{32} = 0,02 Ц_{31}$	24	22	22
стоимость пучка труб	$Ц_{тр} = Ц_{31} + Ц_{32}$	1208	1150	1111
Обечайка трубного пучка	$Ц_{об}$ — формула (б)	19	19	19
Осевые сепараторы	$Ц_{о.с} = n_c Ц_{с}$	22	22	22
Жалюзийные сепараторы	$Ц_{ж.с} = F_{ж.с} Ц_{ж.с}$	12	12	12
Стоимость ПГ	$Ц_{ПГ} = Ц_{кор} + Ц_{кол} + Ц_{тр} + Ц_{об} + Ц_{о.с} + Ц_{ж.с}$	2770	2490	2270

ПГ (см. табл. XII.6), кВт;  $з_3$  — замыкающие затраты на электроэнергию, коп/(кВт·ч); для энергосистем европейской части СССР  $з_3 = 1,2 + 1,5$  коп/(кВт·ч).

Таким образом, приведенные затраты равны

$$З = 0,217 Ц_{ПГ} + 7000 (N_1 + N_2) з_3 \cdot 10^{-5} = S_K + S_э;$$

Т а б л и ц а XII.9. Зависимость приведенных затрат от  $\omega_1$

Величина	Обозначение и расчетная формула	Вариант		
		1	2	3
Средняя скорость теплоносителя в трубах теплопередающей поверхности, м/с	$\omega_{иср} = G / (n_{тр} f_{тр} \rho_{иср})$	3,3	4,16	5,2
Капитальная составляющая приведенных затрат, тыс. руб/год	$S_K = 0,217 Ц_{ПГ}$	601	525	492
Составляющая приведенных затрат на электроэнергию, тыс. руб/год	$S_э = 7000 \cdot 10^{-5} \cdot 1,3 (N_1 + N_2)$	95,6	129,8	188
Приведенные затраты, тыс. руб/год	$З = S_K + S_э$	696,6	654,8	680

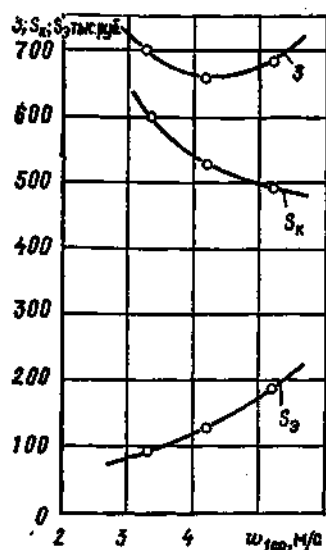


Рис. П.3. Зависимость расчетных затрат  $Z_p$  и составляющих расчетных затрат  $S_k$  и  $S_p$  от скорости теплоносителя

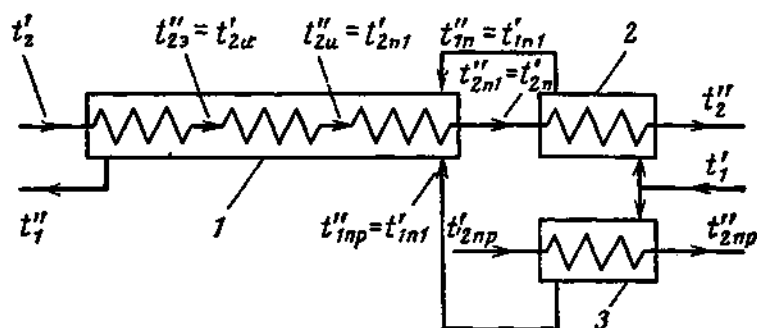


Рис. П.4. Принципиальная тепловая схема прямоточного ПГ с натриевым теплоносителем:

1 — испаритель; 2 — пароперегреватель; 3 — промежуточный пароперегреватель

так как

$$Ц_{ПГ} = f(w_1) \text{ и } (N_1 + N_2) = f(w_1), \text{ то } Z = f(w_1).$$

Значения  $Z = f(w_1)$  представлены в табл. XII.9. Зависимость  $Z = f(w_1)$  представлена на рис. П.3.

Как следует из графика, минимум приведенных затрат соответствует скорости теплоносителя  $w_1 = 4,2 \div 4,5$  м/с. Эта скорость и является оптимальной для данного диаметра труб теплопередающей поверхности и других принятых в расчете переменных параметров — материала корпуса, конструкции трубного пучка и др.

## 2. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПРЯМОТОЧНОГО МОДУЛЬНОГО ПГ С НАТРИЕВЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

В примере представлена последовательность выполнения и результаты теплового расчета прямоточного ПГ с натриевым теплоносителем. Теплоноситель ПГ — натрий второго контура трехконтурной АЭС с реактором на быстрых нейтронах электрической мощностью 600 МВт. На АЭС установлены три турбины перегретого пара мощностью 200 МВт каждая. Перегретый пар для турбин генерируется в трех ПГ, в которых осуществляется также промежуточный перегрев пара. Конструкция ПГ секционная, модульная.

### 2.1. Исходные данные:

параметры теплоносителя:  $p_1 = 1$  МПа;  $t'_1 = 560^\circ\text{C}$ ;  $t''_1 = 340^\circ\text{C}$ ;

паропроизводительность ПГ  $D = 170$  кг/с;

параметры пара:  $p_2 = 13,7$  МПа;  $t''_2 = 540^\circ\text{C}$ ;

температура питательной воды  $t'_2 = 240^\circ\text{C}$ ;

расход пара через промежуточный пароперегреватель  $D_{\text{пр}} = 0,8D$ ;

параметры пара промежуточного перегрева:  $p_{2\text{пр}} = 3$  МПа;  $t_{2\text{пр}}^* = 540^\circ\text{C}$ ;  $t_{2\text{пр}} = 300^\circ\text{C}$ .

2.2. Принципиальная тепловая схема ПГ. Принципиальная тепловая схема ПГ представлена на рис. П.4. При выборе схемы учитывались температурные и физико-химические условия работы теплопередающих поверхностей ПГ, а также конструктивные факторы.

Так как в пароперегревателе температурные и физико-химические условия требуют использования аустенитной стали, а в испарителе — стали перлитного класса, то целесообразно расположить эти два элемента в отдельных модулях. Для того чтобы не допустить попадания капелек влаги из испарителя на поверхность пароперегревателя из аустенитной стали, следует осуществить частичный перегрев пара в испарителе.

Целесообразно (из конструктивных соображений) объединить в одном модуле подогрев воды до  $t_s$ , испарение и частичный перегрев пара. В дальнейшем этот модуль будем называть испарителем.

Основной и промежуточный пароперегреватели соединяются по теплоносителю параллельно.

Чтобы не усложнять конструкцию, целесообразно эти два элемента ПГ расположить в отдельных модулях: пароперегревателе и промежуточном пароперегревателе. Натрий из основного и промежуточного пароперегревателей направляется в испаритель. Чтобы не допустить уменьшения термодинамической эффективности из-за смешения потоков с разной температурой, выходная температура натрия из этих двух модулей должна быть одинаковой.

2.3. Конструкционная схема ПГ. Секция ПГ состоит из модулей испарителя, пароперегревателя и промежуточного пароперегревателя. Конструкция модуля для всех элементов одинакова и представлена на рис. 4.26.

2.4. Тепловая мощность ПГ и его элементов; расход и температура теплоносителя по участкам ПГ;  $t$ ,  $Q$ -диаграмма ПГ.

2.4.1. Тепловая мощность ПГ и его элементов рассчитывается по (11.1) и (11.2). При определении энтальпии рабочего тела необходимо учитывать не только изменения температуры, но и давления в элементах ПГ. На данном этапе расчета изменения давления рабочего тела при его движении через элементы ПГ выбираются ориентировочно. В расчете приняты падения давления: в пароперегревателе  $\Delta p_{2\text{п}} = 0,2$  МПа; в испарителе  $\Delta p_{2\text{и}} = 0,1$  МПа; в промежуточном пароперегревателе:  $\Delta p_{2\text{пр}} = 0,2$  МПа. Тогда давление пара на входе в пароперегреватель

$$p_{2\text{п}}^{\text{вх}} = p_2 + \Delta p_{2\text{п}};$$

давление питательной воды на входе в испаритель

$$p_{2\text{н}}^{\text{вх}} = p_2 + \Delta p_{2\text{п}} + \Delta p_{2\text{и}};$$

давление пара на входе в промежуточный пароперегреватель

$$p_{2\text{пр}}^{\text{вх}} = p_{2\text{пр}} + \Delta p_{2\text{пр}}.$$

В расчете принято, что пар в испарителе перегревается на  $20^\circ\text{C}$ . Тогда температура рабочего тела на выходе из испарителя,  $^\circ\text{C}$ , составит

$$t_{2\text{н}}' = (t_s + 20),$$

где  $t_s$  — температура кипения воды при среднем давлении рабочего тела в испарителе.

2.4.2. Расход теплоносителя через ПГ рассчитывается по формуле

$$G = Q_{\text{ПГ}} / [(h_1^{\text{вх}} - h_1^{\text{вых}}) \eta].$$

Так как теплоемкость натрия в интервале температур от  $340$  до  $560^\circ\text{C}$  постоянна, то

$$G = Q_{\text{ПГ}} / [c_p (t_1' - t_1'') \eta].$$

При равенстве температур теплоносителя на входе в основной и промежуточный пароперегреватели и выходе из них расход теплоносителя через эти элементы составит

$$G_{\text{п}} = [Q_{\text{п}} / (Q_{\text{п}} + Q_{\text{пр}})] G;$$

$$G_{\text{пр}} = [Q_{\text{пр}} / (Q_{\text{п}} + Q_{\text{пр}})] G.$$

Очевидно, что  $G = G_{\text{п}} + G_{\text{пр}}$ .

2.4.3. Расчет температур теплоносителя по участкам ПГ. Если известны температура теплоносителя на входе в участок и тепловая мощность участка, то температура на выходе из участка рассчитывается по следующей формуле:

$$t_{1\text{т}}' = t_{1\text{т}}' - \delta t_{1\text{т}} = t_{1\text{т}}' - Q_{\text{т}} / (G_{\text{т}} c_{p\text{т}} \eta).$$

Основные результаты расчета по п. 2.1.1.—2.4.3. представлены в табл. XII.10.

2.4.4.  $t, Q$ -диаграмма ПГ (представлена на рис. П.5). При построении диаграммы учитывалось, что теплоемкость воды и перегретого пара (высокого давления) непостоянна, поэтому зависимость  $t=f(Q)$  для рабочего тела на экономайзерном и пароперегревательных участках криволинейная; изменение теплоемкости пара промежуточного перегрева незначительно (менее 12 %), и на диаграмме зависимость  $t=f(Q)$  для пара промежуточного перегрева — прямая линия; для принятого падения давления в испарителе ( $\Delta p_{\text{и}} = 0,1$  МПа) температура кипения изменяется на  $0,6^\circ\text{C}$ . При выбранном масштабе диаграммы такое изменение изобразить невозможно, поэтому на диаграмме зависимость  $t=f(Q)$  для испарительного участка — прямая линия.

Таблица XII.10. Тепловая мощность ПГ; расход и температура теплоносителя и рабочего тела

Величина	Обозначение	Значения
Тепловая мощность, кДж/с:		
испарителя	$Q_{\text{и}}$	$298,2 \cdot 10^3$
экономайзерного участка испарителя	$Q_{\text{и}}^{\text{э}}$	$90,3 \cdot 10^3$
испарительного участка испарителя	$Q_{\text{и}}^{\text{и}}$	$181,5 \cdot 10^3$
пароперегревательного участка испарителя	$Q_{\text{и}}^{\text{п}}$	$26,4 \cdot 10^3$
основного пароперегревателя	$Q_{\text{пр}}$	$110 \cdot 10^3$
промежуточного пароперегревателя	$Q_{\text{пр}}^{\text{п}}$	$76 \cdot 10^3$
ПГ, кДж/с	$Q_{\text{ПГ}}$	$484 \cdot 10^3$
Расход теплоносителя через, кг/с:		
ПГ	$G$	1765
пароперегреватель	$G_{\text{п}}$	1043
промежуточный пароперегреватель	$G_{\text{пр}}$	722
Температура теплоносителя, °C:		
на выходе из пароперегревателя и промежуточного пароперегревателя	$t'_{1\text{п}} = t'_{1\text{пр}}$	475,6
на выходе в испаритель	$t'_{1\text{и}}$	475,6
на выходе из пароперегревательного и на входе в испарительный участок испарителя	$t'_{1\text{ип}} = t'_{1\text{ии}}$	463,4
на выходе из испарительного и на входе в экономайзерный участки испарителя	$t'_{1\text{пн}} = t'_{1\text{нэ}}$	381,2
Тепловая мощность, кДж/с:		
экономайзерного участка без кипения	$Q_{\text{I}}$	$71,7 \cdot 10^3$
экономайзерного участка с кипением недогретой воды	$Q_{\text{II}}$	$18 \cdot 10^3$
участка испарителя с развитым пузырьковым кипением	$Q_{\text{III}}$	$105,4 \cdot 10^3$
участка испарителя с ухудшенной теплоотдачей	$Q_{\text{IV}}$	$76,1 \cdot 10^3$
Температура воды, при которой начинается кипение недогретой воды, °C	$t_2 (1)$	323
Температура натрия на границе участков I и II в испарителе, °C	$t_1 (1)$	372,5
Граничное паросодержание	$x_{\text{гп}}$	0,58
Число секций ПГ	$m_{\text{с}}$	8

Так как теплоемкость теплоносителя постоянна, то зависимость  $=f(Q)$  для него — прямая линия.

2.5. Тепловой расчет модуля испарителя. В выбранной конструкции модуля рабочее тело движется внутри труб, теплопередающей поверхности, теплоноситель — в межтрубном пространстве, продольно омывая пучок труб. Пучок труб отделен от корпуса модуля тонкостенным кожухом.

2.5.1. Материал и диаметр труб теплопередающей поверхности испарителя. При выборе материала труб теплопередающей поверх-

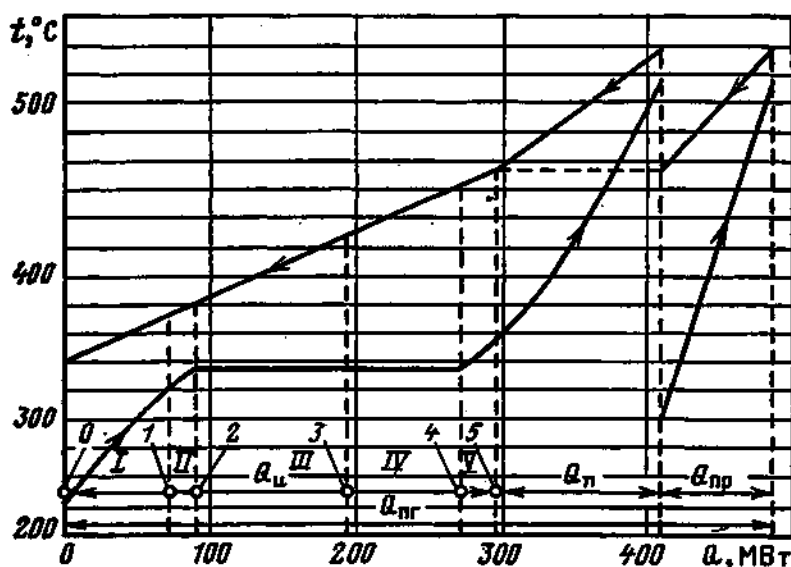


Рис. П.5.  $t, Q$ -Диаграмма прямоточного ПГ с натриевым теплоносителем

ности учитываются: температура стенки ( $t_{\text{ст}}^{\text{макс}} \leq t_{1\text{н}} = 475,6 \text{ C}^\circ$ ); взаимодействие натрия с материалом труб и образование отложений примесей воды (см. § 14.1). В примере для труб теплопередающей поверхности испарителя выбрана сталь марки 10Х2МФБ.

Наружный диаметр труб теплопередающей поверхности испарителя выбран из диапазона значений, рекомендованных для ПГ с натриевым теплоносителем (см. § 11.5):  $d_{\text{н}} = 16 \text{ мм}$ .

Толщина стенки труб рассчитывается по (14.2). Влияние процесса обезуглероживания стали при контакте с натрием на прочностные характеристики учитывается введением в расчетную формулу коэффициента, уменьшающего на 10 % допускаемое напряжение. С учетом большой интенсивности теплоотдачи от натрия к стенке трубы расчетная температура для определения допускаемого напряжения  $[\sigma_{\text{н}}]$  может быть принята равной

$$t_{\text{ст.н}}^{\text{р}} \approx t_{1\text{н}}^{\text{н}}.$$

При расчете прибавки к расчетной толщине прибавка на коррозию со стороны натрия принята равной 0,06 мм.

**2.5.2. Число модулей испарителя и число труб в модуле.** Чтобы корпус модулей ПГ можно было изготовить из трубы, наружный диаметр корпуса не должен превышать 0,6—0,65 м. Трубы теплопередающей поверхности в трубных досках и в межтрубном пространстве располагаются по сторонам правильных шестиугольников (см. рис. 11.1).

Алгоритм расчета числа модулей испарителя:

а) Предварительно выбирается скорость воды на входе в экономайзерный участок испарителя  $w_{23}$ , м/с, из рекомендуемого диапазона скоростей воды в трубах теплопередающей поверхности (§ 11.5) (в расчете принято  $w_{23} = 1 \text{ м/с}$ ).

б) Рассчитывается число труб теплопередающей поверхности испарителя из (11.12)  $n_n'$ .

в) Принимается шаг между трубами в модуле испарителя  $s_n$ , м (в расчете принято  $s_n = 1,5d_n$ ).

г) Принимается число труб на диагонали шестиугольника (см. рис. 11.1)  $n_d$  (в расчете принято  $n_d = 19$ ).

д) Рассчитывается внутренний диаметр кожуха  $d_{в.кож} = s_n n_d$  (этот диаметр должен быть меньше 0,6 м).

е) Рассчитывается число труб в модуле  $n_m' = [0,75(n_d^2 - 1) + 1]$ .

ж) Определяется число модулей испарителя  $m_n' = n_n' / n_m'$  (округляется до целого значения).

з) Определяется расход воды и натрия через модуль испарителя:  $D_m' = D / m_n'$ ;  $G_m' = G / m_n'$ .

и) Рассчитывается площадь проходного сечения межтрубного пространства  $F_{м.п} = \frac{\pi}{4} (d_{в.кож}^2 - n_m' d_n^2)$ .

к) Определяется скорость натрия в выходном сечении испарителя  $w_{1з} = G_m' / (F_{м.п} \rho_{1з})$ .

Полученное значение  $w_{1з}$  сопоставляется с допустимой скоростью для данного теплоносителя.

В примере получено: при  $m_n' = 6$   $w_{1з} = 3,29$  м/с, что несколько превышает допустимую скорость для натрия [равную 3 м/с].

Уменьшить скорость натрия можно либо увеличением шага между трубами в модуле, либо увеличением числа модулей.

В расчете число модулей испарителя увеличено до  $m_n = 8$ . Тогда скорость натрия уменьшится до 2,46 м/с. Уменьшится также и скорость воды до 0,75 м/с. Так как  $w_{2з} > 0,5$ , то окончательно принято:  $m_n = 8$ ;  $n_m = n_m'$ .

**2.5.3. Разбивка испарителя на участки.** При тепловом расчете испарителя необходимо учитывать разную интенсивность теплоотдачи от стенки к рабочему телу на следующих участках испарителя (см. § 12.6): с турбулентным движением некипящей воды (участок I); с турбулентным движением воды, недогретой до  $t_s$ , но с кипением на поверхности стенки трубы (участок II); развитого пузырькового кипения воды (участок III); с ухудшенной теплоотдачей при кипении (участок IV); частичного перегрева пара (участок V).

Температуры теплоносителя, соответствующие началу участка в испарителе развитого пузырькового кипения  $t_{н.к}$  и началу участка начального перегрева пара  $t_{н.п}$ , определены ранее (см. табл. XII.10).

**2.5.4. Расчет тепловой мощности экономайзерных участков I и II ( $Q_I$  и  $Q_{II}$ ) и температуры  $t_{2(1)}$ , соответствующей началу поверхностного кипения недогретой до  $t_s$  воды.** Значения  $Q_I$ ,  $Q_{II}$ , кДж/с, и  $t_{2(1)}$ , °С, можно определить, решив уравнения, описывающие изменение температуры стенки на участках 0—1 и 1—2 (рис. П.5).

Для участка 0—1

$$t_{\text{ст}}^{(0-1)} = t_2^{(0-1)} + q_{(0-1)} / \alpha_{2\text{б.к}}^{(0-1)};$$

для участка 1—2

$$t_{\text{ст}}^{(1-2)} = t_s + q_{1-2} / \alpha_{2\text{п.к}}^{(1-2)},$$

где  $\alpha_{2\text{б.к}}^{(0-1)}$  и  $\alpha_{2\text{п.к}}^{(1-2)}$  — коэффициенты теплоотдачи при турбулентном течении воды без кипения (участок 0—1) и при поверхностном кипении недогретой до  $t_s$  воды (участок 1—2).

На границе участков должны выполняться условия  $t_{\text{ст}}^{(0-1)} = t_{\text{ст}}^{(1-2)} = t_{\text{ст}(1)}$  и  $q_{0-1} = q_{1-2} = q_{(1)}$ . Отсюда следует

$$t_{2(1)} + q_{(1)} / \alpha_{2\text{б.к}}^{(1)} = t_s + q_{(1)} / \alpha_{2\text{п.к}}^{(1)}. \quad (\text{а})$$

Удельный тепловой поток на границе 1 (рис. П.5) можно рассчитать по следующей формуле:

$$q_1 = k_{\text{б.к}(1)} \Delta t_{(1)},$$

где  $k_{\text{б.к}(1)}$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t_{(1)} = t_{1(1)} - t_{2(1)}$  — температурный напор. Тогда уравнение (а) можно записать следующим образом:

$$t_{2(1)} + (k_{\text{б.к}(1)} / \alpha_{2\text{б.к}}^{(1)}) \Delta t_{(1)} = t_s + (k_{\text{б.к}(1)} / \alpha_{2\text{п.к}}^{(1)}) \Delta t_{(1)}. \quad (\text{б})$$

На участке 0—1 коэффициенты теплопередачи  $k_{\text{б.к}}^{0-1}$  и теплоотдачи  $\alpha_{2\text{б.к}}^{0-1}$  изменяются незначительно. Поэтому в уравнение (б) можно подставить их значения, рассчитанные по средним температурам рабочего тела и натрия на всем экономайзерном участке  $k_{\text{б.к}(1)} = k_{\text{э}}$ ;  $\alpha_{2\text{б.к}}^{(1)} = \alpha_{2\text{э}}$ .

Для расчета коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{2\text{п.к}}$  может быть использована формула (6.26) с поправочным коэффициентом 0,7:

$$\alpha_{2\text{п.к}} = 0,7 \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 (T_s - 373)} q_{(1)}^{0,7} = A q_{(1)}^{0,7}. \quad (\text{в})$$

Подставив (в) в (б), получим

$$t_{2(1)} + (k_{\text{э}} / \alpha_{2\text{э}}) \Delta t_{(1)} = t_s + k_{\text{э}} \Delta t_{(1)} / [A (k_{\text{э}} \Delta t_{(1)})^{0,7}]$$

или

$$t_{2(1)} + (k_{\text{э}} / \alpha_{2\text{э}}) \Delta t_{(1)} = t_s + (k_{\text{э}} \Delta t_{(1)})^{0,3} / A. \quad (\text{г})$$

Очевидны следующие соотношения:

$$t_{2(1)} = t_2' + (t_s - t_2') Q_1 / Q_{\text{э}};$$

$$t_{1(1)} = t_1' + (t_1' - t_1'') Q_1 / Q_{\text{э}};$$

$$\Delta t_{(1)} = t_{1(1)} - t_{2(1)} = (t_1' - t_2') - [(t_s - t_2') - (t_1' - t_1'')] Q_1 / Q_{\text{э}}.$$

Подставив эти соотношения в (г) и выполнив преобразование, по-

лучим

$$\frac{k_3}{\alpha_{23}} (t_1' - t_2') + \left\{ (t_s - t_2') - \frac{k_3}{\alpha_{23}} [(t_s - t_2') - (t_1' - t_1)] \right\} \frac{Q_I}{Q_3} =$$

$$= (t_s - t_2') + \frac{k_3^{0,3}}{A} \left\{ (t_1' - t_2') - [(t_s - t_2') - (t_1' - t_1)] \frac{Q_I}{Q_3} \right\}^{0,3}. \quad (д)$$

Подставив в (д) значения температур  $t_1''$ ,  $t_1'$ ,  $t_s$ ,  $t_2'$  и рассчитанные значения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи  $\alpha_{23}$  и  $k_3$  (см. п. 2.5.6), окончательно получим уравнение следующего вида:

$$b_1 - b_2 \frac{Q_I}{Q_3} = b_3 + b_4 \left( b_5 - \frac{Q_I}{Q_3} \right)^{0,3} \text{ или } \theta_1 \left( \frac{Q_I}{Q_3} \right) = \theta_2 \left( \frac{Q_I}{Q_3} \right),$$

где  $b_1 - b_5$  — постоянные коэффициенты.

На рис. П.6 представлено графическое решение уравнения (д). Из рисунка следует, что  $Q_I/Q_3 = 0,795$ , т. е.  $Q_I = 0,795 Q_3$  и  $Q_{II} = 0,205 Q_3$ .

Температуры воды  $t_{2(1)}$  и теплоносителя  $t_{1(1)}$  на границе I (рис. П.5) определяются решением уравнений теплового баланса для первого экономайзерного участка испарителя:

$$Q_I = D (h_{(1)} - h_{п.в});$$

$$Q_I = G c_{p1} (t_{1(1)} - t_1) \eta,$$

где  $h_{(1)}$  — энтальпия воды на границе I.

Результаты расчета  $Q_I$ ,  $Q_{II}$ ,  $t_{2(1)}$  и  $t_{1(1)}$  представлены в табл. XII.10.

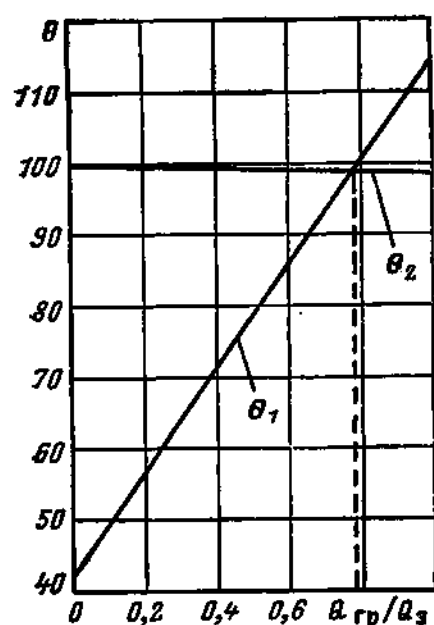


Рис. П.6. Графическое определение начала кипения недогретой до  $t_s$  воды

**2.5.5. Расчет граничного паросодержания  $x_{гр}$ , при котором начинается ухудшенная теплоотдача при кипении.** Для расчета  $x_{гр}$  использована следующая формула [9]:

$$x_{гр} = (0,92 - 0,0351 p_2) \sqrt{1000 / (\rho' w_0)},$$

где  $\rho' w_0$  — массовая скорость рабочего тела в испарителе,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;  $p_2$  — давление рабочего тела, МПа.

Зная  $x_{гр}$ , можно определить тепловую мощность участка с развитым пузырьковым кипением  $Q_{III} = x_{гр} Q_{к.и}$  и с ухудшенной теплоотдачей  $Q_{IV} = (1 - x_{гр}) Q_{к.и}$ .

Результаты расчета представлены в табл. XII.10.

**2.5.6. Расчет площади теплопередающей поверхности и длины труб модуля испарителя.** Площадь теплопереда-

ющей поверхности модуля испарителя рассчитывается как сумма площадей теплопередающих поверхностей участков испарителя:

$$S_{\Sigma}^{\text{н}} = S_{\text{I}} + S_{\text{II}} + S_{\text{III}} + S_{\text{IV}} + S_{\text{V}}.$$

Расчетная площадь отдельных участков определяется по формуле

$$S_{i \text{ п}} = Q_i / (k_i \Delta t_{\text{ср } i}),$$

где  $Q_i$  — мощность, кДж/с;  $k_i$  — коэффициент теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t_{\text{ср } i}$  — средний температурный напор, °С, участка.

Для всех участков испарителя коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке труб теплопередающей поверхности рассчитывается по формуле, предложенной в [27]:

$$\text{Nu} = 24,15 \lg [-8,12 + 12,76 (s/d_{\text{н}}) - 3,65 (s/d_{\text{н}})^2 + 0,0174 \{1 - \exp [-6 (s/d_{\text{н}} - 1)]\} (\text{Pe} - 200)^{0,9}.$$

Входящий в  $\text{Pe} = w d_{\text{э}} / a$  и  $\text{Nu} = a d_{\text{э}} / \lambda$  эквивалентный гидравлический диаметр равен

$$d_{\text{э}} = d_{\text{н}} \left[ \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left( \frac{s}{d_{\text{н}}} \right)^2 - 1 \right].$$

Здесь  $s$  и  $d_{\text{н}}$  — шаг между трубами и наружный диаметр труб теплопередающей поверхности модуля, м.

Физические параметры натрия выбираются из таблицы приложения IV по средней температуре натрия на соответствующем участке.

Скорость натрия в межтрубном пространстве

$$w_{1 \text{ п}} = G_{\text{м}}^{\text{н}} / (F_{\text{м.п}}^{\text{н}} \rho_{1 \text{ п}}).$$

Для всех участков испарителя при расчете коэффициента теплопередачи учитывается термическое сопротивление стенки труб теплопередающей поверхности  $R_{\text{ст}} = \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}}$  и сопротивление оксидных пленок  $2R_{\text{ок}} = 12 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{кВт}$ .

Участок I:  $Q_{\text{I}} = 8,91 \cdot 10^3 \text{ кДж/с}$ ;  $t'_{11} = 372,5^\circ\text{C}$ ;  $t''_{11} = 340^\circ\text{C}$ ;  $t'_{21} = 240^\circ\text{C}$ ;  $t''_{21} = 323^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к воде рассчитывается по (6.4) для средних значений теплофизических параметров воды на участке.

Средняя скорость воды в трубах

$$w_{2 \text{ п}} = D_{\text{м}}^{\text{н}} / (F_{\text{тр}}^{\text{н}} \rho_{2 \text{ п}}).$$

Участок II:  $Q_{\text{II}} = 2,32 \cdot 10^3 \text{ кДж/с}$ ;  $t'_{\text{III}} = 381,2^\circ\text{C}$ ;  $t''_{\text{III}} = 372,5^\circ\text{C}$ ;  $t'_{2\text{II}} = 323^\circ\text{C}$ ;  $t'_{2\text{II}} = t_{\text{с}} = 336,6^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{2\text{II}}$  от стенки к воде, кипящей в пристенном слое, рассчитывается по формуле (в) п. 2.5.4 методом последовательных приближений. Так как коэффициент теплоотдачи

$\alpha_{2II}$  рассчитывается по разности температур  $t_{ст} - t_s$ , то определение среднего температурного напора на участке выполняется по формуле

$$\Delta t_{ср II} = \frac{(t'_{1 II} - t_s) - (t''_{1 II} - t_s)}{\ln [(t'_{1 II} - t_s) / (t''_{1 II} - t_s)]}.$$

Участок III:  $Q_{III} = 13,18 \cdot 10^3$  кДж/с;  $t'_{III} = 429^\circ\text{C}$ ;  $t''_{III} = 381,2^\circ\text{C}$ ;  $t'_{2III} = t''_{2III} = t_s = 336,6^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде на участке III рассчитывается отдельно на границах участка:  $\alpha_{2III}$  — на границе 2 (рис. П.5) участка  $t_2 = t_s$ , а паросодержание  $x = 0$  означает начало развитого пузырькового кипения воды;  $\alpha_{2III}$  — на границе 3 при паросодержании  $x < x_{гр}$  наступает развитое пузырьковое кипение воды.

Соответственно на границах этого же участка определяются коэффициенты теплопередачи  $k'_{III}$  и  $k''_{III}$ . Коэффициент теплопередачи для всего участка принимается равным его среднему значению  $k_{III} = 0,5(k'_{III} + k''_{III})$ , если  $k''_{III}/k'_{III} < 1,25$  (см. § 11.5).

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{2III}$  рассчитывается по формуле (в) п. 2.5.4 методом последовательных приближений.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{2III}$  рассчитывается по формуле, рекомендованной в [27]:

$$\alpha_{2 III} = \alpha_n \sqrt{1 + 7 \cdot 10^{-9} \left( \frac{w_{см} \rho'}{q} \right)^{2/3} \left( \frac{\alpha_k}{\alpha_n} \right)^2},$$

где  $\alpha_n = \alpha_w \sqrt{1 + (\alpha_k/\alpha_w)^2}$ ;

$\alpha_w$  — коэффициент теплоотдачи к воде при  $t = t_s$ ;  $\alpha_k$  — коэффициент теплоотдачи, рассчитываемый по формуле (в) п. 2.5.4.

Алгоритм расчета  $\alpha_{2III}$ :  
определяются:

а) скорость воды (скорость циркуляции)

$$w_0 = D_m^n / (F_{тр} \rho');$$

б) коэффициент теплоотдачи  $\alpha_w$  [по (6.4)];

в) принимается (ориентировочно) значение  $q$ ; в качестве первого приближения выбирается

$$q' = (0,85 \div 0,9) (t'_{1 III} - t_s) (1/\alpha_{1 III} + R_{ст} + 2R_{ок})^{-1};$$

рассчитываются:

г) коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_k$  и  $\alpha_n$ ;

д) приведенная скорость смеси  $w_{см}$  [по (7.40)];

е) коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{2III}$ ;

ж) коэффициент теплопередачи  $k_{III}$ ;

з) удельный тепловой поток  $q'' = k_{III} (t'_{III} - t_s)$ ;

и) отношение  $q'/q''$ ; если  $0,95 < q'/q'' < 1,05$ , то расчет заканчивается, если условие не выполняется, то расчет повторяется.

Участок IV:  $Q_{IV} = 9,51 \cdot 10^3$  кДж/с;  $t'_{IV} = 463,4^\circ\text{C}$ ;  $t''_{IV} = 429^\circ\text{C}$ ;  $t'_{2IV} = t''_{2IV} = t_s = 336,6^\circ\text{C}$ .

При расчете коэффициента теплопередачи на участке IV необходимо учитывать термическое сопротивление отложений на теплопередающей поверхности примесей, содержащихся в питательной воде,  $R_{отл} = \delta_{отл} / \lambda_{отл}$ .  $\delta_{отл}$  не должна превышать 0,2 мм (см. § 13.1). Для отложений, которые в основном состоят из солей жесткости,  $\lambda_{отл} = 0,5$  Вт/(м·К) (см. § 8.1).

В расчете принято:  $\delta_{отл} = 0,1 \cdot 10^{-3}$  м;  $\lambda_{отл} = 0,5 \cdot 10^{-3}$  кВт/(м·К). Коэффициент теплоотдачи от стенки труб теплопередающей поверхности к рабочему телу  $\alpha_{2IV}$  рассчитывается как средний для всего участка по номограмме рис. 6.8 (§ 6.3). Значения удельного теплового потока в первом приближении (с последующей проверкой) могут быть приняты равными

$$q' = (0,6 \div 0,7) \Delta t_{ср IV} \left( \frac{1}{\alpha_{1 IV}} + R_{ст} + 2R_{ок} + R_{отл} \right)^{-1}.$$

Участок V:  $Q_V = 3,3 \cdot 10^3$  кДж/с;  $t'_{IV} = 475,6^\circ\text{C}$ ;  $t'_{1V} = 463,4^\circ\text{C}$ ;  $t'_{2V} = 336,6^\circ\text{C}$ ;  $t'_{2V} = 356,6^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к перегретому пару рассчитывается по (6.4). Так как в пароперегревательный участок испарителя выносятся капельки воды, то при расчете коэффициента теплопередачи учитывается термическое сопротивление отложений, образованных примесями, выпадающими на теплопередающей поверхности при испарении капель воды.

Расчетная площадь теплопередающей поверхности модуля испарителя

$$S_{м.р}^н = S_{Iр} + S_{IIр} + S_{IIIр} + S_{IVр} + S_{Vр}.$$

Площадь теплопередающей поверхности с 10 %-ным запасом

$$S_m^н = 1,1 S_{м.р}^н.$$

Общая длина труб

$$L_m^н = S_m^н / (\pi d_{ср}) = S_m^н / (\pi (d_n - \delta)).$$

Длина одной трубы теплопередающей поверхности

$$l_m^н = L_m^н / n_m.$$

Полная длина одной трубы модуля испарителя с учетом отрезков, прилегающих к трубным доскам и завальцованных в трубные доски,  $l_{м.к}^н$  определяется по эскизу испарителя.

Масса труб одного модуля испарителя

$$M_{тр}^н = n_m l_{м.к}^н \rho_{тр},$$

где  $\rho_{тр} = 0,63$  кг/м — масса 1 м трубы диаметром  $16 \times 1,8$  мм.

Т а б л и ц а XII.11. Основные характеристики и результаты теплового расчета модуля испарителя

Величина	Обозначение	Значение
Тепловая мощность модуля, кДж/с	$Q_M^H$	$37,3 \cdot 10^3$
Число модулей испарителя	$m_H$	8
Расход рабочего тела через модуль, кг/с	$D_M$	21,24
Расход натрия, кг/с	$G_M$	220,6
Диаметр и толщина стенки трубы теплопередающей поверхности, мм	$d_B \times \delta$	$16 \times 1,8$
Число труб в модуле	$n_M$	301
Шаг между трубами, мм	$s$	24
Внутренний диаметр кожуха, м	$d_{в. кож}$	0,456
Площадь проходного сечения трубок, м <sup>2</sup>	$F_{тр}$	$3,64 \cdot 10^{-2}$
Площадь проходного сечения межтрубного пространства, м <sup>2</sup>	$F_{м. п}$	0,103
Эквивалентный диаметр, м	$d_э$	0,0237
<b>Участок I</b>		
Скорость (средняя) натрия, м/с	$w_{1I}$	2,48
Коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке трубы теплопередающей поверхности, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_{1I}$	51
Средняя скорость воды, м/с	$w_{2I}$	0,785
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_{2I}$	7,35
Термическое сопротивление стенки трубы теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup> ·К/кВт	$R_{ст I}$	$4,86 \cdot 10^{-2}$
Коэффициент теплопередачи, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_I$	3,07
Средний температурный напор, °С	$\Delta t_{ср I}$	71,8
Площадь (расчетная) теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup>	$S_{I p}$	40,5
<b>Участок II</b>		
Коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке трубы теплопередающей поверхности, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_{1II}$	50,6
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_{2II}$	59,8
Термическое сопротивление стенки трубы теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup> ·К/кВт	$R_{ст II}$	$4,86 \cdot 10^{-2}$
Термическое сопротивление оксидных пленок, м <sup>2</sup> ·К/кВт	$R_{ок}$	$12 \cdot 10^{-2}$
Коэффициент теплопередачи, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_{II}$	4,88
Расчетная площадь теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup>	$S_{II p}$	11,8
<b>Участок III</b>		
Коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке трубы теплопередающей поверхности (средний для всего участка), кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_{1 III}$	49,5
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы теплопередающей поверхности к кипящей воде (на границе 2), кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha'_{2 III}$	63,2

Величина	Обозначение	Значение
Коэффициент теплопередачи (на границе 2), кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k'_{III}$	4,9
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к кипящей воде (на границе 3), кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_{2 III}^{II}$	107
Коэффициент теплопередачи (на границе 3), кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_{III}^{II}$	5,07
Средний коэффициент теплопередачи на участке II, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_{III}$	4,98
Средний температурный напор, °С	$\Delta t_{cp II}$	65,9
Расчетная площадь теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup>	$S_{III p}$	40,1
<b>Участок IV</b>		
Коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке трубки теплопередающей поверхности, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_1 IV$	48,6
Термическое сопротивление, м <sup>2</sup> ·К/кВт:		
оксидных пленок	$R_{ст IV}$	$4,9 \cdot 10^{-3}$
отложений примесей	$2R_{ок}$	$12 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки теплопередающей поверхности к рабочему телу, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$R_{отл}$	$20 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент теплопередачи, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_2 IV$	4,2
Средний температурный напор, °С	$k_{IV}$	1,59
Расчетная площадь теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup>	$\Delta t_{cp IV}$	109,8
	$S_{IV p}$	54,5
<b>Участок V</b>		
Коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке трубки теплопередающей поверхности, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_1 V$	48,2
Термическое сопротивление, м <sup>2</sup> ·К/кВт:		
стенки трубы теплопередающей поверхности	$R_{ст V}$	$4,97 \cdot 10^{-3}$
оксидных пленок	$2R_{ок}$	$12 \cdot 10^{-3}$
отложений примесей	$R_{отл}$	$20 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы теплопередающей поверхности к пару, кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_2 V$	5,45
Средний температурный напор, °С	$\Delta t_{cp V}$	123,2
Расчетная площадь теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup>	$S_{V p}$	14
<b>Модуль испарителя</b>		
Расчетная площадь теплопередающей поверхности модуля испарителя, м <sup>2</sup>	$S_{м. p}^H$	160,9
Площадь теплопередающей поверхности с 10 %-ным запасом, м <sup>2</sup>	$S_M^H$	177
Общая длина труб теплопередающей поверхности, м	$L_M^H$	3975

Величина	Обозначение	Значение
Длина одной трубы теплопередающей поверхности, м	$l_m^n$	13,2
Полная длина одной трубы модуля испарителя, м	$l_{м.к}^n$	13,8
Масса труб теплопередающей поверхности, т	$m_{тр.н}$	2,62

Результаты теплового расчета модуля испарителя представлены в табл. XII.11.

2.6. Тепловой расчет модуля основного пароперегревателя. Принимается, что конструкция модуля пароперегревателя аналогична конструкции модуля испарителя.

2.6.1. *Материал, наружный диаметр и толщина стенки труб.* В качестве материала для изготовления труб теплопередающей поверхности с учетом температуры теплоносителя выбрана сталь марки X18H10. Наружный диаметр принят равным 16 мм.

Расчетом по (14.1) определена толщина стенки труб:  $\delta = 1,8$  мм. Внутренний диаметр  $d_b = 12,4$  мм. Трубы в пучке располагаются по треугольной решетке с шагом  $s = 24$  мм; число труб в модуле  $n_n = 301$ .

2.6.2. *Основные характеристики модуля основного пароперегревателя.* Число модулей пароперегревателя равно числу модулей испарителя  $m_n = 8$  (см. п. 2.4). Тепловая мощность модуля  $Q_m^n = 13,75 \cdot 10^3$  кДж/с.

Расход пара  $D_m^n = 21,24$  кг/с.

Расход натрия  $G_m^n = 130,5$  кг/с.

Температура пара  $t'_{2n} = 356^\circ\text{C}$ ;  $t''_{2n} = 540^\circ\text{C}$ .

Температура натрия  $t'_{1n} = 560^\circ\text{C}$ ;  $t''_{1n} = 475,6^\circ\text{C}$ .

2.6.3. *Расчет площади теплопередающей поверхности модуля пароперегревателя.* При изменении температуры пара от 356 до 540°C физические параметры пара значительно изменяются:

теплоемкость  $c_p^{вх}/c_p^{вых} = 2,35$ ;

вязкость  $\mu_{вх}/\mu_{вых} = 1,35$ ;

число Прандтля  $Pr_{вх}/Pr_{вых} = 1,8$ .

Так как основные уравнения теплопередачи [например, (11.7), (11.10)] получены при условии  $c_p = \text{const}$  и  $k = \text{const}$ , то расчет по (11.7) — (11.10) может привести к недопустимым погрешностям в определении площади теплопередающей поверхности. Поэтому для определения площади теплопередающей поверхности пароперегревателя использован метод поинтервальной линеаризации [14], который позволяет при использовании уравнений (11.7), (11.10) получать более точные значения площади теплопередающей поверхности.

Алгоритм расчета следующий:

пароперегреватель делится на участки таким образом, чтобы

отношение теплоемкостей, рассчитанных по температуре пара во входном и выходном сечениях, не превышало 1,3—1,4;

рассчитывается тепловая мощность участков;

рассчитываются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  при температуре натрия и пара на входе в пароперегреватель и выходе из него;

приняв зависимость  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  от температуры линейной интерполяцией определяются значения  $\alpha_{1i}$  и  $\alpha_{2i}$  на границах участков;

рассчитываются коэффициенты теплопередачи  $k_i$  на границах участков;

для участка рассчитывается: среднее значение коэффициента теплопередачи  $k_{ср}$ , средний температурный напор  $\Delta t_{ср}$  и расчетная площадь теплопередающей поверхности  $S_i^p$ ;

спределяется суммарная расчетная площадь теплопередающей поверхности  $S_{\Sigma}^p = \sum S_i^p$  и та же площадь с 10 %-ным запасом:

$$S_{\Sigma}^T = 1,1 S_{\Sigma}^p;$$

рассчитывается общая длина труб модуля пароперегревателя  $L_{\Sigma}$ , длина одной трубы  $l_{\Sigma}$ , полная (конструкционная) длина одной трубы и масса труб теплопередающей поверхности модуля.

Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  рассчитываются по методике п. 2.5.6 и формуле (6.4) соответственно.

При расчете коэффициентов теплопередачи учитывалось термическое сопротивление стенки труб теплопередающей поверхности с учетом зависимости  $\lambda_{ст}$  для стали X18H10 от температуры, термическое сопротивление оксидных пленок для этой стали и сопротивление железооксидных отложений  $2R_{ок}$  и  $R_{отл}$ .

Толщина железооксидных отложений принималась равной  $2 \cdot 10^{-2}$  мм; теплопроводность железооксидных отложений  $\lambda_{отл} = 1 \cdot 10^{-3}$  кВт/(м·К).

Результаты теплового расчета модуля основного пароперегревателя представлены в табл. XII.12.

2.7. Тепловой расчет модуля промежуточного пароперегревателя. Число модулей промежуточного пароперегревателя  $m_{пр} = 8$ . Основные характеристики модуля:  $Q_m^{пр} = 9,5 \cdot 10^3$  кДж/с;  $D_{пр} = 17$  кг/с;  $G_{пр} = 90,25$  кг/с;  $p_{2пр} = 3,2$  МПа;  $p_{2пр}' = 3$  МПа;  $t_{2пр} = 300$  °С;  $t_{2пр}' = 540$  °С;  $t_{1пр}' = 560$  °С;  $t_{1пр}'' = 475,6$  °С.

Для теплопередающей поверхности промежуточного пароперегревателя применены трубы из стали марки X18H10 наружным диаметром  $d_n = 25$  мм. Расчетная толщина стенки равна 0,7 мм. Из технологических соображений принимается  $\delta = 2$  мм. Внутренний диаметр труб  $d_b = 21$  мм.

Далее путем вариантных расчетов определяются число труб в модуле и шаг между трубами из условия получения допустимых значений скорости пара в трубах и натрия в межтрубном пространстве. В результате этих расчетов для модуля промежуточного пароперегревателя получено:

шаг между трубами при расположении их по треугольной решетке  $s = 1,3 d_n = 32,5 \cdot 10^{-3}$  м;

**Т а б л и ц а XII.12. Результаты теплового расчета модуля основного пароперегревателя**

Величина	Участок № 1	Участок № 2	Участок № 3
Температура перегретого пара *, °C	356; 375	375; 415	415; 540
Температура натрия, °C	475,6; 489	489; 510	510; 560
Тепловая мощность, кДж/с	$2,18 \cdot 10^3$	$3,42 \cdot 10^3$	$8,15 \cdot 10^3$
Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, кВт/(м <sup>2</sup> ·K)	4,68; 4,48	4,48; 4,08	4,08; 2,78
Коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке, кВт/(м <sup>2</sup> ·K)	39,4 39,2	39,2; 38,9	38,9; 38,2
Термическое сопротивление стенки трубы, м <sup>2</sup> ·K/кВт	$8 \cdot 10^{-2}$ $7,9 \cdot 10^{-2}$	$7,9 \cdot 10^{-2}$ ; $7,8 \cdot 10^{-2}$	$7,8 \cdot 10^{-2}$ ; $7,5 \cdot 10^{-2}$
Термическое сопротивление оксидных пленок, м <sup>2</sup> ·K/кВт	$2 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$
Термическое сопротивление отложений, м <sup>2</sup> ·K/кВт	$2 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$
Коэффициент теплопередачи, кВт/(м <sup>2</sup> ·K)	2,79 2,71	2,71 2,57	2,57 1,97
Средний коэффициент теплопередачи, кВт/(м <sup>2</sup> ·K)	2,75	2,64	2,27
Средний температурный напор, °C	116,8	104,5	48,2
Площадь теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup> :			
участка,	6,81	12,5	74,38
расчетная модуля	—	93,69	—
с 10 %-ным запасом	—	103,06	—
Общая длина труб модуля, м		2311	
Длина одной трубы, м		7,7	
Полная (конструкционная) длина одной трубы, м		8,3	
Масса труб, т		1,57	

\* Здесь и далее две цифры означают значения величины на входе и выходе.

число труб на диаметре трубной доски  $n_d = 15$ :

число труб в модуле  $n_{пр} = 187$  (см. § 11.3):

внутренний диаметр кожуха  $d_{в.кож} = 0,486$  м (см. § 11.3);

площадь проходного сечения труб  $F_{тр} = 6,46 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup>;

площадь проходного сечения межтрубного пространства  $F_{м.п} = 9,31 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup>.

При таких геометрических характеристиках модуля средняя скорость пара в трубах составляет  $w_{ср} = 28,1$  м/с, скорость натрия в межтрубном пространстве 1,17 м/с, т. е. обе скорости находятся в рекомендованном диапазоне скоростей (см. § 11.5).

Так как теплофизические характеристики пара и натрия при движении их в промежуточном пароперегревателе изменяются незначительно (не более чем на 10—15 %), то расчет площади теплопередающей поверхности выполняется по формулам (11.6), (11.7) и (11.11), а коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  рассчитываются по средним температурам потоков натрия и пара.

Коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке труб теплопередающей поверхности  $\alpha_1 = 31,1 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб теплопередающей поверхности к пару  $\alpha_2 = 1,08 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Термическое сопротивление стенки труб теплопередающей поверхности  $R_{\text{ст}} = 8,6 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{кВт}$ ; для расчета  $R_{\text{ст}}$  предварительно необходимо задаться температурой стенки (с последующей проверкой), которая в свою очередь необходима для определения  $\lambda_{\text{ст}}$ .

Термическое сопротивление оксидных пленок  $2R_{\text{ок}} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{кВт}$ .

Термическое сопротивление железооксидных отложений  $R_{\text{отл}} = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{кВт}$ ; в расчете принята толщина отложений  $\delta = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м}$ , теплопроводность  $\lambda = 1 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Коэффициент теплопередачи  $k = 0,932 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Средний температурный напор  $\Delta t_{\text{ср}} = 71,5^\circ \text{С}$ .

Расчетная площадь теплопередающей поверхности модуля промежуточного пароперегревателя  $S_{\text{пр}} = 142,5 \text{ м}^2$ .

Площадь теплопередающей поверхности с 10 %-ным запасом  $S_{\text{пр}}^{\text{м}} = 156,75 \text{ м}^2$ .

Общая длина труб модуля  $L_{\text{пр}} = 2168,8 \text{ м}$ .

Длина одной трубы  $l_{\text{пр}} = 11,6 \text{ м}$ .

Конструкционная длина трубы  $l_{\text{пр}}^{\text{к}} = 12,2 \text{ м}$ .

Масса труб  $M_{\text{пр}} = 2,58 \text{ т}$  (при массе 1 м трубы диаметром  $25 \times 2 \text{ мм} = 1,13 \text{ кг}/\text{м}$ ).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акользин П. А., Герасимов В. В., Касперович А. И. Водный режим тепловых электростанций (обычных и атомных). М. — Л.: Энергия, 1965.
2. Андреев П. А., Гринман М. И., Смолкин Ю. В. Оптимизация теплоэнергетического оборудования АЭС. М.: Атомиздат, 1975.
3. Андреев П. А., Гремилов Д. П., Федорович Е. Д. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Судостроение, 1969.
4. Боришанский В. М., Козырев А. И., Светлова Л. С. Теплообмен при кипении воды в широком диапазоне изменения давления насыщения. — Теплофизика высоких температур, 1964. № 1. С. 119—121.
5. Жидкометаллические теплоносители/В. М. Боришанский и др. — 2-е изд., перераб. и доп. М.: Атомиздат, 1967.
6. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972.
7. Вукалович М. П., Алтуниин В. В. Теплофизические свойства двуокиси углерода. М.: Атомиздат, 1965.
8. Вукалович М. П., Ривкин С. А., Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Стандарты, 1969.

9. Дорошук В. Е. Кризисы теплообмена при кипении воды в трубах. М.: Энергия, 1970.
10. Дорошук В. Е. Ядерные реакторы на электростанциях. М.: Атомиздат, 1977.
11. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1960.
12. Исаченко В. П., Осипова В. А., Александров А. А. Теплопередача. — 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергия, 1969.
13. Кичигин М. А., Костенко Н. В. Теплообменные аппараты и выпарные установки. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1955.
14. Клименко А. П., Капеев Т. Е. Расчет теплообменных аппаратов на электронных вычислительных машинах. М. — Л.: Энергия, 1966.
15. Ковалев А. П., Лелеев Н. С., Виленский Т. В. Парогенераторы. М. — Л.: Энергия, 1966.
16. Коньков А. С. Экспериментальное исследование условий ухудшения теплоотдачи при течении пароводяной смеси в обогреваемых трубах//Тр. ЦКТИ. 1965. Вып. 58. С. 170—178.
17. Секционные парогенераторы для АЭС с ВВЭР/В. Кржижек и др. Доклады на симпозиуме СЭВ. Состояние и перспективы развития АЭС с водородными реакторами. М.: ИАЭ, 1968, с. 313—331.
18. Кутателадзе С. С., Стырикович М. А. Гидравлика газожидкостных систем. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1958.
19. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М. — Л.: Машгиз, 1962.
20. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. М.: Высшая школа, 1977.
21. Лабунцов Д. А. Обобщение зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей//Теплоэнергетика. 1960. № 5. С. 76.
22. Лаймер А. Трубы с развитой теплоотдающей поверхностью//Атомная техника за рубежом. 1958. № 5. С. 52—60.
23. Манько П. А., Слонимский Б. Е. Производство судовых реакторов и парогенераторов. Л.: Судостроение, 1969.
24. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. — 4-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1984.
25. Маргулова Т. Х., Мартынова О. И. Водные режимы тепловых и атомных электростанций. М.: Высшая школа. 1981.
26. Маргулова Т. Х., Подушко Л. А. Атомные электрические станции. М.: Энергоиздат, 1982.
27. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования АЭС. Руководящие технические материалы 24.031.05.72. М.: Министерство тяжелого и транспортного машиностроения, 1974.
28. Миропольский З. Л., Шицман М. Е. О методах расчета теплоотдачи к воде и пару в околоскритической области//Энергомашиностроение. 1958. № 1. С. 8.
29. Миропольский З. Л. Теплоотдача при пленочном кипении пароводяной смеси в парогенирующих трубах//Теплоэнергетика. 1963. № 5. С. 49.
30. Михеев М. А. Основы теплопередачи. — 3-е изд., перераб. и доп. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1956.
31. Нелидов И. Е. Экономика энергомашиностроения. М.: Высшая школа, 1966.
32. Гидравлический расчет котельных агрегатов. Нормативный метод/О. М. Балдина и др. Под ред. В. А. Локшина и др. М.: Энергия, 1978.
33. Нормы расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций. М.: Metallurgizdat, 1973.
34. Петров П. А. Гидродинамика прямоточного котла. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1960.
35. Прейскурсант 01-03. Оптовые цены на качественную сталь. М.: Прейскурсантгиз, 1967.
36. Прейскурсант 01-04. Оптовые цены на трубы стальные и чугунные. М.: Прейскурсантгиз, 1967.

37. Прейскурант 09-01. Тарифы на электрическую и тепловую энергию, отпускаемую энергосистемами и электростанциями Министерства энергетики и электрификации СССР. М.: Прейскурантгиз, 1967.
38. Прузнер С. Л., Златопольский А. Н., Некрасов А. М. // Экономика энергетики СССР. М.: Высшая школа, 1984.
39. Рассохин Н. Г., Швецов Р. С., Кузьмин А. В. // Расчет теплоотдачи при кипении. — Теплоэнергетика. 1970, № 9. С. 58.
40. Расчет трубных досок теплообменных аппаратов на прочность. Руководящие указания ЦКТИ. Л.: 1965. Вып. 12.
41. Сепарационные устройства АЭС/А. Г. Агеев и др. М.: Энергоиздат, 1982.
42. Состояние и перспективы проектирования парогенераторов АЭС с водо-водяными реакторами. Тр. ЦКТИ. 1971. Вып. 108.
43. Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П. Парогенераторы электростанций. — 2-е изд., перераб. и доп. М. — Л.: Энергия, 1966.
44. Стырикович М. А., Мартынова О. И., Миропольский З. Л. Процессы генерации пара на электростанциях. М.: Энергия, 1969.
45. Тарасова Н. В., Орлов В. М. Исследование гидравлического сопротивления при поверхностном кипении воды в трубах. — Теплоэнергетика. 1962. № 6. С. 48—52.
46. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М.: Энергия, 1973.
47. Теплофизические свойства веществ: Справочник/Под ред. Н. Б. Варгафтика. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1956.
48. Титов В. Ф. Пути развития парогенераторов АЭС с водо-водяными реакторами. Доклады на симпозиуме СЭВ. Состояние и перспективы развития АЭС с водо-водяными реакторами. М.: ИАЭ, 1968, с. 293—312.
49. Толубинский В. И., Глущенко Л. Ф. Экспериментальное исследование теплообмена при поверхностном кипении воды // Тр. ЦКТИ. 1965. Вып. 57. С. 8—9.
50. Троянский Е. А. Металлы котлостроения и расчет прочности деталей паровых котлов. — 2-е изд., перераб. и доп. М. — Л.: Энергия, 1964.
51. Тяжелая вода. Теплофизические свойства/Под ред. В. А. Кириллина. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1963.
52. Улыбин С. А. Теплоносители энергетических ядерных установок. М. — Л.: Энергия, 1966.
53. Ушаков Г. Н. Первая атомная электростанция. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1959.
54. Цедерберг Н. В., Попов В. Н., Морозов М. А. Термодинамические и теплофизические свойства гелия. М.: Атомиздат, 1969.
55. Чакрыгин В. Г. Расчеты потерь напора в обогреваемых трубах при сверхкритических давлениях/Тр. ЦКТИ. Вып. 59, 1965.
56. Чиркин В. С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники. М.: Атомиздат, 1968.

## АЛФАВИТНО-ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Баланс примесей в барабанном ПГ 200, 202

— — — прямоточном ПГ 295

Барботажа пара 136

Виды расчетов ПГ 241

Влажность пара 186, 194

Внутрибарабанные циклоны 302

Водяной эквивалент 273

Высота точки закипания 173, 175

Гидравлическая неравномерность 146

Гидравлическое сопротивление двух-

фазного потока 131, 135

— — — местное 121

— — — нивелирное 122

— — — опускной системы контура естественной циркуляции 175, 176

— — — пароприемного щита 140

— — — подъемных труб контура естественной циркуляции 178

— — — при поперечном обтекании пучка труб 124

— — — трения 121

— — — ускорения потока 121

Гидродинамическая неустойчивость 158

— — — стабильность прямоточного испарителя 167

— — — характеристика 158, 161

Давление гидротестирования 317

— — — расчетное 312

Допустимая толщина отложений 218

Допустимое напряжение номинальное 312

— — — содержание примесей в паре 186

Жалюзийный сепаратор 301, 303, 305

Затраты капитальные 318

- мощности на перекачку 255, 260
- расчетные 319, 321
- удельная 321
- эксплуатационные 318
- Зеркало испарения 137
- Змеевики винтовые 69, 249
- плоские 249
- Классификация ПГ 50
- Конструкционные схемы ПГ с водным теплоносителем 26
- — — газовыми теплоносителями 42
- — — жидкометаллическими теплоносителями 38
- — — органическими теплоносителями 36
- Конструкция ПГ АЭС с ВВЭР 69, 71
- — АЭС А-(ЧССР) 93
- — в г. Дмитровграде (СССР) 57
- — Данджнесс Б (Великобритания) 90
- — «Колдер-Холл» (Великобритания) 87
- — — ВВЭР-1000 (СССР) 68
- — — ВВЭР-440 (СССР) 66
- — — водным теплоносителем (США, ФРГ) 56
- — — «Феникс» (Франция) 79
- — — «Форт-Сент-Врейн» (США) 92
- — — «Шиппингпорт» (США) 55
- — — «Энрико Ферми» (США) 77, 78
- — — Белоярской АЭС (СССР) 59, 60, 61
- — — первого блока НВАЭС (СССР) 64
- — — первой в мире (СССР) 52, 53, 54
- — — установки БН-600 (СССР) 84, 85
- — — «Хэллэмской» (США) 74, 75
- — — Шевченковской (СССР) 81, 82
- Коррекционная обработка воды ПГ добавлением аммиака 221, 222
- — — гидразина 221
- — — комплексонов 223
- — — фосфатов 212, 222
- Коррозия конструкционных материалов 206
- Коэффициент выноса примесей в пар 188
- линейного расширения сталей 29
- оребрения 289
- прочности 313
- распределения 190
- теплоотдачи в области ухудшенного теплообмена 117
- — для воды критических параметров 104
- — жидких металлов 107, 108
- — посредством лучеиспускания 118
- — при кипении воды в большом объеме 114
- — — в трубах 115
- — при конденсации в межтрубном пространстве 111
- — при поперечном обтекании трубных пучков 105
- — при продольном течении сред с  $P = 0,5$  103
- — теплопередачи 246, 247
- — теплопроводности сталей
- Коэффициенты местных сопротивлений 123
- Кратность циркуляции 179, 278
- Кризис барботажа 137
- теплоотдачи 116
- Математическая модель ПГ 261
- Материалы корпусов ПГ 311
- поверхности теплообмена 309
- Межпромывочный период 296
- Механический унос примесей паром 193, 196
- Модуль упругости сталей 339
- Надежность естественной циркуляции 180
- Нагрузка зеркала испарения 138, 186
- Неравномерность гидравлическая 147
- тепловая 148
- Образование отложений меди 213
- — оксидов железа 212
- — солей кальция и магния 212
- Параметры ПГ с водным теплоносителем 26
- — газовыми теплоносителями 42
- — жидкометаллическими теплоносителями 38
- — органическими теплоносителями 36
- Пароприемный щит 140, 300, 304
- Паросодержание истинное 128, 129
- массовое 126
- объемное 129
- — объемное 129
- при барботаже
- Пленочные вставки ВТИ 300
- Плотность пароводяной смеси 128, 130
- Поворотный расчет ПГ 268
- Погруженный дырчатый щит 128, 300, 304
- Предельный диаметр отверстия 315
- Приведенные капитальные затраты 260
- Принципиальная тепловая схема ПГ 257, 342, 363
- Продувка ПГ 200, 220
- Произведение растворимости 211
- Промывка пара 227, 306
- ПГ 213, 219
- Пульсация расходов среды межвитковая 168
- общая 168
- Растворимость веществ в паре 189
- Режимы течения двухфазного потока 131
- Скорость воды приведенная 127
- оптимальная 261
- пара приведенная 127
- рабочего тела в элементах ПГ 259
- теплоносителей 273, 288
- циркуляции 127
- Сложные контуры циркуляции 180
- Стоимость изготовления узлов ПГ 320, 360
- ПГ 260, 360
- Ступенчатое испарение 224

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие к третьему изданию . . . . .	3
Глава 1. Основные схемы производства пара на АЭС . . . . .	4
§ 1.1. Принципиальная схема производства пара на ТЭС . . . . .	4
§ 1.2. Принципиальные схемы производства пара на АЭС . . . . .	7
§ 1.3. Общие характеристики и типы ПГ АЭС . . . . .	15
§ 1.4. Требования к ПГ АЭС . . . . .	16
Глава 2. Первичные теплоносители . . . . .	19
§ 2.1. Требования к теплоносителям АЭС . . . . .	19
§ 2.2. Жидкие теплоносители . . . . .	20
§ 2.3. Газообразные теплоносители . . . . .	24
Глава 3. Конструкционные схемы ПГ . . . . .	26
§ 3.1. Конструкционные схемы ПГ, обогреваемых водой . . . . .	26
§ 3.2. Особенности конструкционных схем ПГ, обогреваемых органическими теплоносителями . . . . .	36
§ 3.3. Особенности конструкционных схем ПГ, обогреваемых жидкими металлами . . . . .	38
§ 3.4. Конструкционные схемы ПГ с газовыми теплоносителями . . . . .	42
Глава 4. Конструкции ПГ . . . . .	50
§ 4.1. Классификация ПГ . . . . .	50
§ 4.2. Конструкции ПГ, обогреваемых водой под давлением . . . . .	51
§ 4.3. Конструкции ПГ, обогреваемых жидкими металлами . . . . .	74
§ 4.4. Конструкции ПГ, обогреваемых газовыми теплоносителями . . . . .	86
Глава 5. Общая характеристика процессов, протекающих в ПГ . . . . .	95
§ 5.1. Гидродинамика и теплообмен . . . . .	95
§ 5.2. Физико-химические процессы . . . . .	97
§ 5.3. Влияние процессов, протекающих в ПГ, на надежность и экономичность основного оборудования АЭС . . . . .	98
Глава 6. Теплообмен в ПГ . . . . .	102
§ 6.1. Теплообмен при движении однофазных сред . . . . .	102
§ 6.2. Теплообмен при конденсации . . . . .	109
§ 6.3. Теплообмен при кипении воды . . . . .	113
§ 6.4. Лучистый теплообмен в ПГ, обогреваемых газовыми теплоносителями . . . . .	118
Глава 7. Гидродинамические процессы в ПГ . . . . .	120
§ 7.1. Общие положения . . . . .	120
§ 7.2. Сопротивления движению однофазного потока в поверхностях теплообмена . . . . .	121
§ 7.3. Основные закономерности гидродинамики двухфазного потока . . . . .	124
§ 7.4. Основные закономерности безнапорного движения пароводяной смеси . . . . .	136
Глава 8. Тепловые и гидродинамические условия работы поверхностей теплообмена . . . . .	141
§ 8.1. Температурный режим поверхностей теплообмена . . . . .	141

§ 8.2. Тепловая разверка в поверхностях теплообмена . . . . .	145
§ 8.3. Тепловые и гидродинамические условия работы поверхностей теплообмена с однофазной средой . . . . .	150
§ 8.4. Тепловые и гидродинамические условия работы испарительных поверхностей теплообмена с принудительным движением рабочего тела . . . . .	158
§ 8.5. Испарительные поверхности с естественной циркуляцией . . . . .	172
<b>Глава 9. Закономерности перехода примесей воды в пар . . . . .</b>	<b>185</b>
§ 9.1. Требования к чистоте пара . . . . .	185
§ 9.2. Переход примесей из воды в пар . . . . .	187
§ 9.3. Растворимость веществ в паре . . . . .	189
§ 9.4. Механический унос примесей с насыщенным паром . . . . .	193
§ 9.5. Методы получения чистого пара . . . . .	197
<b>Глава 10. Водный режим ПГ АЭС . . . . .</b>	<b>203</b>
§ 10.1. Общие положения . . . . .	203
§ 10.2. Коррозия поверхностей теплообмена со стороны рабочего тела . . . . .	206
§ 10.3. Отложения примесей воды . . . . .	210
§ 10.4. Питательная вода ПГ . . . . .	214
§ 10.5. Водный режим прямоточных ПГ . . . . .	217
§ 10.6. Водный режим ПГ с многократной циркуляцией . . . . .	220
§ 10.7. Водный режим ПГ АЭС с ВВЭР . . . . .	230
<b>Глава 11. Основы теплового, конструкционного и гидродинамического расчетов ПГ . . . . .</b>	<b>241</b>
§ 11.1. Задачи проектирования и виды расчетов . . . . .	241
§ 11.2. Общие положения теплового расчета . . . . .	244
§ 11.3. Общие положения конструкционного расчета . . . . .	248
§ 11.4. Общие положения гидродинамического расчета . . . . .	255
§ 11.5. Общие положения методики теплового, конструкционного и гидродинамического расчетов . . . . .	256
§ 11.6. Применение ЭВМ для расчета ПГ . . . . .	261
<b>Глава 12. Особенности теплового, конструкционного и гидромеханического расчетов ПГ различных типов . . . . .</b>	<b>271</b>
§ 12.1. ПГ, обогреваемые водой под давлением . . . . .	271
§ 12.2. ПГ, обогреваемые конденсирующимся насыщенным паром . . . . .	278
§ 12.3. ПГ, обогреваемые органическими теплоносителями . . . . .	280
§ 12.4. ПГ, обогреваемые жидкими металлами . . . . .	281
§ 12.5. ПГ, обогреваемые газовыми теплоносителями . . . . .	286
§ 12.6. Особенности расчета прямоточных ПГ . . . . .	293
<b>Глава 13. Расчет водного режима и сепарационных устройств . . . . .</b>	<b>295</b>
§ 13.1. Расчет водного режима . . . . .	295
§ 13.2. Проектирование и расчет сепарационных и промывочных устройств . . . . .	299
<b>Глава 14. Конструкционные материалы и расчет деталей ПГ на прочность . . . . .</b>	<b>309</b>
§ 14.1. Выбор материала . . . . .	309
§ 14.2. Расчет деталей ПГ на прочность . . . . .	312
<b>Глава 15. Техничко-экономические обоснования конструкции ПГ . . . . .</b>	<b>317</b>
§ 15.1. Факторы, определяющие эффективность ПГ . . . . .	317
§ 15.2. Техничко-экономические сопоставления при выборе оптимальной конструкции ПГ . . . . .	322
<b>Приложения . . . . .</b>	<b>324</b>
<b>Список литературы . . . . .</b>	<b>379</b>
<b>Алфавитно-предметный указатель . . . . .</b>	<b>381</b>

**СКАН И ОБРАБОТКУ ВЫПОЛНИЛ OLEG-1955**