

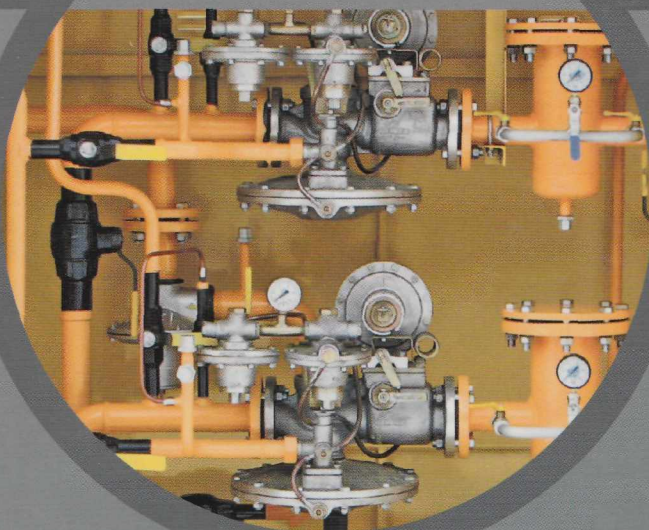
Среднее профессиональное образование

ЭНЕРГЕТИКА

В. М. Боровков, А. А. Калютник,
В. В. Сергеев

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Учебник



ACADEMIA

соответствует
ФГОС

В. М. БОРОВКОВ, А. А. КАЛЮТИК, В. В. СЕРГЕЕВ

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Учебник

Рекомендовано

*Федеральным государственным учреждением
«Федеральный институт развития образования» (ФГУ «ФИРО»)
в качестве учебника для использования в учебном процессе
образовательных учреждений, реализующих программы
среднего профессионального образования по специальности
140102 «Теплоснабжение и теплотехническое оборудование»*

Регистрационный номер рецензии 131 от 28 апреля 2011 г. ФГУ «ФИРО»

2-е издание, исправленное



Москва
Издательский центр «Академия»
2013

УДК 621.1(075.32)

ББК 31.3я723

Б831

Рецензенты:

проф. кафедры теплотехники и теплоэнергетики Северо-Западного государственного заочного технического университета, канд. техн. наук *Н. Т. Амосов*

Боровков В.М.

Б831 Теплотехническое оборудование : учебник для студ. учреждений средн. проф. образования / В. М. Боровков, А. А. Калютик, В. В. Сергеев. — 2-е изд., испр. — М. : Издательский центр «Академия», 2013. — 192 с.

ISBN 978-5-7695-9887-6

Рассмотрены устройство, принципы действия, основные параметры и характеристики теплотехнического оборудования. Приведена конструкция рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного и периодического действия, регенеративных теплообменных аппаратов, выпарных, дистилляционных, ректификационных, а также сушильных установок. Содержатся необходимые сведения о теплообменных аппаратах со смешиванием теплоносителей, трансформаторах теплоты и холодильных установках.

Учебник может быть использован при освоении профессиональных модулей ПМ.01 «Эксплуатация, расчет и выбор теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения», ПМ.02 «Технология ремонта теплотехнического оборудования и оборудования систем тепло- и топливоснабжения» по специальности 140102 «Теплоснабжение и теплотехническое оборудование».

Для студентов учреждений среднего профессионального образования. Может быть полезен специалистам, занимающимся эксплуатацией теплотехнического оборудования и тепловых сетей.

УДК 621.1(075.32)

ББК 31.3я723

Учебное издание

Боровков Валерий Михайлович, Калютик Александр Антонович,
Сергеев Виталий Владимирович

Теплотехническое оборудование

Учебное пособие

2-е издание, исправленное

Редактор *Н. Е. Овчеренко*. Технический редактор *Н. И. Горбачёва*

Компьютерная верстка: *Р. Ю. Волкова*. Корректор *А. П. Сизова*

Изд. № 102114026. Подписано в печать 06.03.2013. Формат 60×90/16. Гарнитура «Ньютон».

Печать офсетная. Бумага офсет. № 1. Усл.-печ. л. 12,0. Тираж 1 000 экз. Заказ № 6372

ООО «Издательский центр «Академия». www.academia-moscow.ru

129085, Москва, пр-т Мира, 101В, стр. 1. Тел./факс: (495) 648-0507, 616-00-29.

Санитарно-эпидемиологическое заключение № РОСС RU. AE51. Н 16067 от 06.03.2012.

Отпечатано с электронных носителей издательства.

ОАО «Тверской полиграфический комбинат», 170024, г. Тверь, пр-т Ленина, 5.

Телефон: (4822) 44-52-03, 44-50-34. Телефон/факс: (4822) 44-42-15.

Home page — www.tverpk.ru Электронная почта (E-mail) — sales@tverpk.ru

Оригинал-макет данного издания является собственностью Издательского центра «Академия», и его воспроизведение любым способом без согласия правообладателя запрещается

© Боровков В. М., Калютик А. А., Сергеев В. В., 2011

© Образовательно-издательский центр «Академия», 2011

ISBN 978-5-7695-9887-6 © Оформление. Издательский центр «Академия», 2011

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время различные отрасли экономики Российской Федерации потребляют в виде теплоты примерно 70...80 % всей расходуемой энергии. Разнообразные процессы, связанные с потреблением теплоты без ее превращения в другие виды энергии, по назначению расходуемой теплоты можно отнести к двум основным категориям: потребление теплоты для коммунально-бытовых нужд (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение) и потребление теплоты для технологических нужд. Первая категория в масштабе экономики страны является преобладающей. В настоящее время на долю коммунально-бытовых нужд приходится около 70 %, а на долю технологических нужд — только 30 % всего теплового потребления страны.

Теплообменный аппарат является одним из наиболее распространенных и важнейших элементов энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок.

На теплообменные аппараты приходится значительная доля капиталовложений в энергетические, коммунально-бытовые и технологические установки. При строительстве тепловых электростанций капиталовложения в теплообменные аппараты составляют до 70 % капиталовложений на оборудование станций. На современных нефте- и газоперерабатывающих заводах капиталовложения в теплообменные аппараты достигают 40...50 %. На теплообменные аппараты расходуется также значительная часть эксплуатационных расходов энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок. Амортизационные отчисления, расходы на обслуживание, осмотр и ремонт теплообменных аппаратов и установок в большинстве случаев выше, чем для оборудования других категорий.

Теплообменные аппараты, как и другие элементы энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок, работают в условиях переменных режимов. Однако эксплуатационные, статические и динамические характеристики теплообменных аппаратов зависят не только от изменения расходных режимов и технологических параметров потоков, но и от таких факторов, как накопление загрязнений, накипи, сажи, смол на стенках труб, появление коррозии и т.д., которые в свою очередь зависят от времени. Поэтому расчет, проектирование, конструирование и эксплуатация теплотехнического оборудования должны проводиться с учетом большой сложности происходящих в нем процессов, а также значительного влияния параметров процесса теплообмена на технико-экономические показатели соответствующих установок.

Теплообменные аппараты имеют многообразное назначение. Вместе с тем они должны отвечать определенным общим требованиям, которые являются исходными при их проектировании. К этим требованиям относятся: высокая тепловая производительность и экономичность в работе; обеспечение заданных технологических условий процесса и высокого качества готового продукта (для технологических установок) обеспечение мер по защите окружающей среды; простота конструкции, дешевизна материалов и изготовления, компактность и малая масса аппарата; удобство монтажа, доступность и быстрота ремонта, надежность в работе, длительный срок службы; соответствие требованиям охраны труда, государственным стандартам, ведомственным нормам и правилам Ростехнадзора.

Учебник, предназначенный для учащихся энергетических и энергостроительных техникумов, написан в соответствии с программой курса «Теплотехническое оборудование». Его основной задачей является ознакомление будущих теплотехников с устройством аппаратуры, использующей теплоту, с основными физико-химическими процессами, происходящими в этой аппаратуре, а также с методами рационального выбора и проектирования типов и схем теплообменного оборудования. В книге рассмотрены различные промышленные теплообменные установки без привязки к отраслям промышленности, в которых они нашли применение, что позволило выполнить классификацию и применить единые методы тепловых расчетов.

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОМ ОБОРУДОВАНИИ

1.1. Классификация теплообменных аппаратов

Теплообменными аппаратами (теплообменниками) называют устройства, предназначенные для обмена теплотой между греющей и обогреваемой рабочими средами. Эти среды принято называть **теплоносителями**.

Передача теплоты от одного теплоносителя к другому необходима во многих отраслях промышленности: в энергетике, в химической, металлургической, нефтяной, пищевой и др.

Тепловые процессы, происходящие в теплообменных аппаратах, самые разнообразные: нагрев, охлаждение, испарение, кипение, конденсация, плавление, затвердевание и более сложные процессы, являющиеся комбинацией перечисленных. В процессе теплообмена может участвовать несколько теплоносителей: теплота от одного из них может передаваться нескольким и от нескольких — одному.

В основу классификации теплообменных аппаратов могут быть положены различные признаки. Обычно используют классификацию теплообменных аппаратов по функциональным признакам:

- 1) по принципу действия;
- 2) по характеру движения;
- 3) по роду теплового режима;
- 4) по роду теплоносителя;
- 5) в зависимости от изменения агрегатного состояния теплоносителей.

Независимо от принципа действия теплообменные аппараты, применяющиеся в различных областях техники, как правило, имеют свои специфические названия, что обусловлено технологическим назначением и конструктивными особенностями. Однако с теплотехнической точки зрения все аппараты имеют одно назначение — передачу теплоты от одного теплоносителя к другому или между поверхностью твердого тела и движущимся теплоносителем, что определяет те общие положения, которые лежат в основе теплового расчета любого теплообменного аппарата.

По принципу действия теплообменные аппараты бывают двух типов — поверхностные (рекуперативные и регенеративные) и смешивающие.

В аппаратах поверхностного типа теплоносители ограничены твердыми стенками, частично или полностью участвующими в процессе теплообмена между ними. Поверхностью нагрева называется часть поверхности этих стенок, через которую передается теплота.

Рекуперативными называют такие теплообменные аппараты, в которых теплообмен между теплоносителями происходит через разделительную стенку. При теплообмене в аппаратах такого типа тепловой поток в каждой точке поверхности разделительной стенки сохраняет постоянное направление.

Регенеративными называются такие теплообменные аппараты, в которых два или большее число теплоносителей попеременно соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева. Во время соприкосновения с различными теплоносителями поверхность нагрева или получает теплоту и аккумулирует ее, а затем отдает, или, наоборот, сначала отдает аккумулированную теплоту и охлаждается, а затем нагревается. В разные периоды теплообмена (нагрев или охлаждение поверхности нагрева) направление теплового потока в каждой точке поверхности нагрева изменяется на противоположное.

По характеру движения теплоносителей относительно теплопередающей поверхности теплообменные аппараты делят на три типа: с естественной циркуляцией; с принудительной циркуляцией; с движением жидкости под действием сил гравитации. К теплообменным аппаратам с естественной циркуляцией относятся испарители, выпарные аппараты, водогрейные и паровые котлы, у которых теплоноситель движется благодаря разности плотностей жидкости и образующейся парожидкостной смеси в опускных и подъемных трубах циркуляционного контура. К теплообменным аппаратам с принудительной циркуляцией относятся, например, рекуперативные теплообменники, а к аппаратам с движением жидкости под действием сил гравитации — конденсаторы, оросительные теплообменники.

Смешивающими (контактными) называют такие теплообменные аппараты, в которых тепло- и массообмен происходит при непосредственном контакте и смешении теплоносителей. Наиболее важным фактором в рабочем процессе смешивающего теплообменного аппарата является поверхность соприкосновения теплоносителей. Для увеличения поверхности теплообмена на пути движения теплоносителей размещают насадку. Подробно конструкции теплообменных аппаратов такого типа будут рассмотрены в гл. 2.

По роду теплового режима теплообменные аппараты бывают со стационарными и нестационарными процессами теплообмена. В большинстве рекуперативных теплообменников теплота передается непрерывно через стенку от теплоносителя к другому теплоносителю. Такие теплообменники называют *теплообменниками непре-*

рывного действия. На рис. 1.1 показан пример рекуперативного теплообменника, в котором один из теплоносителей протекает внутри труб, а второй омывает их наружные поверхности. Теплообменники, в которых периодически изменяются подача и отвод теплоносителей, называют *теплообменниками периодического действия.*

Большинство регенеративных теплообменников работает по принципу периодического действия. Разные теплоносители поступают в них в различные периоды времени. Теплообменники такого типа могут работать и непрерывно. В этом случае вращающаяся насадка (или стенка) попеременно соприкасается с потоками разных теплоносителей и непрерывно переносит теплоту из одного потока в другой.

На рис. 1.2 показан теплообменник с барабанным ротором. Ротор 1 состоит из секций 2, в каждой из которых размещен пакет из проволоочной сетки. Эквивалентный диаметр отверстия в проволоочной насадке составляет десятые доли миллиметра.

Объем теплообменника с помощью стенок и уплотняющих устройств 3 разделен на две полости, через одну из которых протекает

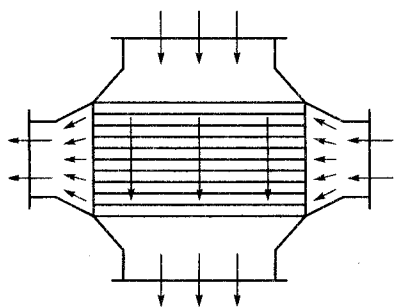


Рис. 1.1. Схема рекуперативного теплообменника трубчатого типа

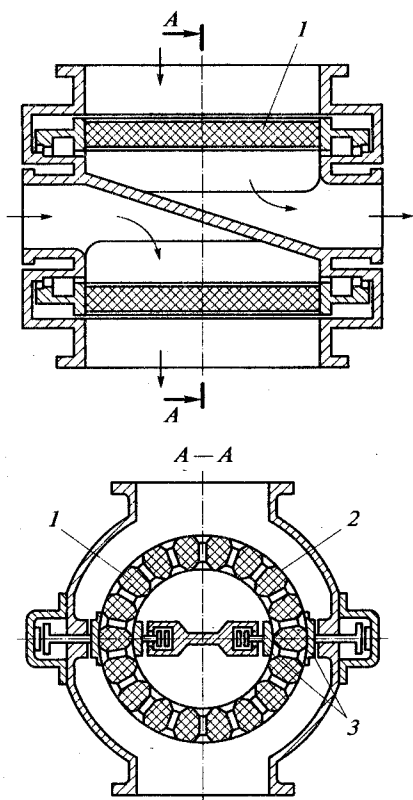


Рис. 1.2. Конструктивная схема теплообменника с барабанным ротором:
1 — ротор; 2 — секция; 3 — уплотняющее устройство

горячий теплоноситель (газ), через другую — холодный. Уплотнения установлены также и на торцевой части ротора. Во время работы теплообменника вследствие вращения ротора нагретые элементы насадки непрерывно переходят из полости горячего в полость холодного газа, а охладившиеся элементы — наоборот. Частота вращения ротора составляет обычно 6...15 об/мин. Достоинством теплообменников такого типа является их высокая компактность, а недостатком то, что при разных давлениях теплоносителей перетекание газа из одной полости в другую в местах уплотнения существенно снижает их эффективность. Поэтому при неодинаковых давлениях теплоносителей эффективность теплообменника такой схемы во многом зависит от качества уплотнения между его полостями.

По роду теплоносителей теплообменные аппараты классифицируют следующим образом: жидкость — жидкость; пар — жидкость; газ — жидкость; пар — пар; пар — газ; газ — газ.

В зависимости от изменения агрегатного состояния теплоносителей теплообменные аппараты бывают: без изменения агрегатного состояния; с изменением агрегатного состояния одного теплоносителя; с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей.

В теплообменных аппаратах могут протекать различные процессы теплообмена: нагрев; охлаждение; кипение; конденсация и т.д. В зависимости от этих процессов теплообменные аппараты делят на подогреватели, охладители, испарители, конденсаторы и т.д.

1.2. Теплоносители

В зависимости от назначения производственных процессов в качестве *теплоносителей* могут применяться самые разнообразные газообразные, жидкие и твердые вещества.

С точки зрения технической и экономической целесообразности их применения теплоносители должны обладать следующими качествами:

1) иметь достаточно большую теплоту парообразования, плотность и теплоемкость, малую вязкость. При таких характеристиках теплоносителей обеспечивается достаточная интенсивность теплообмена и уменьшаются их массовые и объемные количества, необходимые для заданной тепловой нагрузки теплообменного аппарата. Необходимо также, чтобы теплоносители обладали высокими температурами при малых давлениях, что способствует установке относительно небольших поверхностей теплообмена;

2) иметь необходимую термостойкость и не оказывать неблагоприятного воздействия на материалы аппаратуры. Теплоносители должны быть химически стойкими и неагрессивными даже при достаточно длительном воздействии высоких температур. Желательно, чтобы теплоносители в процессе работы не создавали на поверхно-

сти теплообмена отложений, так как это понижает коэффициент теплопередачи и теплопроизводительность оборудования;

3) быть недорогими и доступными. Дорогостоящие или малодоступные вещества увеличивают капитальные затраты и эксплуатационные расходы, что иногда приводит к явной нецелесообразности их применения с экономической точки зрения.

При выборе теплоносителей необходимо в каждом отдельном случае детально учитывать их термодинамические и физико-химические свойства, а также технико-экономические показатели.

Водяной пар как греющий теплоноситель получил наибольшее распространение вследствие ряда своих достоинств:

- высокие коэффициенты теплоотдачи при конденсации водяного пара позволяют получать относительно небольшие поверхности теплообмена;

- большое изменение энтальпии при конденсации водяного пара позволяет расходовать малое его массовое количество для передачи сравнительно больших количеств теплоты;

- постоянная температура конденсации при заданном давлении позволяет достаточно легко поддерживать постоянный режим и регулировать процесс в аппаратах.

Основным недостатком водяного пара является значительное повышение давления в зависимости от температуры насыщения. Так, при давлении 0,09807 МПа температура пара составляет 99,1 °С, а температура насыщенного пара 350 °С может быть получена только при давлении 15,5 МПа. Поэтому обогрев паром применяют в процессах нагревания, происходящих при умеренных температурах (~60 ... 150 °С).

Наиболее часто употребляемое давление греющего пара в теплообменниках составляет 0,2 ... 1,2 МПа. Теплообменники с паровым обогревом для высоких температур обладают значительной массой и достаточно громоздки по условиям обеспечения прочности, имеют толстые фланцы и стенки, весьма дороги и поэтому применяются редко.

Горячая вода получила широкое распространение в качестве греющего теплоносителя, особенно в отопительных вентиляционных установках. Подогрев воды осуществляется в специальных водогрейных котлах, производственных технологических агрегатах (например, в печах) или водонагревательных установках ТЭЦ и котельных. Горячую воду как теплоноситель можно транспортировать по трубопроводам на значительные расстояния (на несколько километров). При этом понижение температуры воды в хорошо изолированных трубопроводах составляет не более 1 °С на 1 км. Достоинством воды как теплоносителя является сравнительно высокий коэффициент теплоотдачи. Однако горячая вода, поступающая от тепловых сетей, как греющий теплоноситель производственных теплообменников используется редко, поскольку в течение отопительного сезона при

естественном регулировании отпуска теплоты температура ее постоянна и изменяется от 70 до 150 °С.

Дымовые и топочные газы как греющая среда применяют обычно на месте их получения для непосредственного обогрева промышленных изделий и материалов, если физико-химические характеристики последних не изменяются при загрязнении сажей и золой. Если по условиям эксплуатации загрязнение обрабатываемого материала недопустимо, дымовые газы направляются в рекуперативный теплообменник, где отдают свою теплоту воздуху, который нагревает обрабатываемый материал.

Достоинством топочных газов является возможность нагрева ими материала до весьма высоких температур, необходимых по технологическим условиям производства. Однако это достоинство не всегда можно использовать, поскольку вследствие трудности регулировки возможны перегрев материала и ухудшение его качества. Кроме того, по условиям техники безопасности не всегда можно использовать огневой обогрев. Высокая температура топочных газов обуславливает большие тепловые потери. Газы, исходящие из топки с температурой выше 1000 °С, поступают потребителю с температурой не выше 700 °С, так как обеспечить хорошую термоизоляцию при таком высоком уровне температур достаточно трудно.

Недостатки дымовых и топочных газов как греющей среды обусловлены следующими причинами:

1) малая плотность газов вызывает необходимость получения больших объемов для обеспечения достаточной теплопроизводительности, что приводит к созданию громоздких трубопроводов;

2) вследствие малой удельной теплоемкости газов их необходимо подавать в аппараты в большом количестве с высокой температурой, что вынуждает применять огнеупорные материалы для трубопроводов. Прокладка таких газопроводов, а также создание запорных и регулирующих приспособлений по тракту течения газа представляют большие трудности;

3) вследствие низкого коэффициента теплоотдачи со стороны газов теплоиспользующая аппаратура должна иметь большие поверхности нагрева и поэтому получается весьма громоздкой.

Высокотемпературные теплоносители (кроме дымовых газов), нашедшие применение в промышленности для высокотемпературного обогрева, представляют собой минеральные масла, органические соединения, расплавленные металлы и соли. Они должны обладать следующими свойствами:

- высокой температурой кипения при атмосферном давлении;
- высокой интенсивностью теплообмена;
- низкой температурой отвердевания;
- термической стойкостью;
- безвредностью для материалов трубопроводов и теплоотдающих поверхностей;

- невоспламеняемостью, взрывобезопасностью, отсутствием токсичности;
- экономичностью.

При использовании высокотемпературных теплоносителей в температурных режимах ниже точки кипения теплообменники могут работать при атмосферном давлении.

Низкотемпературные теплоносители представляют собой вещества, кипящие при температурах ниже 0 °С. Типичными представителями их являются аммиак NH_3 , диоксид углерода CO_2 , сернистый ангидрид SO_2 и большой ряд фреонов — галогенопроизводных насыщенных углеводородов, применяющихся в качестве хладагентов в холодильной технике.

Электрическая энергия, хотя и не является теплоносителем в обычном смысле этого слова, а скорее способом обогрева, также нашла широкое применение для нагрева веществ в технологических процессах. Используют три способа электрообогрева: электродуговой, диэлектрическое нагревание и нагревание сопротивлением. Последний способ получил широкое распространение и имеет большую перспективу в районах, где отсутствует топливо, но имеется достаточное количество дешевой электроэнергии, получаемой от гидро- и атомных электростанций.

Достоинства электрического обогрева: простота и легкость подвода и устройства; удобство контроля, регулировки и обслуживания; возможность получать почти любую температуру; чистота и гигиенические условия при работе. При переходе электрической энергии в тепловую часто удается использовать почти 100 % подведенной энергии. Однако следует иметь в виду, что на базе теплового производства электроэнергии электрообогрев всегда имеет более низкий КПД, чем тепловые способы нагрева.

1.3. Определение физических параметров и скоростей движения теплоносителей

Теплообмен между теплоносителями существенно зависит от физических свойств и параметров движущихся сред, а также от гидродинамических условий движения. Физические параметры теплоносителей зависят от температуры и определяются по справочникам по выбранной средней температуре среды.

Средняя температура среды $t_{\text{ср}}$, °С, приближенно определяется как среднее арифметическое начальной $t_{\text{нач}}$ и конечной $t_{\text{кон}}$ температур:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{нач}} + t_{\text{кон}}}{2}. \quad (1.1)$$

Основными физическими параметрами рабочих сред являются: плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность, температура кипения, скрытая теплота испарения или конденсации и др. Значения этих параметров можно найти в справочной литературе.

Физические параметры веществ в справочниках представлены в виде диаграмм, таблиц, номограмм. При нахождении физического параметра необходимо обратить внимание, при какой температуре дано его значение и в каких единицах измерения выражено. Во многих справочниках физические параметры даны при температуре 20°C , а теплота парообразования жидкости — при температуре ее кипения. Если средняя температура заданного вещества отличается от 20°C , то следует сделать поправку на температуру.

Для большинства физических параметров существует линейная зависимость значения параметра от температуры. Например, теплоемкость c_t , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$, большинства вязких жидкостей при заданной температуре является линейной функцией от температуры:

$$c_t = c_{20} + \alpha t, \quad (1.2)$$

где c_{20} — теплоемкость жидкости при 20°C ; α — опытный коэффициент, принимаемый по справочнику; t — средняя температура, при которой определяется теплоемкость жидкости, $^{\circ}\text{C}$.

Поправку на температуру, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$, определяют по формуле

$$c_t = (0,415 + 0,0006t) \cdot 4187.$$

Если жидкость состоит из смеси нескольких компонентов, то теплоемкость смеси $c_{\text{см}}$ рассчитывают по уравнению

$$c_{\text{см}} = \frac{c_1 m_1 + \dots + c_n m_n}{m_1 + \dots + m_n}, \quad (1.3)$$

где $c_1, \dots, c_n$ — теплоемкости компонентов, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $m_1, \dots, m_n$ — массы компонентов, кг .

Зная процентное соотношение компонентов, для расчета теплоемкости смеси $c_{\text{см}}$ можно использовать следующую формулу:

$$c_{\text{см}} = a c_1 (1 - a) c_2, \quad (1.4)$$

где a — массовая концентрация (массовая доля) первого компонента; $(1 - a)$ — массовая концентрация второго компонента.

Теплоемкость одной жидкости c_1 можно определить через теплоемкость другой стандартной жидкости:

$$c_1 = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{4/3} c_2, \quad (1.5)$$

где c_1 — теплоемкость первой жидкости при 20°C , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; λ_1 — коэффициент теплопроводности первой жидкости при 20°C , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; ρ_1 — плотность первой жидкости при 20°C , $\text{кг}/\text{м}^3$; c_2 — теплоемкость эталонной жидкости, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; λ_2 — коэффициент теплопроводности эталонной жидкости, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; ρ_2 — плотность эталонной жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Зависимость плотности ρ_t жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$, от температуры рассчитывают по формуле

$$\rho_t = \rho_{20} - \beta_t (t - 20^\circ\text{C}), \quad (1.6)$$

где ρ_{20} — плотность жидкости при температуре 20°C , $\text{кг}/\text{м}^3$; β_t — температурная поправка на 1°C ; t — средняя температура.

Для многих чистых жидкостей определить зависимость плотности ρ_t от температуры можно по формуле

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_t t}, \quad (1.7)$$

где β — коэффициент объемного расширения жидкости, $^\circ\text{C}^{-1}$.

Для смеси жидкостей или газов плотность

$$\rho_{\text{см}} = n_1 \rho_1 + \dots + n_m \rho_m, \quad (1.8)$$

где $n_1, \dots, n_m$ — объемные доли компонентов; $\rho_1, \dots, \rho_m$ — плотности компонентов, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Плотность ρ_t , $\text{кг}/\text{м}^3$, любого газа при температуре T и давлении p можно вычислить по формуле

$$\rho_t = \rho_0 \frac{T_0 p}{T p_0} = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{273 p}{T p_0}, \quad (1.9)$$

где ρ_0 — плотность газа при 0°C и 760 мм рт. ст., $\text{кг}/\text{м}^3$, $\rho_0 = M/22,4$; $T_0 = 273^\circ\text{C}$; M — молекулярная масса газа; $22,4$ — число Авогадро; T — температура газа, К ; p и p_0 — давления газа в одной и той же системе единиц измерения.

Коэффициент теплопроводности λ_t при средней температуре линейно зависит от температуры:

$$\lambda_t = \lambda_0 (1 + \beta_t t), \quad (1.10)$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности при 0°C , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; β — опытный коэффициент, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; t — средняя температура вещества, $^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплопроводности воды при $t = 20^\circ\text{C} \approx 0,58$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; для вязких жидкостей $\approx 0,12 \dots 0,29$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; для газов $\approx 0,012 \dots 0,006$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Для вязких жидкостей и газов существуют приближенные формулы расчета коэффициента теплопроводности, но лучше использовать справочные данные.

При определении коэффициента теплопроводности $\lambda_{\text{см}}$ смеси нескольких жидкостей для ориентировочных расчетов применяют закон аддитивности (слагаемости):

$$\lambda_{\text{см}} = \lambda_1 n_1 + \dots + \lambda_m n_m, \quad (1.11)$$

где $n_1, \dots, n_m$ — доли компонентов в смеси; $\lambda_1, \dots, \lambda_m$ — коэффициенты теплопроводности компонентов, Вт/(м · К).

Для определения вязкости газовых смесей можно использовать зависимость

$$\frac{M_{\text{см}}}{\mu_{\text{см}}} = \frac{m_1 M_1}{\mu_1} + \dots + \frac{m_n M_n}{\mu_n}, \quad (1.12)$$

где $M_{\text{см}}$ — молекулярная масса смеси, а. е. м.; $\mu_{\text{см}}$ — динамическая вязкость смеси, Па · с; $m_1, \dots, m_n$ — объемные доли компонентов в смеси; $M_1, \dots, M_n$ — молекулярные массы компонентов смеси, а. е. м.; $\mu_1, \dots, \mu_n$ — динамические вязкости компонентов, Па · с.

Вязкость смеси неассоциированных жидкостей (молекулы которых не соединяются в группы) можно вычислить по уравнению

$$\lg \mu_{\text{см}} = m_1 \lg \mu_1 + \dots + m_n \lg \mu_n, \quad (1.13)$$

где $m_1, \dots, m_n$ — молярные концентрации компонентов в смеси; $\mu_1, \dots, \mu_n$ — динамические вязкости компонентов смеси, а. е. м.

Вязкость μ_c разбавленных суспензий (смесь двух веществ, из которых одно находится в виде мельчайших частичек в другом) можно рассчитать по формуле

$$\mu_c = \mu_{\text{ж}} (1 + 2,5\varphi), \quad (1.14)$$

где $\mu_{\text{ж}}$ — вязкость чистой жидкости, Па · с; φ — объемная концентрация твердой фазы в суспензии.

При конструировании теплообменной аппаратуры обычно выбирают такие скорости теплоносителей, при которых значения коэффициентов теплоотдачи и гидравлических сопротивлений были бы экономически выгодными.

Выбор оптимальной скорости имеет большое значение для качественной работы теплообменного аппарата, так как увеличение скоростей теплоносителей приводит к интенсификации теплообмена (возрастают коэффициенты теплопередачи) и уменьшению поверхности нагрева, что позволяет выполнить аппарат более компактным. Однако при этом значительно возрастают гидравлические сопротивления и, естественно, увеличивается расход электроэнергии на пере-

качку, а также появляется опасность гидравлического удара и вибрации труб. Поэтому часто бывает необходимо произвести технико-экономический расчет для выбора оптимальных скоростей теплоносителей. Обычно минимальное значение скорости теплоносителя выбирается соответствующим началу турбулентного движения потока, т.е. числу Рейнольдса больше 10^4 .

Для наиболее часто применяемых диаметров труб рекомендуют скорости жидкости 1,5... 2 м/с, но не выше 3 м/с. Минимальный диапазон скорости для большинства жидкостей составляет 0,06... 0,3 м/с. Для маловязких жидкостей скорость, соответствующая $Re = 10^4$, не превышает 0,2... 0,3 м/с. Для вязких жидкостей турбулентность потока достигается при значительно больших скоростях, поэтому при расчетах приходится принимать переходный или даже ламинарный режим.

Для газов при атмосферном давлении допускаются скорости до 25 м/с, а массовые скорости 15... 20 кг/(м²·с) с нижним пределом 2... 2,5 кг/(м²·с), для насыщенных паров при конденсации рекомендуются скорости до 10 м/с.

Контрольные вопросы

1. Какие устройства называются теплообменными аппаратами?
2. В чем состоит отличие рекуперативного теплообменника от регенеративного?
3. Какие теплообменные аппараты называют смешивающими?
4. Какие процессы теплообмена могут протекать в теплообменных аппаратах?
5. На какие основные типы делят теплообменные аппараты по характеру движения теплоносителей относительно теплопередающей поверхности?
6. Какими качествами должны обладать теплоносители с точки зрения технической и экономической целесообразности их применения?
7. Перечислите достоинства и недостатки воды как теплоносителя.
8. Какими свойствами должны обладать высокотемпературные теплоносители и в каких случаях их применение в теплообменниках рационально?
9. Почему выбор оптимальной скорости теплоносителя имеет большое значение для качественной работы теплообменного аппарата?
10. Какие физические параметры рабочих сред являются основными?

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ**2.1. Рекуперативные теплообменные аппараты непрерывного действия**

Конструкции современных рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия весьма разнообразны, поэтому рассмотрим только наиболее характерные.

Далее приведена классификация типов поверхностных теплообменных аппаратов.

Кожухотрубчатые теплообменники представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, которые скреплены при помощи трубных решеток (досок) и ограничены кожухами и крышками с патрубками. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из них может быть разделено перегородками на несколько ходов. Перегородки предназначены для увеличения скорости и, следовательно, коэффициента теплоотдачи теплоносителей. Теплообменники этого типа предназначены для теплообмена между различными жидкостями, между жидкостями и паром, между жидкостями и газами. Их применяют, когда требуется большая поверхность теплообмена.

При нагреве жидкости паром, как правило, пар вводится в межтрубное пространство, а нагреваемая жидкость протекает по трубам. В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2—3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при одинаковых расходах теплоносителей, имеющих одинаковое агрегатное состояние, скорости теплоносителя в межтрубном пространстве ниже и коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысокие, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. На рис. 2.1 показаны различные типы кожухотрубчатых теплообменников. Теплопередающая поверхность аппаратов может составлять от нескольких сотен квадратных сантиметров до нескольких тысяч квадратных метров. Так, конденсатор современной паровой турбины мощностью 300 МВт имеет более 20 тыс. труб с общей поверхностью теплообмена около 15 тыс. м².

Корпус (кожух) кожухотрубчатого теплообменника представляет собой цилиндр, сваренный из одного или нескольких стальных лис-

тов. Кожухи различаются главным образом способом соединения с трубной решеткой и крышками. Толщина стенки кожуха определяется максимальным давлением рабочей среды и диаметром аппарата, но не изготавливается тоньше 4 мм. К цилиндрическим кромкам кожуха для соединения с крышками или днищами приваривают фланцы, на наружной поверхности кожуха — патрубки и опоры аппарата.

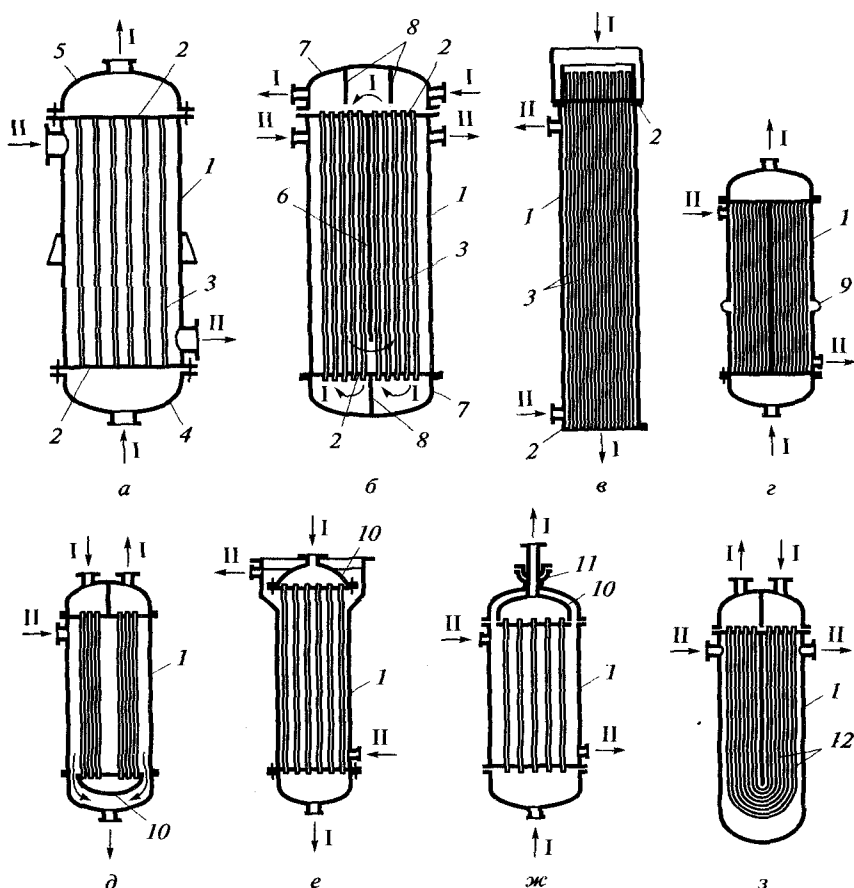


Рис. 2.1. Типы кожухотрубчатых теплообменников:

а — одноходовой; *б* — многоходовой; *в* — пленочный; *г* — с линзовым компенсатором; *д* — с плавающей головкой закрытого типа; *е* — с плавающей головкой открытого типа; *ж* — с сальниковым компенсатором; *з* — с U-образными трубами; *1* — кожух; *2* — трубная решетка; *3* — трубы; *4* — входная камера; *5* — выходная камера; *6* — продольная перегородка; *7* — камера; *8* — перегородки в камерах; *9* — линзовый компенсатор; *10* — плавающая головка; *11* — сальник; *12* — U-образные трубы; *I, II* — теплоносители

Трубки кожухотрубчатых аппаратов изготовляют прямыми или изогнутыми (U-образными) диаметром 12... 57 мм. Материал трубок выбирают в зависимости от среды, омывающей ее поверхность. Используют трубки из стали, латуни и из специальных сплавов.

Трубные решетки служат для закрепления в них труб при помощи развальцовки, заварки, запайки или сальниковых соединений. Трубные решетки между фланцами кожуха и крышки зажимают болтами или приваривают к кожуху, или соединяют болтами только с фланцами свободной камеры (см. рис. 2.1). Материалом трубных решеток служит обычно листовая сталь, толщина которой зависит от расчетного давления, но составляет не менее 20 мм.

Крышки кожухотрубчатых аппаратов имеют форму плоских плит, конусов, сфер, а чаще всего выпуклых или вогнутых эллипсов.

Кожухотрубчатые теплообменники выполняют жесткой конструкции (рис. 2.1, *а—в*) и с компенсирующими устройствами (рис. 2.1, *г—з*), одно- и многоходовые, прямо-, против- и поперечноточные, горизонтальные, вертикальные и наклонные. Вертикальные аппараты получили большее распространение, поскольку они более компактны и их удобнее располагать в рабочем помещении. Исходя из условий удобства монтажа и эксплуатации, максимальную длину труб для них выбирают не более 5 м.

Компенсация различного температурного удлинения труб и кожуха обеспечивается различными способами: закреплением труб в решетках на сальниках, устройством подвижной трубной решетки, установкой линзового компенсатора на корпусе (см. рис. 2.1, *г—з*).

Секционные теплообменники — разновидность трубчатых аппаратов, состоящих из нескольких последовательно соединенных секций, каждая из которых представляет собой кожухотрубчатый теплообменник с малым числом труб и кожухом небольшого диаметра (рис. 2.2).

В секционных теплообменниках при одинаковых расходах жидкостей скорости движения теплоносителей в трубах и межтрубном пространстве почти равны, что обеспечивает повышенные коэффициенты теплопередачи по сравнению с обычными трубчатыми теплообменниками. Простейшим из этого типа теплообменников является теплообменник «труба в трубе», у которого в наружную трубу вставлена труба меньшего диаметра. Все элементы аппарата соединены сваркой.

Недостатком секционных теплообменников является высокая стоимость единицы поверхности нагрева, так как деление ее на секции вызывает увеличение количества наиболее дорогих элементов аппарата — трубных решеток, фланцевых соединений, переходных камер, компенсаторов и т. д. Кроме того, значительные гидравлические сопротивления вследствие различных поворотов и переходов вызывают повышенный расход электроэнергии на привод прокачивающего теплоноситель насоса.

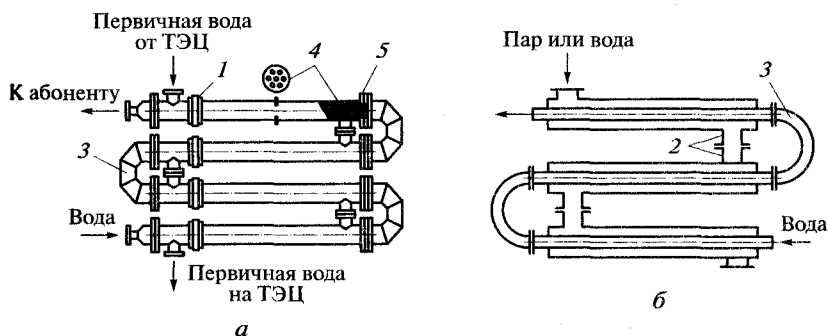


Рис. 2.2. Схемы секционных теплообменников:

а — водяной подогреватель теплосети; *б* — теплообменник «труба в трубе»; 1 — линзовый компенсатор; 2 — соединительные патрубки; 3 — калач; 4 — трубки; 5 — разборная (на резьбе) трубная решетка

Кожухи серийных секционных теплообменников изготовляют из труб длиной до 4 м, внутренним диаметром 50... 305 мм. Число труб в секции составляет от 4 до 151, поверхность нагрева 0,75... 26 м², трубы латунные диаметром 16/14 мм. Отношение поверхности нагрева к объему теплообменника достигает 80 м²/м³, а удельный конструкционный вес — 50... 80 кг/м² поверхности нагрева.

Спиральные теплообменники состоят из двух спиральных каналов прямоугольного сечения, по которым движутся теплоносители I и II (рис. 2.3). Каналы образуются металлическими листами 1, 2, которые служат поверхностью теплообмена. Внутренние концы спиралей соединены разделительной перегородкой 3. Для обеспечения

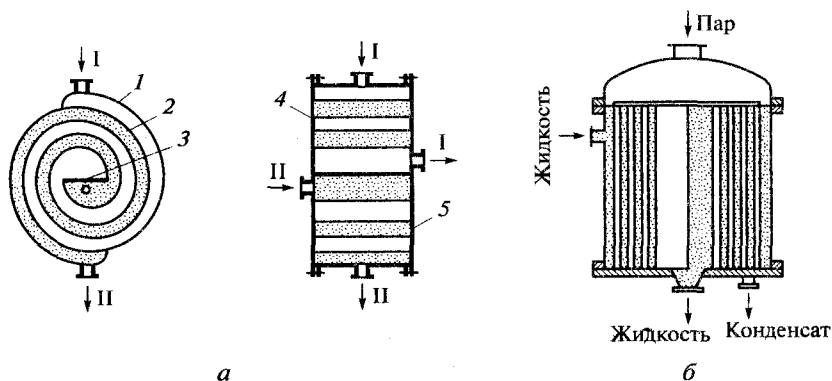


Рис. 2.3. Спиральные теплообменники:

а — горизонтальный; *б* — вертикальный; 1, 2 — листы; 3 — разделительная перегородка; 4, 5 — крышки; I, II — теплоносители

жесткости конструкции и фиксирования расстояния между спиральными приваривают бобышки. Спирали изготавливают так, чтобы торцы листов лежали в одной плоскости. С торцов спирали закрывают крышками и стягивают болтами. Для лучшей герметизации и устранения перетекания теплоносителей между крышками и листами по всему сечению теплообменника помещают прокладку из резины, паронита, асбеста или мягкого металла. Спиральные теплообменники выполняют горизонтальными и вертикальными; часто их устанавливают блоками по два, четыре и восемь аппаратов.

Горизонтальные спиральные теплообменники применяют для теплообмена между двумя жидкостями. Для теплообмена между конденсирующимся паром и жидкостью используют вертикальные теплообменники. Такие теплообменники применяют в качестве конденсаторов и паровых подогревателей для жидкости.

Преимуществами спиральных теплообменников являются компактность, которая обеспечивается большей поверхностью теплообмена в единице объема по сравнению с многоходовыми трубчатыми теплообменниками при одинаковых коэффициентах теплопередачи, а также меньшее гидравлическое сопротивление для прохода теплоносителей.

Недостатки: сложность изготовления и ремонта и пригодность работы под избыточным давлением до 1,0 МПа.

Спиральные теплообменники изготавливают с поверхностью теплообмена 15 м² (ширина спирали 375 мм) и 30 м² (ширина спирали 750 мм); ширина спирального канала 7 мм.

Пластинчатые теплообменники имеют плоские поверхности теплообмена. Обычно такие теплообменники применяют для теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи которых одинаковы.

В настоящее время широкое распространение получили компактные разборные пластинчатые теплообменники, состоящие из штампованных металлических листов с внешними выступами, расположенными в коридорном или шахматном порядке. Такие конструкции используют для теплообмена между жидкостями и газами, они могут работать при перепадах давлений до 12 МПа. На рис. 2.4 представлено несколько конструкций теплообменников такого типа. Благодаря незначительному расстоянию между пластинами (6...8 мм) эти теплообменники имеют высокую компактность: удельная поверхность нагрева $F/V = 200 \dots 300 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Поэтому пластинчатые теплообменники в ряде случаев вытесняют трубчатые и спиральные.

На размер поверхности теплообмена любого рекуперативного теплообменного аппарата, в том числе и пластинчатого, и на относящуюся к ней долю капитальных затрат, а также на стоимость эксплуатации, влияет разность температур греющего теплоносителя на входе и нагреваемого теплоносителя на выходе при противотоке. Чем она меньше, тем больше поверхность теплообмена, выше стоимость аппарата и ниже эксплуатационные расходы.

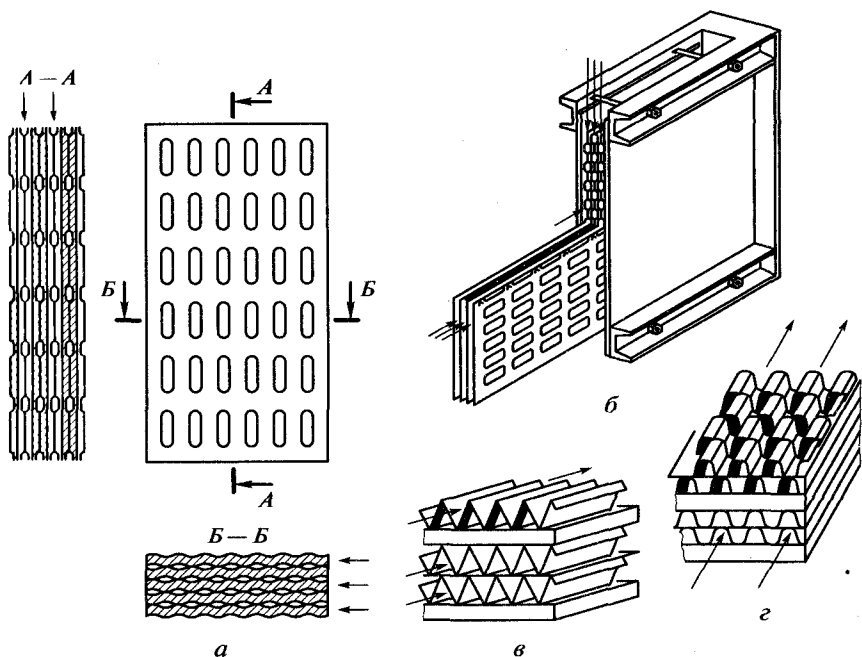


Рис. 2.4. Пластиновые теплообменники:

а — элемент пакета; *б* — модель воздухоподогревателя; *в, г* — пластинчато-ребристая поверхность теплообменника газ — газ

Отличительной особенностью пластинчатых теплообменников является то, что такие характеристики, как компактность и металлоемкость, при прочих равных условиях в основном определяющие экономическую эффективность применения теплообменного аппарата, у них наилучшие из всех возможных типов рекуперативных теплообменных аппаратов. Это предопределяет применение пластинчатых теплообменников в таких устройствах, как передвижные и транспортные тепловые установки, авиационные двигатели, криогенные системы, т. е. там, где при высокой эффективности процесса необходимы компактность и малая масса.

Вместе с тем теплообменникам такой конструкции присущи и определенные недостатки: трудоемкость чистки внутри каналов при ремонте, сложность технологических операций при частичной замене поверхности теплообмена, практическая невозможность изготовления и длительной эксплуатации теплообменников из чугуна и хрупких материалов.

Пленочные конденсаторы поверхностного типа используют в холодильных и других промышленных установках. В вертикальных конденсаторах пары аммиака (или другого вещества) поступают в

межтрубное пространство и конденсируются на внешней поверхности вертикальных труб длиной 3...6 м. Охлаждающая вода поступает в бак, дном которого является верхняя трубная решетка, и из него стекает по внутренней поверхности трубок (в виде пленки).

Достоинствами пленочных конденсаторов по сравнению с другими типами являются более интенсивный теплообмен и пониженный расход охлаждающей воды.

Ребристые теплообменники применяют в случаях, когда коэффициент теплоотдачи для одного из теплоносителей значительно ниже, чем для второго. Поверхность теплообмена со стороны теплоносителя с низким коэффициентом теплоотдачи α увеличивают по сравнению с поверхностью теплообмена со стороны другого теплоносителя. В таких аппаратах поверхность теплообмена имеет на одной стороне ребра различной формы (рис. 2.5). Как видно на рисунке, ребристые теплообменники изготовляют самых различных конструкций. Ребра выполняют поперечными, продольными, в виде спиралей и т.д.

Для каждого типа ребристой поверхности существует определенная оптимальная высота ребер и оптимальные межреберные расстояния, которые при прочих равных условиях определяют его наибольшую теплопроизводительность и компактность.

Расчет ребристых поверхностей проводят по формулам теплопередачи, в которых используются численные значения коэффициентов теплоотдачи, справедливые, как правило, для определенного диапазона условий (чаще всего чисел Re) и определяемые из опытов для конкретных условий работы ребристых теплообменных аппаратов.

Известно, что коэффициент теплопередачи через ребристую стенку зависит от площадей теплоотдающих поверхностей и коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон стенки, толщины последней, теплопроводности материала стенки и загрязнений, возможных с обеих ее сторон.

Количество теплоты, $Вт$, передаваемое через ребристую поверхность, можно представить в виде

$$Q = k_{p,c} (t_{cp1} - t_{cp2}) F_{p,c}, \quad (2.1)$$

а коэффициент теплопередачи через ребристую стенку, $Вт/(м^2 \cdot К)$, —

$$k_{p,c} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} \right) \frac{F_{p,c}}{F_c} + \frac{1}{\alpha_{2пр}} + R_{заг}}, \quad (2.2)$$

где t_{cp1} , t_{cp2} — средние температуры теплоносителей, $^{\circ}С$; $F_{p,c}$ — площадь ребристой поверхности стенки, $м^2$, равная сумме площади ре-

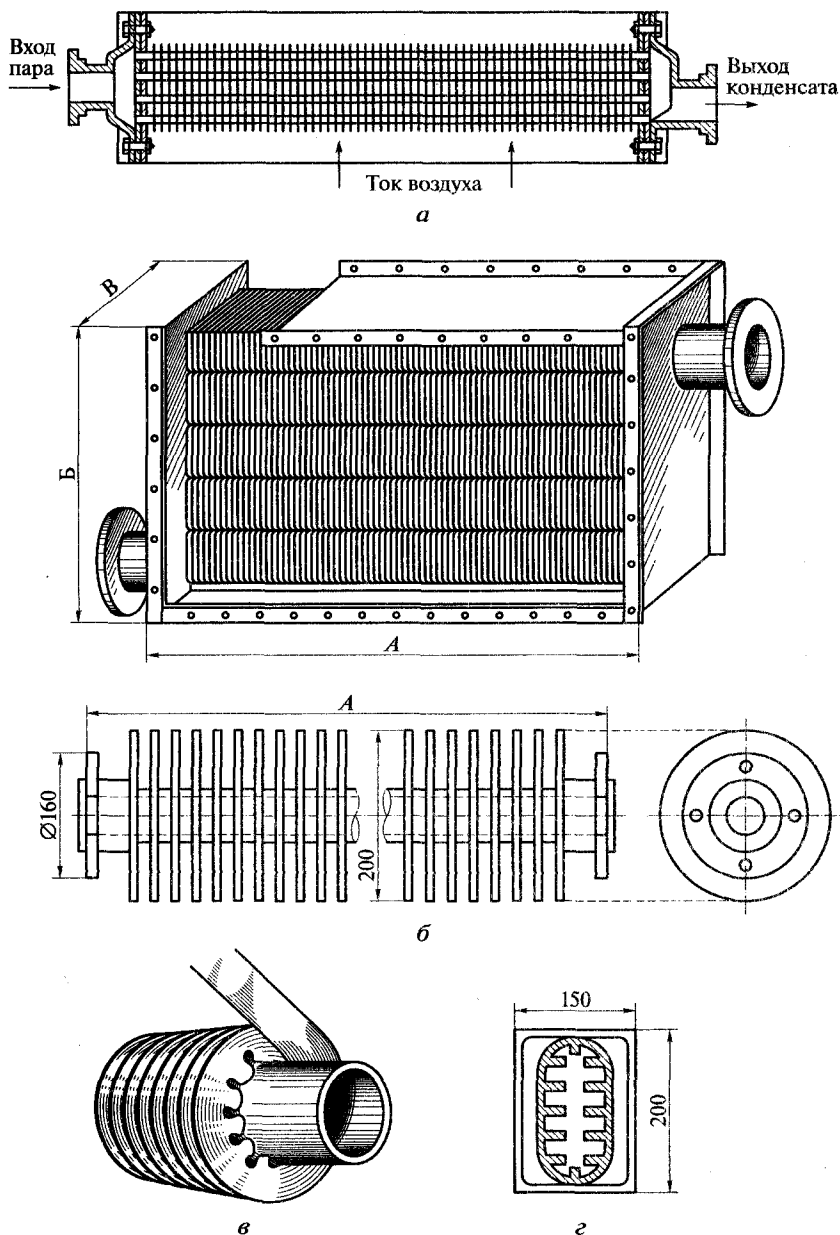


Рис. 2.5. Типы ребристых теплообменников:

a — пластинчатый; *б* — чугунная трубка с круглыми ребрами; *в* — трубка со спиральным оребрением; *г* — чугунная трубка с внутренним оребрением

бер F_p и площади стенки в промежутках между ребрами F_n , $F_{p.c} = F_p + F_n$; α_1 — коэффициент теплоотдачи с гладкой стороны, Вт/(м² · К); δ_c — толщина теплопроводности материала стенки, м; λ_c — коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м · °С); F_c — площадь гладкой поверхности стенки, м²; α_{2np} — приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны ребристой поверхности, Вт/(м² · К); $R_{заг}$ — термическое сопротивление загрязнений ребристой поверхности, м² · К/Вт.

Термические сопротивления слоев загрязнений в зависимости от того, с какой стороны они находятся, учитывают величиной $\delta' / (\lambda F_1)$ или $\delta'' / (\lambda F_2)$ или их суммой, если имеется загрязнение с обеих сторон.

Расчетный, или приведенный, коэффициент теплоотдачи ребристой поверхности α_{2np} , отнесенный к внешней (ребристой) поверхности нагрева и учитывающий неравномерность теплообмена по поверхности ребра, определяется из уравнения

$$\alpha_{2np} = \alpha_2 \left(\frac{F'_p \theta_0}{F'_{p.c} \theta_1} + \frac{F'_n}{F'_{p.c}} \right), \quad (2.3)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи к воздуху от поверхности, свободной от ребер, определяемый по критериальному уравнению, соответствующему условиям теплообмена стенки со средой, Вт/(м² · К); F'_p — поверхность ребер на 1 м длины, м²/м; θ_0 — разность между температурами поверхности ребер и воздуха, меньшая, чем θ_1 , вследствие изменения температуры на поверхности ребер, К; θ_1 — разность между температурами основной поверхности теплообменного аппарата и воздуха, К; $F'_{p.c}$ — полная внешняя поверхность 1 м длины теплообменного аппарата, м²/м; F'_n — внешняя поверхность, не занятая ребрами, на 1 м длины, м²/м.

Отношение θ_0/θ_1 определяется как функция конкретных условий обтекания ребристой поверхности, материала ребер и их геометрии (толщины, высоты и расположения на оребренной поверхности).

Таким образом, расчет довольно сложен, поскольку для его проведения необходим обширный справочный материал, включающий в себя вспомогательные формулы и константы для всевозможных условий обтекания.

При оребрении стремятся к выполнению условия

$$\alpha_1 F_c \approx \alpha_2 F_{p.c}.$$

Отношение оребренной поверхности $F_{p.c}$ и гладкой F_c называют коэффициентом оребрения и выбирают обычно в пределах конструктивных возможностей от 4 до 10.

Для тонких чистых поверхностей нагрева, когда можно принять $\delta_c \approx \theta$, в ряде случаев можно считать, что $k \approx \alpha_{\min}$.

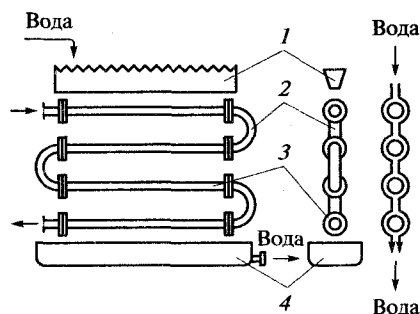


Рис. 2.6. Схема оросительного теплообменника:

1 — желоб для подачи воды; 2 — калач; 3 — трубка; 4 — поддон

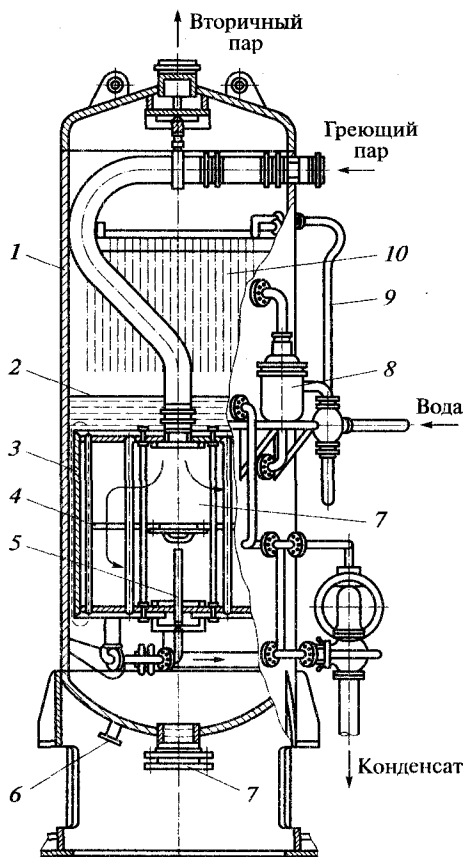
Оросительные теплообменники состоят из змеевиков, орошаемых снаружи жидким теплоносителем (обычно водой). Их применяют главным образом в качестве холодильников или конденсаторов. На рис. 2.6 показана схема оросительного теплообменника. Змеевики выполняют из прямых горизонтальных труб, расположенных друг над другом и последовательно соединенных между собой сваркой или на фланцах. Орошающая вода подается на верхнюю трубу, стекает с нее на нижележащую трубу и, пройдя последовательно по поверхности всех труб, стекает в поддон, расположенный под холодильником. Около 1...2 % общего объема орошающей воды обычно испаряется. Вследствие сильного испарения орошающей воды оросительные холодильники обычно устанавливают на открытом воздухе.

Достоинствами оросительных теплообменников являются простота устройства и дешевизна.

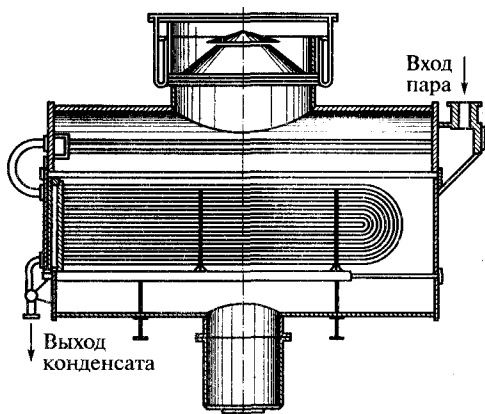
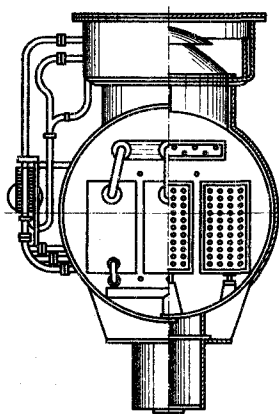
К недостаткам следует отнести громоздкость, сильное испарение воды и чувствительность к колебаниям подачи воды, при недостатке воды нижние трубы не смачиваются и почти не участвуют в процессе теплообмена.

Испарители и паропреобразователи широко используют для уменьшения и восполнения потерь конденсата во многих технологических процессах. Паропреобразователи вырабатывают пар пониженного давления на греющем паре более высокого давления, сохраняя при этом конденсат. Испарители применяют на электростанциях для восполнения потерь конденсата.

Конструкции паропреобразователей и испарителей мало различаются. Различие состоит в том, что в большинстве случаев испарители работают под более низким давлением. Они разделяются на аппараты с естественной циркуляцией воды между трубками и с принудительной циркуляцией воды в кипятильных трубках. На рис. 2.7 показаны вертикальный и горизонтальный испарители. В вертикальном испарителе естественная циркуляция воды в трубках происхо-



a



б

Рис. 2.7. Типы испарителей:

a — вертикальный; *б* — горизонтальный; 1 — корпус; 2 — уровень химически очищенной воды; 3 — греющая секция; 4 — перегородка; 5 — трубка для отсоса воздуха из греющей камеры в корпус вторичного пара; 6 — спускной патрубок для опорожнения; 7 — лаз; 8 — поплавковый регулятор питания; 9 — трубопровод химически очищенной воды; 10 — пеноразмывочное устройство

лит вследствие разности плотностей пароводяной эмульсии в кипя-
тильных трубках и воды в кольцевом зазоре — между корпусом и
трубной системой, где ей сообщается значительно меньшее количе-
ство теплоты на единицу объема. В горизонтальном испарителе со
свободной циркуляцией воды между трубками вода для равномерно-
го распределения подается в нескольких местах по длине корпуса.
Трубная система выполнена из определенного количества секций U-
образных трубок, вмонтированных в распределительные коробки
(коллекторы).

Погружные теплообменники состоят из змеевиков, помещенных
в сосуд с жидким теплоносителем. Другой теплоноситель движется
внутри змеевиков. При большом количестве этого теплоносителя для
сообщения ему необходимой скорости применяют змеевики из не-
скольких параллельных секций.

На рис. 2.8 приведена схема погружного теплообменника, состо-
ящего из цилиндрических змеевиков, установленных в круглом со-
суде. Змеевик выполнен из концентрически расположенных парал-
лельных секций.

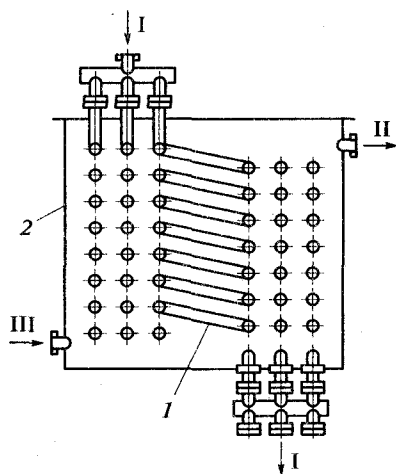


Рис. 2.8. Схема погружного теплообменника с цилиндрическими змеевиками:

1 — змеевик; 2 — сосуд; I... III — теплоносители

Достоинствами погружных теплообменников являются простота изготовления, доступность поверхности теплообмена для осмотра и ремонта, малая чувствительность к изменениям режима вследствие наличия большого объема жидкости в сосуде.

К недостаткам аппаратов такого типа можно отнести громоздкость, низкие коэффициенты теплоотдачи жидкости к поверхности змеевика, трудность внутренней очистки труб.

В аппаратах для термической обработки агрессивных сред применяют защиту металлических стенок антикоррозионными покрытиями: эпоксидными или фенолформальдегидными смолами, стеклопластиковыми, полимеризационными пластмассами и др. В последнее время в качестве конструкционного материала для теплообменников, работающих на агрессивных средах, используют графит, пропитанный фенолформальдегидной смолой, или графитопласт. Графит имеет высокий коэффициент теплопроводности, и выполненные из него теплообменники получаются более компактными, чем теплообменники из других неметаллических материалов.

2.2. Расчеты рекуперативных теплообменных аппаратов

2.2.1. Тепловой расчет

Тепловой расчет начинают с определения тепловой нагрузки аппарата и расхода одного из теплоносителей. *Тепловой нагрузкой* называют количество теплоты, переданное от горячего теплоносителя к холодному. Тепловая нагрузка Q , Дж, определяется из уравнения теплового баланса и в идеальном случае

$$Q = Q_{\text{гор}} = Q_{\text{хол}}, \quad (2.4)$$

где $Q_{\text{гор}}$ — количество теплоты, переданное от горячего теплоносителя, Дж; $Q_{\text{хол}}$ — количество теплоты, полученное холодным теплоносителем, Дж.

Общий вид уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}, \quad (2.5)$$

где $Q_{\text{расх}}$ — расходуемое количество теплоты, Дж.

В зависимости от заданного процесса уравнения тепловых балансов имеют различный вид.

Подогреватели. Если нагрев одного из теплоносителей происходит за счет охлаждения другого теплоносителя, т.е. аппарат работает без изменения агрегатного (фазового) состояния теплоносителей, то уравнения теплового баланса имеют вид

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = G_1 c_1 (t_{\text{нач1}} - t_{\text{кон1}}); \\ Q_{\text{расх}} = G_2 c_2 (t_{\text{кон2}} - t_{\text{нач2}}), \end{cases} \quad (2.6)$$

где G_1, G_2 — массовые расходы теплоносителей (воздуха, газов и т. п.), не изменяющих агрегатного состояния, кг/с; c_1, c_2 — теплоемкости теплоносителей, кДж/(кг · °С); $t_{\text{нач1}}, t_{\text{нач2}}, t_{\text{кон1}}, t_{\text{кон2}}$ — начальные и конечные температуры теплоносителей.

Уравнение теплового баланса с учетом потерь

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}} + Q_{\text{пот}}, \quad (2.7)$$

где $Q_{\text{пот}}$ — потери теплоты от стенок аппарата в окружающую среду, Дж.

Из практики известно, что тепловые потери составляют обычно 2...3 % количества подведенной теплоты. Их можно учесть коэффициентом $\eta = 0,97 - 0,98$:

$$G_1 c_1 (t_{\text{нач1}} - t_{\text{кон2}}) \eta = G_2 c_2 (t_{\text{кон2}} - t_{\text{нач2}}). \quad (2.8)$$

В этом случае расход греющего теплоносителя можно определить по формуле

$$G_1 = \frac{G_2 c_2 (t_{\text{кон2}} - t_{\text{нач2}})}{G c_1 (t_{\text{нач1}} - t_{\text{кон1}}) \eta}. \quad (2.9)$$

Для компактных конструкций тепловые потери значительно меньше и не достигают даже 1 %. Тепловые потери изолированных теплообменников пропорциональны их наружной поверхности и ограничены предельно допустимой температурой.

Если нагрев одного из теплоносителей происходит за счет конденсации греющего водяного насыщенного пара, то

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = D(i_1 - i_k); \\ Q_{\text{расх}} = G_2 c_2 (t_{\text{кон2}} - t_{\text{нач2}}), \end{cases}$$

где D — количество греющего пара, м³; i_1 — энтальпия греющего пара (определяется из таблиц насыщенного водяного пара), Дж/кг; i_k — энтальпия конденсата, $i_k = c_v t_k$, Дж/кг; G_2 — масса (или массовый расход) нагреваемого вещества, кг; c_2 — теплоемкость нагреваемого вещества, Дж/(кг · °С); $t_{\text{нач2}}$ — начальная температура нагреваемого вещества, °С; $t_{\text{кон2}}$ — конечная температура нагреваемого вещества, °С. Уравнение теплового баланса с учетом потерь имеет вид

$$D(i_1 - i_k) \eta = G_2 c_2 (t_{\text{кон2}} - t_{\text{нач2}}).$$

В этом случае расход греющего пара

$$D = \frac{G_2 c_2 (t_{\text{кон}2} - t_{\text{нач}2})}{(i_1 - i_k) \eta}.$$

Испарители. Нагрев и охлаждение теплоносителей сопровождаются изменением их агрегатного состояния, например, насыщенный пар, нагревая воду до состояния кипения и последующего интенсивного испарения, сам конденсируется:

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = D(i_1 - i_k); \\ Q_{\text{расх}} = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{пот}}, \end{cases} \quad (2.10)$$

где Q_1 — теплота, израсходованная на нагрев холодного теплоносителя до температуры кипения, Дж; Q_2 — теплота, затраченная на испарение кипящей жидкости, Дж. Здесь

$$\begin{cases} Q_1 = G_2 c_2 (t_s - t_{\text{нач}2}); \\ Q_2 = G_2 r, \end{cases} \quad (2.11)$$

где t_s — температура кипения нагреваемого теплоносителя, °C; $t_{\text{нач}2}$ — начальная температура нагреваемого теплоносителя, °C; r — скрытая теплота испарения теплоносителя, Дж/(кг · м³).

Уравнение теплового баланса

$$D(i_1 - i_k) \eta = G_2 c_2 (t_s - t_{\text{нач}2}) + G_2 r. \quad (2.12)$$

Расход греющего пара

$$D = \frac{G_2 c_2 (t_s - t_{\text{нач}2}) + G_2 r}{(i_1 - i_k) \eta}. \quad (2.13)$$

При наличии продувки испарителя следует учесть потерю теплоты с продувкой.

Конденсаторы. В аппаратах этого типа более нагретый теплоноситель охлаждается с изменением агрегатного состояния. Например, пары аммиака, охлаждаясь, конденсируют, и жидкий аммиак выходит с заданной температурой. Теплота от горячего теплоносителя чаще всего отводится холодной водой:

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = Q_1 + Q_2 + Q_3; \\ Q_{\text{расх}} = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_{\text{кон}2} - t_{\text{нач}2}), \end{cases} \quad (2.14)$$

где Q_1 — теплота, выделяющаяся при охлаждении перегретых паров до насыщенного состояния, Дж; Q_2 — теплота, выделяющаяся при

конденсации насыщенного пара, Дж; Q_3 — теплота, выделяющаяся при охлаждении горячей жидкости до заданной температуры, Дж; G_w — расход охлаждающей воды, кг/с. Здесь

$$\begin{aligned} Q_1 &= G_r c_p (t_{п.п} - t_{н.п}); \\ Q_2 &= G_r r; \\ Q_3 &= G_r c (t_s - t_{нач1}), \end{aligned} \quad (2.15)$$

где G_r — количество горячего теплоносителя, м³; c_p — теплоемкость при постоянном давлении для перегретого пара, кДж/(кг · °С); $t_{п.п}$ — температура перегретого пара, °С; $t_{н.п}$ — температура насыщенного пара, °С; r — скрытая теплота конденсации горячего теплоносителя, Дж; c — теплоемкость жидкого горячего теплоносителя; t_s — температура кипения горячего теплоносителя, кДж/(кг · °С).

Уравнение теплового баланса имеет вид

$$G_r c_p (t_{п.п} - t_{н.п}) + G_r r + G_r c (t_s - t_{нач1}) = G_w c_w (t_{кон2} - t_{нач2}). \quad (2.16)$$

Если охлаждающая вода подается в межтрубное пространство и внешние стенки аппарата имеют температуру, мало отличающуюся от температуры окружающей среды, то тепловыми потерями вследствие их малости пренебрегают.

Расход охлаждающей воды определяется из уравнения теплового баланса:

$$G_w = \frac{G_r c_p (t_{п.п} - t_{н.п}) + G_r r + G_r c (t_s - t_{нач1})}{c_w (t_{кон2} - t_{нач2})}. \quad (2.17)$$

Холодильники. Уравнения тепловых балансов имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} Q_{прих} &= G_r c (t_{нач1} - t_{кон1}); \\ Q_{расх} &= G_x c_w (t_{кон2} - t_{нач2}), \end{aligned} \quad (2.18)$$

где G_r — количество горячего теплоносителя, м³; c — средняя теплоемкость горячего теплоносителя, кДж/(кг · °С); $t_{нач1}$ — начальная температура горячего теплоносителя, °С; $t_{кон1}$ — конечная температура горячего теплоносителя, °С; G_x — расход (или количество) охлаждающей воды, м³/с; c_w — средняя теплоемкость охлаждающей воды, кДж/(кг · °С); $t_{кон2}$ — температура охлаждающей воды на выходе из аппарата, °С; $t_{нач2}$ — температуры охлаждающей воды на входе в аппарат, °С.

Уравнение теплового баланса

$$G_r c (t_{нач1} - t_{кон1}) = G_x c_w (t_{кон2} - t_{нач2}). \quad (2.19)$$

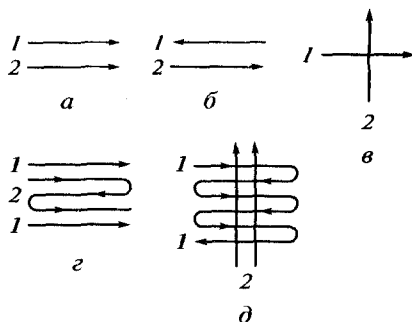


Рис. 2.9. Схемы движения теплоносителей в теплообменниках:

а — прямоток; *б* — противоток; *в* — перекрестный ток; *г* — прямоток и противоток одновременно; *д* — многократно перекрестный ток; 1, 2 — теплоносители

Из уравнения теплового баланса определяют расход охлаждающей воды:

$$G_x = \frac{G_r c (t_{\text{нач1}} - t_{\text{кон1}})}{c_v (t_{\text{кон2}} - t_{\text{нач2}})}. \quad (2.20)$$

Если в процессе теплообмена происходит дополнительный подвод или отвод теплоты, например, за счет химической реакции или фазовых и других превращений вещества, то их также необходимо учесть в тепловом балансе.

Следующим этапом теплового расчета является расчет температурного режима работы теплообменного аппарата, который состоит в определении средних значений температур теплоносителей и средней разности температур $\Delta t_{\text{ср}}$, а также стенок аппарата.

Приступая к расчету температурного режима теплообменника, необходимо сначала установить характер изменения температуры теплоносителей, а также выбрать схему их движения так, чтобы получить максимальное значение средней разности температур, что обеспечит наилучшие условия для теплопередачи.

Направления движения теплоносителей 1 и 2 могут быть прямоточными, противоточными, перекрестными и смешанного тока (со сложным направлением движения теплоносителей) (рис. 2.9). Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена определяется схемой движения и соотношением теплоемкостей массовых расходов теплоносителей. На рис. 2.10 представлены графики изменения температур для трех возможных соотношений теплоемкостей и массовых расходов теплоносителей.

Если температура обоих теплоносителей изменяется вдоль поверхности теплообмена, то при противотоке и прямотоке среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (2.21)$$

где $\Delta t_6, \Delta t_M$ — большая и меньшая разность температур между первичными и вторичными теплоносителями на концах теплообменника.

Формула (2.21) справедлива для простейших схем аппаратов при условии постоянства массового расхода теплоносителей и коэффициента теплопередачи вдоль всей поверхности теплообмена.

Расчет средней разности температур для сложных схем движения теплоносителей выполняют следующим образом: вначале определя-

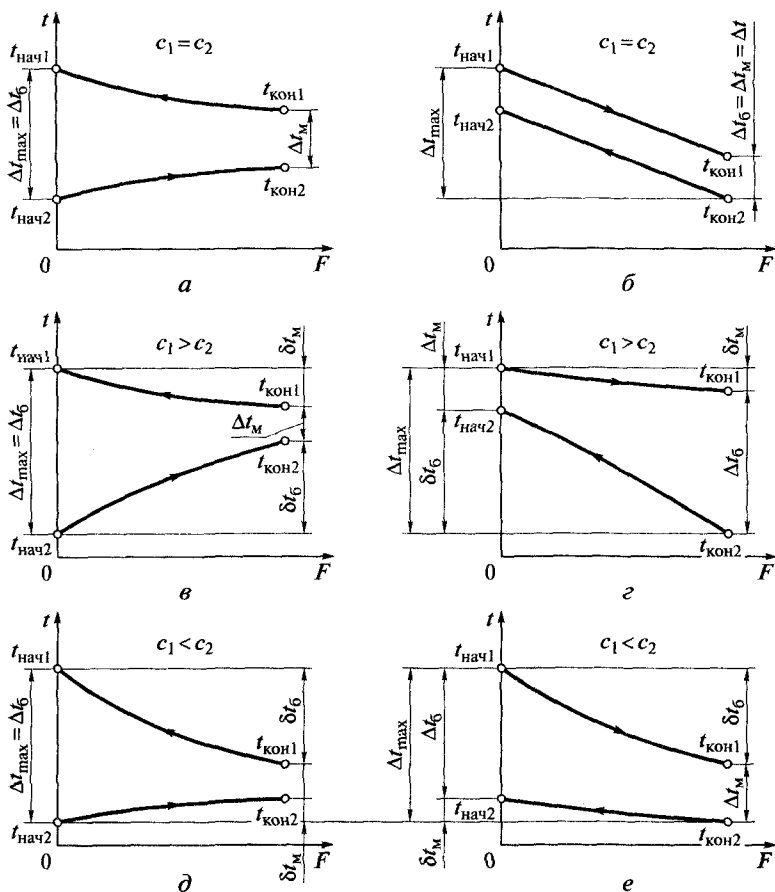


Рис. 2.10. Графики изменения температур теплоносителей по поверхности аппарата при их прямотоке (а, в, д) и противотоке (б, г, е)

ют температурный напор по формуле (2.21), а затем находят вспомогательные величины

$$P = \frac{t_{\text{кон}2} - t_{\text{нач}2}}{t_{\text{нач}1} - t_{\text{нач}2}} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\text{max}}};$$

$$R = \frac{t_{\text{нач}1} - t_{\text{кон}1}}{t_{\text{кон}2} - t_{\text{нач}2}} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2},$$
(2.22)

где P — отношение степени нагрева холодной среды к максимально возможному перепаду температур; R — отношение степени охлаждения горячей среды к степени нагрева холодной среды; Δt_{max} — максимальный перепад температур, °С; $\delta t_1, \delta t_2$ — приращение температуры горячего и холодного теплоносителя.

В зависимости от значений P и R по графику, представленному на рис. 2.11, определяют поправку $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$. Средний температурный напор рассчитывают по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{прот}},$$
(2.23)

где $\Delta t_{\text{прот}}$ — изменение температуры теплоносителя при его противоточном движении, °С.

В случаях, когда температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно, значение средней разности температур вычисляется по упрощенной формуле как средняя арифметическая крайних напоров:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_{\text{м}}}{2}.$$
(2.24)

Поскольку значения среднеарифметического температурного напора всегда больше среднелогарифмического, то расчет по формуле (2.24) справедлив при $\Delta t_6 / \Delta t_{\text{м}} < 2$. При периодическом процессе охлаждения среднюю разность температур подсчитывают по формуле

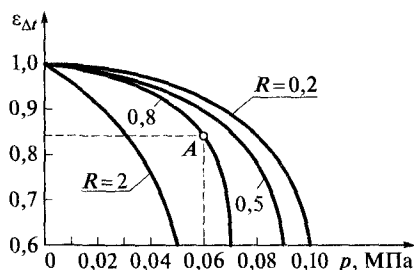


Рис. 2.11. Графики для определения поправочного коэффициента

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{нач1}} - t_{\text{нач2}}}{2,3 \lg \frac{t_{\text{нач1}} - t_{\text{кон1}}}{t_{\text{нач2}} - t_{\text{кон2}}}} \frac{A-1}{2,3A \lg A}, \quad (2.25)$$

где $t_{\text{нач1}}$ — начальная температура охлаждаемой жидкости; $t_{\text{нач2}}$ — начальная температура охлаждающей жидкости; $t_{\text{кон1}}$ — конечная температура охлаждаемой жидкости; $t_{\text{кон2}}$ — конечная температура охлаждающей жидкости; A — безразмерный температурный коэффициент,

$$A = \frac{t - t_{\text{нач1}}}{t - t_{\text{кон2}}}, \quad (2.26)$$

где t — температура охлаждающей жидкости в любой момент времени, °C.

Средняя разность температур при периодическом процессе нагревания

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{кон1}} - t_{\text{кон2}}}{2,3 \lg \frac{t_{\text{нач2}} - t_{\text{кон2}}}{t_{\text{нач1}} - t_{\text{кон1}}}} \frac{A-1}{2,3A \lg A}, \quad (2.27)$$

где $t_{\text{нач1}}$ — начальная температура нагреваемой жидкости; $t_{\text{кон2}}$ — конечная температура греющей жидкости; $t_{\text{нач2}}$ — начальная температура греющей жидкости; $t_{\text{кон1}}$ — конечная температура нагреваемой жидкости; A — безразмерный температурный коэффициент,

$$A = \frac{t_{\text{нач2}} - t}{t_{\text{кон2}} - t}, \quad (2.28)$$

где t — температура нагреваемой жидкости в любой момент времени, °C.

Если аппарат имеет несколько зон (например, конденсатор паровой турбины), то среднюю разность температур подсчитывают для каждой зоны отдельно. Важное значение имеет средняя температура теплоносителей, поскольку именно при этой температуре вычисляется коэффициент теплопередачи.

Значение температуры стенки зависит от средних значений температур рабочих сред и условий теплообмена. Для расчета используют уравнение удельного теплового потока q , или тепловой нагрузки, Вт/м²,

$$q = k \Delta t_{\text{ср}} = \alpha_1 (t_1 - t'_w) = \alpha_2 (t''_w - t_2), \quad (2.29)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · °C); $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур, или температурный напор, °C; α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячей воды к стенке, Вт/(м² · °C); t_1 — средняя тем-

температура горячей среды, °С; t'_w — температура стенки со стороны горячей среды, °С; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к холодной среде, Вт/(м² · °С); t''_w — температура стенки со стороны холодной среды, °С; t_2 — средняя температура холодной среды, °С.
Здесь

$$\begin{aligned} t'_w &= t_1 - \frac{k}{\alpha_1} \Delta t_{\text{ср}}; \\ t''_w &= t_2 + \frac{k}{\alpha_2} \Delta t_{\text{ср}}. \end{aligned} \quad (2.30)$$

Отношение k/α задают предварительно, а затем проверяют соответствие его расчетному значению. Пересчет позволяет получить соответствие принятого значения расчетному.

Коэффициент теплопередачи k представляет собой количественную расчетную величину, характеризующую сложный теплообмен. Он зависит от коэффициентов теплоотдачи, термического сопротивления стенки и загрязнений. Для плоской стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_3}, \quad (2.31)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя, Вт/(м² · °С); δ — толщина стенки аппарата, м; λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м · °С); α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м² · °С); R_3 — термическое сопротивление, учитывающее загрязнение с обеих сторон стенки (накипь, сажа и пр.), м² · К/Вт.

Для стенки, имеющей другие геометрические формы (цилиндрической, шаровой, многослойной плоской, многослойной цилиндрической, многослойной шаровой, ребристой и т.д.), расчетные формулы для определения коэффициента теплопередачи можно найти в справочной литературе. Если стенка трубы тонкая, то с достаточной степенью точности можно проводить расчет по формуле для плоской стенки. Так, при $d_{\text{вн}}/d_{\text{нар}} < 2$ погрешность не превышает 4 %.

Если теплопроводность слоя загрязнения неизвестна, то рассчитывают коэффициент теплопередачи k для чистой стенки и вводят поправку на ее загрязнение при помощи коэффициента использования поверхности теплообмена φ :

$$k = k_{\text{чист.с}} \varphi, \quad (2.32)$$

где $k_{\text{чист.с}}$ — коэффициент теплопередачи для чистой стенки, Вт/(м · °С).

Для большинства аппаратов числовое значение коэффициента ϕ лежит в пределах $\phi = 0,65 \dots 0,85$. В случае большого выпадения осадков из теплоносителей на поверхности теплообмена $\phi = 0,4 \dots 0,5$.

Коэффициенты теплоотдачи α в большинстве случаев определяют по критерию Нуссельта:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{d_3}, \quad (2.33)$$

где Nu — число Нуссельта; λ — коэффициент теплопроводности того теплоносителя, для которого определяется коэффициент теплоотдачи, Вт/(м · °С); d_3 — эквивалентный диаметр, м:

$$d_3 = \frac{4F}{\Pi}, \quad (2.34)$$

где F — площадь поперечного сечения, м²; Π — смоченный периметр, м.

Число Nu вычисляется в зависимости от характера движения и агрегатного состояния теплоносителей.

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении различных жидкостей (кроме жидких металлов) для диапазона чисел Рейнольдса $\text{Re} = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ используют следующее критериальное уравнение:

$$\text{Nu}_{jd} = 0,021 \text{Re}_{jd}^{0,8} \text{Pr}_j^{0,43} (\text{Pr}_j / \text{Pr}_c)^{0,25} \epsilon_l, \quad (2.35)$$

где Re_{jd} — число Рейнольдса, определенное при заданной температуре жидкости и определяющем размере трубы; Pr_j — число Прандтля, определенное при заданной температуре жидкости; Pr_c — число Прандтля, определенное при заданной температуре стенки; ϵ_l — коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы: при $l/d \geq 50$ $\epsilon_l = 1$, при $l/d < 50$ необходимо учитывать влияние начального термического участка. Значения ϵ_l в зависимости от числа Re и отношения l/d приведены в справочной литературе.

В уравнении (2.35) за определяющую температуру принята средняя температура жидкости, а за определяющий размер — внутренний диаметр трубы. Диапазон значений числа Прандтля, удовлетворяющий этому уравнению, довольно широк: $\text{Pr} = 0,6 \dots 2500$.

2.2.2. Конструктивный расчет

Содержание конструктивного расчета зависит от особенностей выбранной конструкции аппарата, т.е. от выбора поверхности теплообмена: трубчатая, пластинчатая, спиральная, ребристая и т.д.

Площадь поверхности теплообмена F , м^2 , определяют из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (2.36)$$

где Q — тепловая нагрузка аппарата (определяется из теплового баланса), Вт; k — коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур, $^\circ\text{С}$.

По поверхности теплообмена подбираются теплообменный аппарат и патрубки.

Для кожухотрубчатых аппаратов, имеющих наибольшее распространение в промышленности и в технологических процессах, по поверхности теплообмена F определяются количество труб, их размещение в трубной решетке, диаметр корпуса аппарата, число ходов в трубном и межтрубном пространстве и размеры входных и выходных патрубков. Количество трубок

$$n = \frac{F}{\pi d_{\text{расч}} l}, \quad (2.37)$$

где $d_{\text{расч}}$ — расчетный диаметр трубки, м; при $\alpha_1 > \alpha_2$ $d_{\text{расч}} = d_{\text{нар}}$, при $\alpha_1 = \alpha_2$ $d_{\text{расч}} = 0,5 (d_{\text{нар}} + d_{\text{вн}})$, при $\alpha_1 < \alpha_2$ $d_{\text{расч}} = d_{\text{вн}}$; l — длина трубки (выбирается по нормальям), м.

Трубы в трубных решетках размещаются по вершинам равно-сторонних треугольников или по сторонам правильных шести-угольников, что одно и то же (ромбическое размещение), а также по концентрическим окружностям. Трубная решетка с ромбиче-ским размещением при большом количестве трубок имеет мень-шие размеры.

Количество трубок в трубных решетках рассчитывают по следу-ющим уравнениям:

$$\begin{cases} n = 3a(a-1) + 1; \\ b = 2a - 1, \end{cases} \quad (2.38)$$

где n — общее количество трубок; b — количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника; a — количество труб на стороне наи-большего шестиугольника.

Шаг труб S (расстояние между осями соседних трубок) обычно выбирают равным $(1,3 \dots 1,5) d_{\text{нар}}$, но не меньше $d_{\text{нар}} + 6$ мм. Общее ко-личество трубок должно быть таким, чтобы a и b были целыми.

Внутренний диаметр корпуса аппарата рассчитывают по следу-ющим уравнениям:

для однокходовых аппаратов

$$D_{\text{вн}} = S(b-1) + 4d_{\text{нар}}, \quad (2.39)$$

или

$$D_{\text{вн}} = 1,1S\sqrt{n}; \quad (2.40)$$

для многоходовых аппаратов

$$D_{\text{вн}} = 1,1S\sqrt{\frac{n}{\eta}}, \quad (2.41)$$

где η — коэффициент заполнения трубной решетки, $\eta = 0,6 \dots 0,8$.

Расчетное значение диаметра корпуса округляется до ближайшего размера, рекомендуемого нормативными документами.

Диаметры патрубков $d_{\text{п}}$, м, зависят от скорости и расхода теплоносителей и определяются по формуле

$$\begin{cases} \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4} = \frac{G}{\rho \omega \tau}, \\ d_{\text{нар}} = 1,125 \sqrt{\frac{G}{\rho \omega \tau}}, \end{cases} \quad (2.42)$$

где G — расход (или количество) теплоносителя, кг; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; ω — скорость теплоносителя в патрубке, м/с; τ — время циркуляции теплоносителя, с.

Скорость теплоносителя в патрубках выбирают по справочнику. Диаметр патрубка округляют до ближайшего значения, рекомендуемого нормативными документами.

Внутренний диаметр многоходового теплообменника определяют с учетом размещения перегородок графическим путем или принимают по нормам.

Расстояние между трубными решетками (активная длина трубок)

$$l_1 = \frac{F}{\pi d_{\text{расч}} n z}, \quad (2.43)$$

где n — число трубок в одном ходе; z — число ходов.

Длина трубок не должна превышать 6 м. В многоходовых аппаратах рекомендуется выбирать четное число ходов. Если при выборе многоходового теплообменника длина трубок получается выше допустимой, необходимо изменить диаметр или скорость движения теплоносителя, или обе эти величины.

Полная высота кожухотрубчатого теплообменника складывается из активной длины трубок и высоты коллекторов:

$$H = l_1 + 2h, \quad (2.44)$$

где h — высота коллектора, мм. Высоту коллектора из конструктивных соображений выбирают равной 200 ... 400 мм.

Для теплообменника типа «труба в трубе» задаются поверхностью теплообмена F , количеством секций m , длиной трубы одного элемента l_1 .

Определяют:

длину трубы (при этом задаются количеством параллельно работающих секций m)

$$l = \frac{F}{\pi D_{\text{ср}} m}, \quad (2.45)$$

где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр секции, м;
число элементов в каждой секции

$$n = \frac{l}{l_1}. \quad (2.46)$$

Для змеевикового теплообменника исходными данными являются поверхность теплообмена F , наружный диаметр трубки $d_{\text{нар}}$, из которой выполнен змеевик, диаметр витка змеевика $D_{\text{зм}}$ и расстояние между осями соседних витков S .

Определяют:

длину трубы, из которой навивается змеевик,

$$l = \frac{F}{\pi d_{\text{нар}}}; \quad (2.47)$$

длину одного витка змеевика

$$l_1 = \sqrt{\pi D_{\text{зм}}^2 + S^2}, \quad (2.48)$$

где $D_{\text{зм}}$ — диаметр змеевика, м;
число витков змеевика

$$n = \frac{l}{l_1}.$$

Для спирального теплообменника исходными данными для конструктивного расчета являются поверхность теплообмена F , ширина канала b , толщина листов δ и высота спиралей h .

Шаг спирали, мм,

$$S = b + \delta. \quad (2.49)$$

где $b = 6 \dots 15$ мм; $\delta = 2 \dots 8$ мм.

Каждый полувиток спирали строится по радиусам r_1 и r_2 , мм, которые для первых витков равны:

$$r_1 = \frac{d}{2}; \quad r_2 = \frac{d}{2} + S, \quad (2.50)$$

где d — диаметр первого витка внутренней спирали (выбирается исходя из конструктивных соображений), мм; r_1 — радиус первого полувитка, мм, $r_1 = 140 \dots 150$ мм.

Центры, из которых выполняют построение спиралей, отстоят друг от друга на величину шага витка S .

Длина спирали при числе витков n

$$l_0 = \pi(d - S)n + 2\pi Sn^2. \quad (2.51)$$

Число витков спирали

$$n = \frac{S - d}{4S} + \sqrt{\left(\frac{S - d}{4S}\right)^2 + \frac{l_0}{2\pi S}}. \quad (2.52)$$

Наружный диаметр спирального теплообменника

$$D = d + 2nS + \delta. \quad (2.53)$$

Высота спиралей h принимается по нормальям равной 375 ... 750 мм.

Диаметры патрубков d , м, для входа и выхода теплоносителей определяют по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4V_c}{\pi\omega}}, \quad (2.54)$$

где V_c — секундный расход жидкости, пара или газа, м³/с; ω — скорость жидкости, пара или газа, м/с.

2.2.3. Поверочный расчет

Поверочный расчет проводят в целях определения возможности применения имеющихся или стандартных теплообменных аппаратов для технологических процессов. При поверочном расчете заданы размеры аппарата и условия его работы; требуется определить конеч-

ные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата. Следовательно, целью расчета является выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата.

На практике наиболее часто требуется определить значения конечных температур теплоносителей в готовом или запроектированном теплообменном аппарате при заданных расходах теплоносителей и теплопроизводительности этого аппарата.

Рассмотрим решение данной задачи в условиях теплопередачи без изменения агрегатного состояния теплоносителей и при его изменении.

Теплопередача без изменения агрегатного состояния теплоносителей. При решении такой задачи известными величинами являются начальные температуры теплоносителей $t_{\text{нач1}}$ и $t_{\text{нач2}}$, поверхность нагрева F , значение коэффициента теплопередачи k и значения G_1c_1 и G_2c_2 . Искомыми величинами являются конечные температуры $t_{\text{кон1}}$ и $t_{\text{кон2}}$, а также количество переданной теплоты Q . Результат расчета зависит от схемы движения жидкостей.

При прямотоке теплоносителей их конечные температуры $t_{\text{кон1}}$ и $t_{\text{кон2}}$ можно определить по формулам теплопередачи:

$$t_{\text{кон1}} = t_{\text{нач1}} - (t_{\text{нач1}} - t_{\text{нач2}}) \Pi; \quad (2.55)$$

$$t_{\text{кон2}} = t_{\text{нач2}} + (t_{\text{нач1}} - t_{\text{нач2}}) \Pi \frac{G_1c_1}{G_2c_2}, \quad (2.56)$$

где Π — безразмерный коэффициент.

Значения Π в зависимости от отношений $G_1c_1/(G_2c_2)$ и $kF/(G_1c_1)$ даны в табл. 2.1.

Для противотока конечные температуры теплоносителей рассчитывают по формулам

$$t_{\text{кон1}} = t_{\text{нач1}} - (t_{\text{нач1}} - t_{\text{нач2}}) Z; \quad (2.57)$$

$$t_{\text{кон2}} = t_{\text{нач2}} + (t_{\text{нач1}} - t_{\text{нач2}}) \frac{G_1c_1}{G_2c_2} Z, \quad (2.58)$$

где Z — безразмерный коэффициент.

Значения Z приведены в табл. 2.2.

Расход теплоты, если известны конечные температуры, определяется в обоих случаях из уравнений теплового баланса (2.5), (2.6).

Формулы (2.55) и (2.57) обладают тем недостатком, что они применимы лишь к двум наиболее простым схемам движения теплоносителей. Кроме того, при выводе формул предполагается независимость теплоемкостей массового расхода теплоносителей от значения

Значения коэффициента Π в уравнениях (2.55) и (2.56)

$G_1 c_1 / (G_2 c_2)$	$kF / (G_1 c_1)$							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1,0	2,0	3,0	∞
0	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,96	1,00
0,01	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	0,99
0,05	0,033	0,10	0,28	0,39	0,62	0,84	0,91	0,95
0,10	0,033	0,10	0,28	0,38	0,61	0,81	0,89	0,91
0,20	0,033	0,10	0,27	0,38	0,58	0,76	0,81	0,83
0,50	0,033	0,10	0,26	0,35	0,52	0,63	0,66	0,67
1,0	0,033	0,09	0,25	0,32	0,43	0,49	0,50	0,50
2,0	0,033	0,09	0,21	0,26	0,32	0,33	0,33	0,33
5,0	0,032	0,08	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17	0,17
10,0	0,028	0,06	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
20,0	0,024	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50,0	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100,0	0,009	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

температуры, хотя это далеко не всегда соответствует реальным условиям. Кроме того, точно определить значение коэффициента теплопередачи, не зная конечных температур теплоносителей, нельзя. Поэтому часто не удается использовать эти формулы для проверочного расчета. В таких случаях расчет ведут методом последовательных приближений, при этом задаются значениями конечных температур и выполняют вычисления в порядке приведенного выше конструктивного расчета. Если полученная в результате этого расчета поверхность нагрева совпадает с действительной, то расчет на этом заканчивается, так как такое совпадение свидетельствует о том, что конечные температуры выбраны правильно. В противном случае расчет приходится выполнять снова, задавшись иными значениями конечных температур.

Теплопередача при изменении агрегатного состояния теплоносителей. Если проходящая через аппарат жидкость нагревается за счет теплоты конденсации пара, то характер изменения температуры жидкости по длине поверхности нагрева соответствует графику, приведенному на рис. 2.12. Уравнение для этого графика в координатах t и F можно составить, исходя из следующих соображений. При перемещении G , кг/с, жидкости вдоль элементарной поверхности нагрева dF температура ее изменяется на величину dt . Количество теплоты, пе-

Значения коэффициента Z для уравнений (2.57) и (2.58)

$G_1 c_1 / (G_2 c_2)$	$kF / (G_1 c_1)$							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1,0	2,0	3,0	∞
0	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,00
0,01	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,00
0,05	0,033	0,10	0,28	0,39	0,62	0,86	0,94	1,00
0,10	0,033	0,10	0,28	0,38	0,61	0,85	0,94	1,00
0,20	0,033	0,10	0,28	0,38	0,60	0,83	0,93	1,00
0,50	0,033	0,10	0,26	0,36	0,57	0,78	0,89	1,00
1,00	0,033	0,10	0,25	0,34	0,51	0,68	0,77	1,00
2,0	0,033	0,09	0,23	0,29	0,39	0,46	0,49	0,50
5,0	0,032	0,08	0,16	0,18	0,20	0,20	0,20	0,20
10,0	0,028	0,06	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
20,0	0,024	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100,0	0,010	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

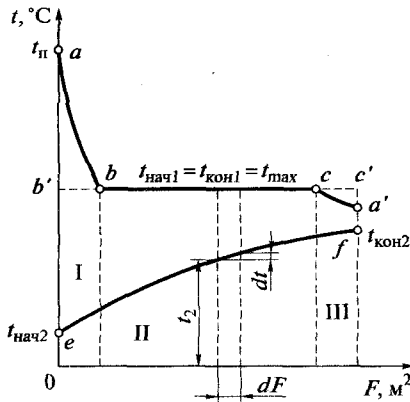


Рис. 2.12. Изменение температур греющего пара и подогреваемой воды по поверхности теплообменника:

I — область перегретого пара; II — область насыщенного пара; III — область переохлажденного конденсата; $abc'a'$ — кривая изменения температуры греющего теплоносителя; ef — кривая изменения температуры жидкости

редаваемое от конденсирующегося пара к жидкости через эту элементарную поверхность, может быть выражено уравнением

$$dQ = G_2 c_2 dt = k(t_{\text{нас}} - t_2) dF, \quad (2.59)$$

где $t_{\text{нас}}$ — температура насыщения, °С.

Разделив переменные и проинтегрировав обе части уравнения в соответствующих пределах, получим

$$\int_0^F \frac{k dF}{G_2 c_2} = \int_{t_{\text{нач}2}}^{t_{\text{кон}2}} \frac{dt}{t_{\text{нас}} - t_2},$$

или

$$\frac{kF}{G_2 c_2} = \ln \frac{t_{\text{нас}} - t_{\text{нач}2}}{t_{\text{нас}} - t_{\text{кон}2}}.$$

Из этого равенства определяется конечная температура жидкости:

$$t_{\text{кон}2} = t_{\text{нас}} - (t_{\text{нас}} - t_{\text{нач}2}) e^{\frac{kF}{G_2 c_2}}. \quad (2.60)$$

При кипении жидкости за счет теплоты горячего газа или горячей жидкости аналогично предыдущему имеем уравнение

$$dQ = -G_1 c_1 dt = k(t_1 - t_{\text{нас}}) dF. \quad (2.61)$$

Здесь знак «-» перед членом, содержащим dt , поставлен потому, что приращения dt и dF имеют разные знаки. Из уравнения (2.61) аналогично предыдущему находят конечную температуру греющей жидкости или газа:

$$t_{\text{кон}1} = t_{\text{нас}} + (t_{\text{нач}1} - t_{\text{нас}}) e^{\frac{kF}{G_1 c_1}}. \quad (2.62)$$

Промежуточные значения температур определяют путем подстановки в выражения для конечных температур соответствующих значений F . Наименьшее давление пара, при конденсации которого возможен нагрев жидкости или газа до желаемой температуры $t_{\text{кон}2}$, определяют исходя из того, что температура насыщения $t_{\text{нас}}$, соответствующая этому давлению, должна быть больше, чем $t_{\text{нач}1}$, на некоторую величину δt .

2.2.4. Гидравлический расчет

Целью гидравлического расчета является определение величины потери давления теплоносителей при их движении через теплообменные аппараты (теплообменники). Падение давления $\Delta p_{\text{то}}$ в теплооб-

менниках при прохождении теплоносителя по трубам и в межтрубном пространстве складывается из потерь на сопротивление трению $\Delta p_{\text{тр}}$ и на местные сопротивления $\Delta p_{\text{м.с}}$, Па, т.е.

$$\Delta p_{\text{то}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с}} = \frac{\lambda l \omega^2}{d_3} \rho + \sum \zeta \frac{\omega^2 \rho}{2}, \quad (2.63)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения (величина безразмерная; для стальных труб $\lambda \approx 0,03$, для латунных $\lambda \approx 0,03$); l — длина трубы или канала, м; d_3 — эквивалентный диаметр сечения канала, $d_3 = 4f/S$, м; f — площадь сечения прохода теплоносителя, м^2 ; S — смоченный периметр прохода теплоносителя, м; ω — средняя скорость движения теплоносителя на данном участке, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м^3 ; $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Значение коэффициентов местных сопротивлений ζ в охладителях и подогревателях жидкостей

Местное сопротивление	Значение ζ
Входная или выходная камера	1,5
Поворот на 180° внутри камеры при переходе из одного пучка трубок в другой	2,5
Поворот на 180° при переходе из одной секции в другую через колено	2,0
Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Поворот на 180° в U-образной трубке, огибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Вход в межтрубное пространство	1,5
Вход в трубное пространство и выход из него	1,0
Круглые змеевики	0,5
Вентиль проходной $d = 50$ мм при полном открытии	4,6
Вентиль проходной $d = 400$ мм при полном открытии	7,6
Задвижка	0,5...1,0
Кран проходной	0,6...2,0
Угольник 90°	1,0...2,0

При перекачке вязких жидкостей рекомендуется коэффициент гидравлического трения определять по эмпирической зависимости

$$\lambda = 0,02 + 1,7/\text{Re}^{0,5}, \quad (2.64)$$

где Re — число Рейнольдса для потока жидкости.

Ускорение потока газообразных жидкостей в каналах постоянного сечения вследствие изменения объема (например, при нагревании) вызывает потерю давления Δp_y , Па:

$$\Delta p_y = \rho_2 \omega_2^2 - \rho_1 \omega_1^2, \quad (2.65)$$

где ρ_1, ρ_2 — плотность газа во входном и выходном сечениях потока соответственно, кг/м^3 ; ω_1, ω_2 — скорости во входном и выходном сечениях потока соответственно, м/с .

Если теплообменник, по которому движется газообразная жидкость, сообщается с окружающей средой (атмосферой, пространством под вакуумом и т.д.), необходимо учитывать гидростатическое давление $\Delta p_{\text{гс}}$, Па, столба жидкости по формуле

$$\Delta p_{\text{гс}} = \pm h(\rho_1 - \rho_0), \quad (2.66)$$

где h — расстояние по вертикали между входом и выходом теплоносителя, м (берется со знаком «+» при движении теплоносителя сверху вниз и со знаком «−» — при движении снизу вверх); ρ_1, ρ_0 — средние плотности теплоносителя и окружающего воздуха соответственно, кг/м^3 .

При движении теплоносителя по замкнутому контуру, без разрыва струи, значение $\Delta p_{\text{гс}} = 0$.

Из сказанного выше следует, что в общем случае полное падение давления Δp , Па, при движении теплоносителей через аппарат

$$\Delta p = \Delta p_{\text{то}} + \Delta p_y + p_{\text{гс}}. \quad (2.67)$$

Обобщенную формулу (2.67) применяют для гидравлического расчета различных теплообменных аппаратов поверхностного типа. При подборе механизма, создающего циркуляцию теплоносителя в теплообменных аппаратах (насоса, вентилятора и т.д.), необходимо также учитывать потери давления $\Delta p_{\text{тр}}$ на сопротивление трению в соединительных коммуникациях: трубопроводах, каналах. Кроме того, при подъеме насосом жидкости с разрывом струи на высоту H , м, учитывается гидростатическое давление столба жидкости:

$$\Delta p_{\text{гс}} = H \rho_{\text{ж}} g, \quad (2.68)$$

где H — высота струи, м; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости, кг/м^3 ; g — ускорение свободного падения.

Следовательно, необходимый перепад давлений, создаваемый насосом, должен быть равен:

$$\Delta p_p = \Delta p_{то} + \Delta p_{гс} + \Delta p_{тр}. \quad (2.69)$$

Соответствующее значение необходимого напора H , м, создаваемого насосом, определяют по формуле

$$H = \frac{\Delta p_0}{\rho_{ж} g}. \quad (2.70)$$

Мощность N , кВт, на валу насоса или вентилятора рассчитывают по формуле

$$N = \frac{G \Delta p}{1000 \rho \eta}, \quad (2.71)$$

где G — расход рабочей среды, кг/с; Δp — гидравлическое сопротивление аппарата, Па; ρ — плотность рабочей среды, кг/м³; η — КПД насоса или вентилятора.

2.3. Рекуперативные теплообменные аппараты периодического действия

Рекуперативные теплообменные аппараты периодического действия нашли широкое применение в промышленности. К аппаратам этого типа относят водонагреватели—аккумуляторы различных конструкций, представляющие собой сосуды большой емкости с водяным или паровым обогревом. Их используют в системах горячего водоснабжения, периодически расходующих значительные количества воды (рис. 2.13, *а* и *б*). Вода в таких аппаратах нагревается за 4...5 ч, а расходует в течение 20...30 мин (например, в душевых помещениях цехов после очередной смены).

В аппаратах периодического действия нагрев воды происходит при переменном тепловом режиме, поэтому полученные ранее зависимости, относящиеся к аппаратам непрерывного действия с установившимся тепловым режимом, использовать для расчета нельзя. Рассмотрим работу водонагревателя—аккумулятора с водяным обогревом. На рис. 2.14 изображены схемы аппарата и график изменения температур греющей и нагреваемой воды в зависимости от времени.

Особенность режима работы такого аппарата состоит в том, что температура греющей воды на выходе из аппарата $t_{кон1}$ возрастает во времени при постоянных расходе G и начальной температуре. Это объясняется тем, что вода в аккумуляторе нагревается и для ее последующего нагрева требуется все меньший и меньший перепад температуры. Расчет при этом усложняется, так как приходится исполь-

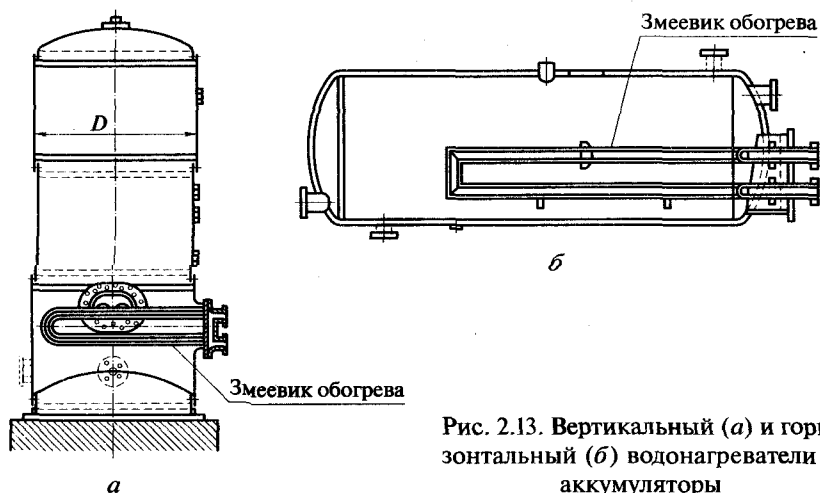


Рис. 2.13. Вертикальный (а) и горизонтальный (б) водонагреватели — аккумуляторы

зовать две переменные во времени t_1 и t_2 . Дифференциальные уравнения теплопередачи и теплового баланса имеют следующий вид:

$$dQ = kF\Delta t d\tau = G_1 c_1 (t_{\text{нач1}} - t_1) d\tau = G_2 c_2 dt. \quad (2.72)$$

Здесь k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F — поверхность нагрева, м²; Δt — средняя логарифмическая разность температур,

$$\Delta t = \frac{t_{\text{нач1}} - t_1}{\ln \frac{t_{\text{нач1}} - t_2}{t_1 - t_2}}$$

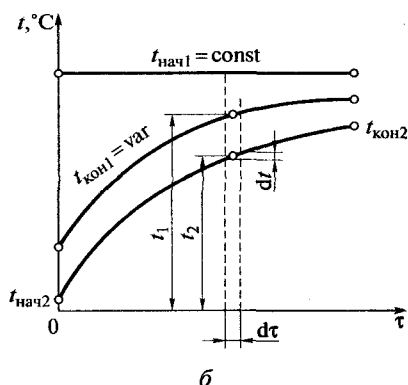
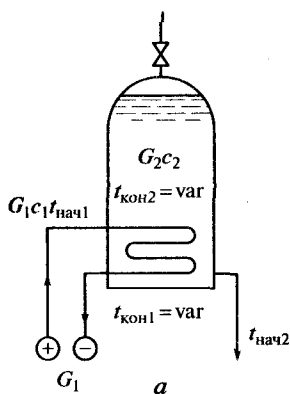


Рис. 2.14. Водонагреватель—аккумулятор с водяным обогревом:

а — схема; б — график изменения температур

где t_1, t_2 — температуры греющей и нагреваемой воды в рассматриваемый промежуток времени $d\tau$, °C; $d\tau$ — элемент времени, в течение которого температура воды повышается на dt , с; G_1c_1, G_2c_2 — теплоемкости массовых расходов теплоносителей, кДж/(с · °C); $t_{нач1}$ — температура греющей воды на входе в аппарат, °C.

Подставив в уравнение (2.72) выражение для Δt , получим:

$$kF \frac{t_{нач1} - t_1}{\ln \frac{t_{нач1} - t_2}{t_1 - t_2}} = G_1c_1 (t_{нач1} - t_1).$$

Определим температуру t_1 :

$$\frac{kF}{G_1c_1} = \ln \frac{t_{нач1} - t_2}{t_1 - t_2},$$

откуда

$$\frac{t_{нач1} - t_2}{t_1 - t_2} = e^{kFG_1c_1}.$$

Введем обозначение $A = kF/(G_1c_1)$. Температура греющей воды на выходе из аппарата

$$t_1 = t_2 + (t_{нач1} - t_2)e^{-A}. \quad (2.73)$$

Подставив в уравнение (2.72) значение переменной t_1 из уравнения (2.73) и выполнив преобразования, получим

$$\frac{G_1c_1}{G_2c_2} (t_{нач1} - t_2 - t_{нач1}e^{-A} + t_2e^{-A}) d\tau = dt;$$

$$\frac{G_1c_1}{G_2c_2} [(t_{нач1} - t_2) - e^{-A}(t_{нач1} - t_2)] d\tau = dt;$$

$$\frac{G_1c_1}{G_2c_2} (1 - e^{-A}) d\tau = \frac{dt}{t_{нач1} - t_2}.$$

Левую часть уравнения проинтегрируем в пределах от 0 до τ , а правую — в пределах от начальной температуры $t_{нач2}$ до конечной $t_{кон2}$:

$$\frac{G_1c_1}{G_2c_2} (1 - e^{-A}) \tau = \ln \frac{t_{нач1} - t_{нач2}}{t_{нач1} - t_{кон2}}. \quad (2.74)$$

Из уравнения (2.74) определим удельную производительность аппарата:

$$\begin{aligned}
 1 - e^{-A} &= \frac{G_2 c_2}{\tau_1 G_1 c_1} \ln \frac{t_{\text{нач}1} - t_{\text{нач}2}}{t_{\text{нач}1} - t_{\text{кон}2}}; \\
 e^{-A} &= 1 - \frac{G_2 c_2}{\tau_1 G_1 c_1} \ln \frac{t_{\text{нач}1} - t_{\text{нач}2}}{t_{\text{нач}1} - t_{\text{кон}2}}; \\
 e^{kF/(G_1 c_1)} &= \frac{1}{1 - \frac{G_2 c_2}{\tau_1 G_1 c_1} \ln \frac{t_{\text{нач}1} - t_{\text{нач}2}}{t_{\text{нач}1} - t_{\text{кон}2}}}; \\
 kF &= G_1 c_1 \ln \frac{1}{1 - \frac{G_2 c_2}{\tau_1 G_1 c_1} \ln \frac{t_{\text{нач}1} - t_{\text{нач}2}}{t_{\text{нач}1} - t_{\text{кон}2}}},
 \end{aligned} \tag{2.75}$$

где kF и коэффициент теплопередачи k определяют по формуле для плоской стенки (2.31). По известным значениям kF и k рассчитывают площадь поверхности нагрева аппарата

$$F = kF/k.$$

Средняя температура нагреваемой воды приближенно определяется по формуле

$$t_{2\text{ср}} = t_{\text{нач}1} - \frac{t_{\text{кон}2} - t_{\text{нач}2}}{\ln \frac{t_{\text{нач}1} - t_{\text{нач}2}}{t_{\text{нач}1} - t_{\text{кон}2}}}. \tag{2.76}$$

По значению температуры $t_{2\text{ср}}$ можно определить коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой воде.

Среднее значение температуры греющей воды

$$t_{1\text{ср}} = t_{\text{нач}1} - \frac{t_{1(\text{кон})} - t_{1(\text{нач})}}{\ln \frac{t_{\text{нач}1} - t_{1(\text{нач})}}{t_{\text{нач}1} - t_{1(\text{кон})}}}, \tag{2.77}$$

где $t_{1(\text{нач})}$ и $t_{1(\text{кон})}$ — температуры греющей воды на выходе аппарата в начальный момент и в конце процесса соответственно, °С.

Если поверхность аппарата задана, то значение конечной температуры нагреваемой воды $t_{\text{кон}2}$ в зависимости от времени нагрева определяется из уравнения (2.74):

$$t_{\text{кон}2} = t_{\text{нач}1} - (t_{\text{нач}1} - t_{\text{нач}2}) e^{-B},$$

где

$$B = \frac{G_1 c_1 \tau}{G_2 c_2} \left(1 - \frac{1}{e^A} \right).$$

2.4. Регенеративные теплообменные аппараты

К регенеративным теплообменным аппаратам (регенераторам) относится большая группа теплообменных аппаратов, в которых передача теплоты от одного теплоносителя к другому происходит посредством неподвижной или перемещающейся насадки. В качестве насадки применяют огнеупорный кирпич, металлические листы, пластины, шары, алюминиевую фольгу и т. п.

В период нагревания насадки через аппарат пропускают горячий теплоноситель, при этом отдаваемая им теплота расходуется на нагревание насадки и в ней аккумулируется. В период охлаждения насадки через аппарат пропускают холодный теплоноситель, который нагревается за счет теплоты, аккумулированной насадкой. Периоды нагревания и охлаждения насадки продолжаются от нескольких минут до нескольких часов.

Для осуществления непрерывной теплопередачи между теплоносителями необходимы два регенератора: в то время как в одном из них происходит охлаждение горячего теплоносителя, в другом нагревается холодный теплоноситель. Затем аппараты переключаются, после чего в каждом из них процесс теплопередачи протекает в обратном направлении. Схема соединения и переключения пары регенераторов приведена на рис. 2.15. Переключение производится поворотом клапанов 1 и 2. Направление движения теплоносителей показано стрелками. Обычно переключение регенераторов осуществляется автоматически через определенные промежутки времени.

На рис. 2.16 показана принципиальная схема регенератора, движущаяся насадка в котором выполнена в виде металлических шаров. Через камеру 1 пропускается горячий теплоноситель, при этом насадка нагревается. Насадка непрерывно выгружается через регулирующий затвор 4 и поступает в камеру 2, через которую пропускается холодный теплоноситель. Из камеры 2 насадка поступает в ковшовый элеватор 8 и подается им снова в камеру 1. Таким образом, отпадает необходимость переключения регенераторов, и теплота передается от горячего теплоносителя к холодному при помощи насадки, непрерывно циркулирующей через оба регенератора.

Некоторые типы регенераторов приведены на рис. 2.17. На рис. 2.17, а представлена схема работы регенератора мартеновской печи, работающей на мазутном топливе. При положении перекидногошибера, показанном на рисунке, воздух нагревается до требуемой температуры в левой камере, при этом насадка в ней охлаждается. В это же время насадка левой камеры нагревается отходящими продуктами сгорания. Через определенное время перекиднойшибер поворачивается, изменяет направление движения воздуха и горячих газов, и в последующий за этим период нагревается насадка левой камеры, а насадка правой камеры охлаждается, нагревая воздух. Одно-

временно с переключением шиберов гасятся форсунки с левой стороны печи и зажигаются форсунки с правой ее стороны.

На рис. 2.17, б приведена схема кирпичной насадки, в которой огнеупорные кирпичи уложены в виде сплошных каналов. Это наиболее распространенный на практике тип насадки, хотя, вообще говоря, типы кирпичных насадок весьма разнообразны. Толщина кирпичей, применяемых для регенеративных насадок, составляет 40...50 мм, при этом форма кирпичей может быть обычной и специальной.

Недостатками регенераторов с кирпичной насадкой являются громоздкость, сложность эксплуатации, связанная с необходимостью периодических переключений регенераторов, и колебания температуры в рабочем пространстве печи или теплоиспользующего аппарата вследствие изменения температуры насадки в процессе теплообмена. Поэтому эти регенераторы используют только при высоких температурах теплоносителей, не позволяющих применять металлические регенераторы.

На рис. 2.17, в показан регенератор с неподвижной насадкой из алюминиевой гофрированной ленты (рис. 2.17, г), используемой в холодильных установках для глубокого охлаждения азота (до -185°C). Достоинством металлической насадки по сравнению с кирпичной является большая поверхность теплообмена в небольшом объеме. Например, в 1 м^3 объема насадки можно разместить алюминиевую гофрированную ленту с поверхностью теплообмена 2000 м^2 , при этом разность температур насадки и теплоносителя может почти по всей длине насадки составлять только $1...2^{\circ}\text{C}$. Недостатком этого аппарата по сравнению с предыдущим является большое гидравлическое сопротивление.

На рис. 2.17, д приведен регенератор системы Юнгстрема с вращающейся металлической насадкой, применяемый на электростанциях в качестве воздухоподогревателя для использования теплоты отходящих газов котельных агрегатов. Вращающаяся насадка аппарата состоит из профильных металлических листов, которые, двигаясь по кругу, пересекают поочередно каналы с горячими газами, где они нагреваются и передают теплоту воздуху. Частота вращения ротора с насадкой невелика и обычно не превышает $3...6\text{ об/мин}$. По сравнению с регенераторами с неподвижной насадкой достоинством регенератора Юнгстрема является практически постоянная средняя

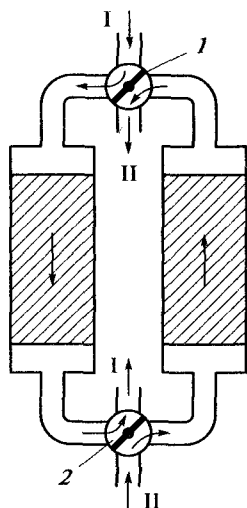


Рис. 2.15. Схема соединения и переключения пары регенераторов:

1, 2 — клапаны; I — холодный теплоноситель; II — горячий теплоноситель

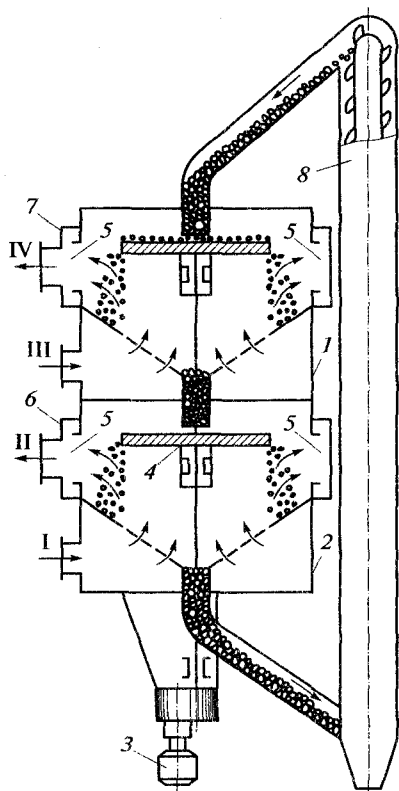
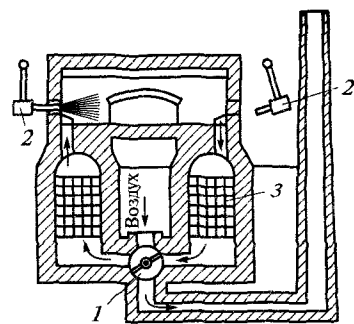


Рис. 2.16. Принципиальная схема регенератора с движущимся твердым промежуточным теплоносителем:

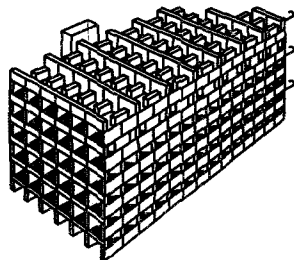
1, 2 — камеры соответственно охлаждаемого и нагреваемого газов; 3 — электродвигатель с редуктором; 4 — вращающийся диск, регулирующий подачу твердых частиц; 5 — окна коллектора; 6, 7 — коллекторы соответственно нагретого и охлажденного газа; 8 — ковшовый элеватор; I — холодный газ; II — нагретый газ; III — горячий газ; IV — охлажденный газ

температура воздуха на выходе из аппарата, зависящая только от температуры поступающих в аппарат горячих газов. К достоинствам воздухоподогревателя Юнгстрема по сравнению рекуперативными воздушными подогревателями относится его компактность. Недостатками регенератора Юнгстрема являются сложность конструкции и загрязнение воздуха газами.

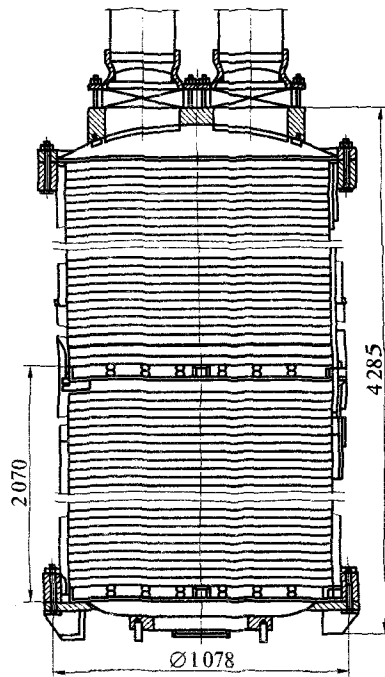
На рис. 2.17, е показана схема еще одной конструкции регенератора с вращающейся поверхностью нагрева — комбинированного вентилятора-дымососа. Он имеет поверхность нагрева в виде ротора, выполненного из полых герметичных оребренных лопаток, наполовину заполненных водой. Агрегат разделен по высоте на две ча-



a



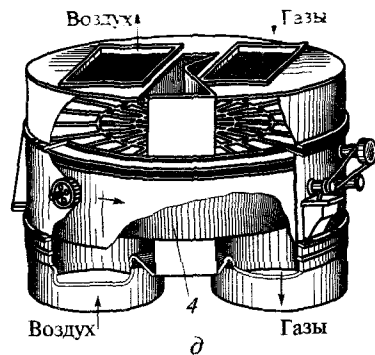
б



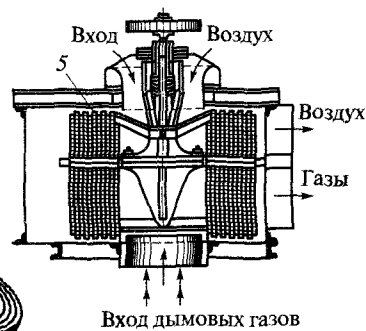
в



г



д



е

Рис. 2.17. Типы регенераторов:

a — схема мартеновской печи с регенераторами; *б* — схема регенеративной неподвижной насадки из огнеупорного кирпича; *в* — регенератор с неподвижной насадкой; *г* — элемент гофрированной насадки из алюминия; *д* — вращающийся регенератор системы Юнгстрема; *е* — комбинированный вентилятор-дымосос; 1 — перекидной шибер; 2 — форсунки; 3 — насадка; 5 — ротор

сти. Через нижнюю часть аппарата проходят дымовые газы и выпаривают воду, находящуюся в нижней части ребренных лопаток. Через верхнюю часть аппарата проходит холодный воздух и нагревается от стенок верхней части лопаток, заполненных паром, при этом пар в них конденсируется и стекает обратно в нижнюю часть лопаток.

Комбинированные агрегаты с вращающейся поверхностью нагрева имеют пока более низкий КПД, чем обычные вентиляторы и дымососы, и поэтому широкого применения не получили.

В последнее время в нефтеперерабатывающей, нефтехимической и других отраслях промышленности, а также в энергетических установках, в которых протекают высокотемпературные процессы, получили применение теплообменные аппараты с неподвижным, кипящим или падающим слоем твердого жаростойкого промежуточного теплоносителя. В этих теплообменниках воздух, газы и пары органических жидкостей нагревают до температур 1 600 ... 2 000 °С, а также перегревают водяной пар.

В качестве промежуточных теплоносителей применяют твердые частицы и шарики из оксида алюминия, циркония, магния, каолина, муллита и т. п. размером 8 ... 12 мм. Материал такого теплоносителя должен быть жаростойким (не размягчаться и не плавиться при высокой температуре), обладать химической стойкостью (не окисляться), не трескаться и не расслаиваться при резких изменениях температуры, не истираться и выдерживать ударную нагрузку, обладать высокой теплоемкостью, чтобы иметь небольшой массовый расход при большой тепловой нагрузке и низкую стоимость.

2.5. Смешивающие теплообменные аппараты

В настоящее время в промышленности широкое применение нашли смешивающие теплообменные аппараты, в которых тепло- и массообмен между теплоносителями происходит без разделительной стенки между ними. По принципу работы это, в большинстве своем, аппараты непрерывного действия. Названия таких аппаратов определяются их назначением.

Кондиционеры применяют для термовлажностной обработки воздуха в установках кондиционирования.

Скрубберы используют для очистки воздуха или газов от пыли, золы, смолы и прочих примесей посредством промывки их водой.

Охлаждение больших количеств циркуляционной воды от конденсаторов паровых турбин электрических станций достигается за счет тепло- и массообмена ее с воздухом в градирнях.

Конденсаторы или смешивающие подогреватели используют для нагрева жидкости за счет теплоты воздуха, газа или пара.

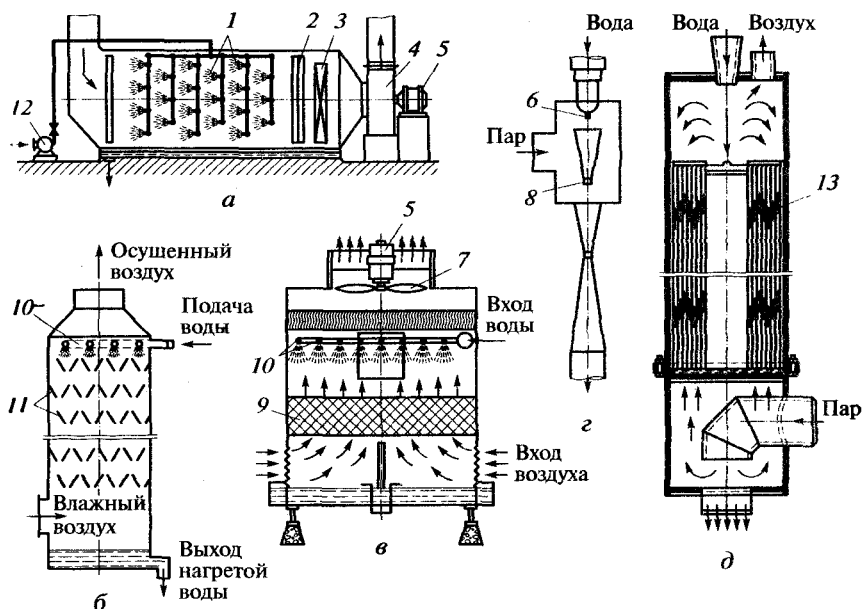


Рис. 2.18. Типы смешивающих теплообменных аппаратов:

а — безнасадочный форсуночный; *б* — каскадный; *в* — насадочный; *г* — струйный; *д* — пленочный с насадкой из цилиндров; 1 — форсунки; 2 — иллюминаторы-сепараторы влаги; 3 — подогреватель воздуха; 4, 7 — центробежный и осевой вентиляторы; 5 — электродвигатель; 6, 8 — сопла первой и второй ступеней струйного смесителя; 9 — насадка; 10 — трубы, распределяющие воду; 11 — каскады; 12 — насос; 13 — концентрические цилиндры

Далее приведены типы теплообменников смешения, различающиеся по конструктивным признакам (рис. 2.18).

1. *Полые (безнасадочные) колонны или камеры* (рис. 2.18, *а*), в которых распыливание жидкости в газовую среду осуществляется форсунками. Соприкосновение между жидкостью и газом при этом происходит на поверхности образующихся капель жидкости.

На рис. 2.19 представлены различные виды форсунок для теплообменных аппаратов смешивающего типа.

2. *Каскадные аппараты*, имеющие внутри горизонтальные либо наклонные полки или перегородки, по которым жидкость стекает сверху вниз под действием гравитационных сил (рис. 2.18, *б*).

3. *Насадочные колонны*, в которых соприкосновение газа с жидкостью происходит на смоченной поверхности насадки — деревянные доски, рейки, куски кокса и прочие устройства, обеспечивающие пленочное стекание жидкости (рис. 2.18, *в*).

Насадочные колонны более компактны по сравнению с безнасадочными. Их недостатком является большое гидравлическое сопротивление.

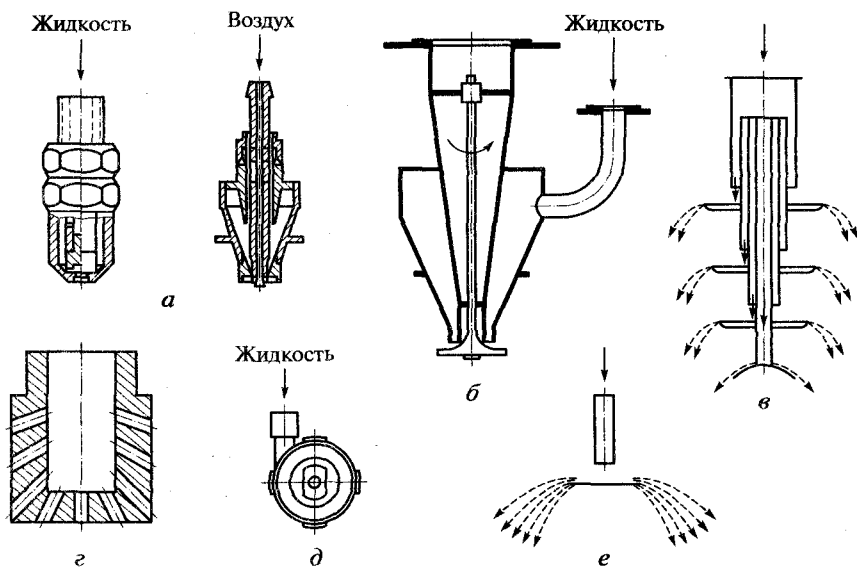


Рис. 2.19. Форсунки и разбрызгивающие устройства для теплообменных аппаратов смешивающего типа:

а — механическая форсунка; *б* — центробежная форсунка; *в* — многотарельчатый разбрызгиватель; *г* — брызгалка; *д* — пневматическая форсунка; *е* — однотарельчатый разбрызгиватель

тивление для потока газа и как следствие этого большой расход электроэнергии на привод вентилятора.

На рис. 2.20 изображены некоторые типы насадок для теплообменных аппаратов смешивающего типа.

4. *Струйные смесительные аппараты*, в которых вода нагревается эжектирующим или эжектируемым паром (рис. 2.18, *г*).

На рис. 2.21 показана принципиальная схема струйного конденсатора. Вода подводится к одному или нескольким вертикальным соплам, расположенным в верхней части корпуса. Из сопел вода поступает с большой скоростью в систему концентрических распределительных конусов. Пар подводится сбоку и вследствие эжектирующего действия воды подсасывается через кольцевые щели между конусами в центральное пространство конденсатора, где и конденсируется. Охлаждающая вода, конденсат и воздух поступают далее в диффузор, в котором смесь сжимается под действием кинетической энергии струй воды.

5. *В пленочных подогревателях смешивающего типа* (рис. 2.18, *д*) происходит нагревание воды водяным паром до температуры, близкой к температуре насыщения пара. Такая конструкция проще, чем у поверхностных подогревателей, компактнее, имеет меньшую

массу, при этом коэффициент теплообмена для нее не зависит от загрязнения поверхности маслом, накипью и т.д. Аппараты этого типа обычно работают под некоторым избыточным давлением (0,001 ... 0,005 МПа).

Существенным недостатком пленочных подогревателей является коррозия трубопроводов и поверхности аппарата вследствие наличия в конденсирующемся паре и в воде значительного количества кислорода.

6. *Пенные аппараты* применяют для улавливания из газов плохо смачиваемой (гидрофобной) пыли. Принципиальная схема пенного трехполочного аппарата приведена на рис. 2.22. Скорость по-

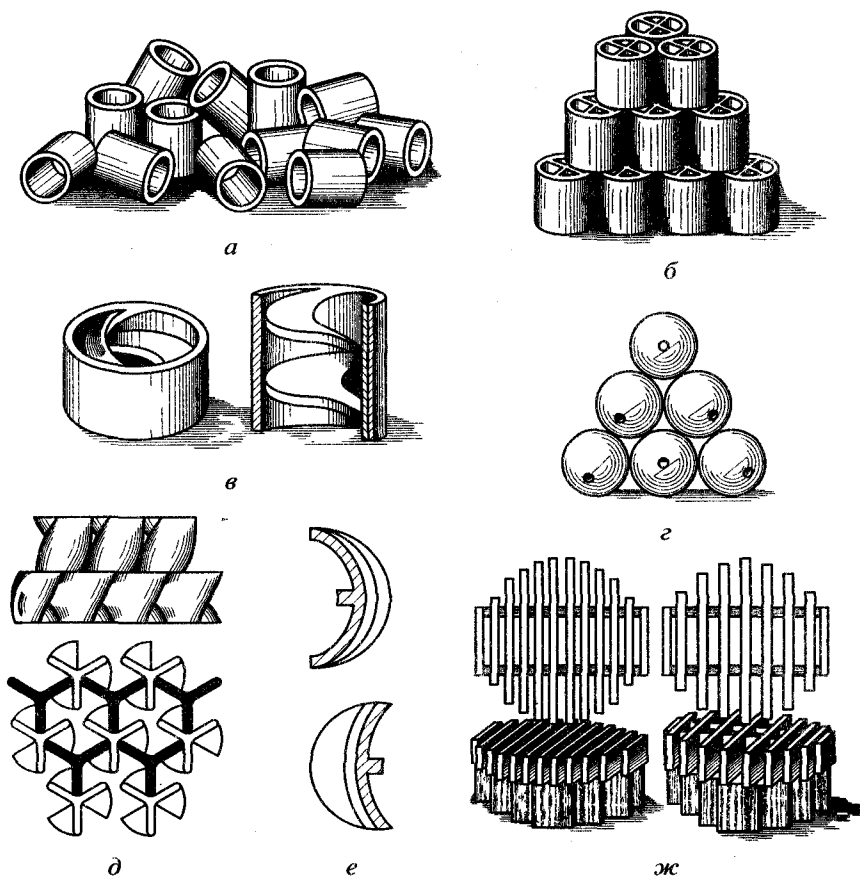


Рис. 2.20. Насадки для теплообменных аппаратов смешивающего типа:
а — беспорядочно уложенные кольца; *б, в* — кольца с перегородками; *г* — шары;
д — пропеллерная насадка; *е* — седлообразная насадка; *ж* — хордовая насадка

тока газа, набегающего на решетку, обычно составляет 2...2,5 м/с. При меньшей скорости снижается пенообразование и жидкость сливается через отверстие в решетке, а при большей скорости увеличивается унос воды в виде капель. Нормальными условиями работы считаются такие, при которых половина жидкости сливается через сливной порог, а половина — через отверстия в решетке. Степень очистки газов в пенных аппаратах достигает 90...95 %.

Процессы, происходящие в аппаратах смешивающего или контактного типа, подчиняются следующему правилу. Если парциальное давление паров жидкости в газе меньше, чем давление паров над внешней поверхностью капелек жидкости, то происходит увлажнение газа, если же давление пара находится в обратном соотношении, то газ осушается.

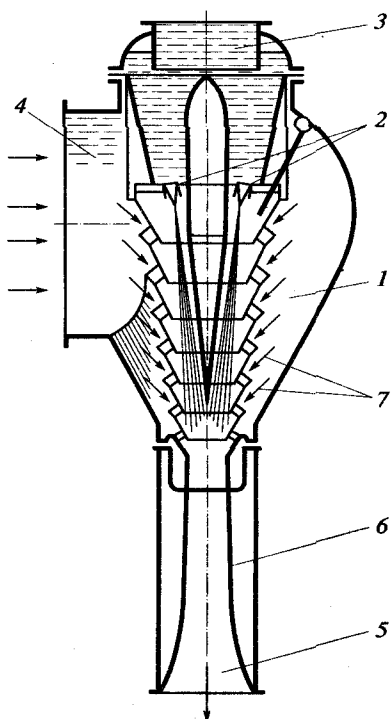


Рис. 2.21. Принципиальная схема струйного конденсатора:

1 — контактная камера; 2 — сопла; 3 — вход жидкости; 4 — вход пара; 5 — выход жидкости; 6 — диффузор; 7 — распределительные конусы

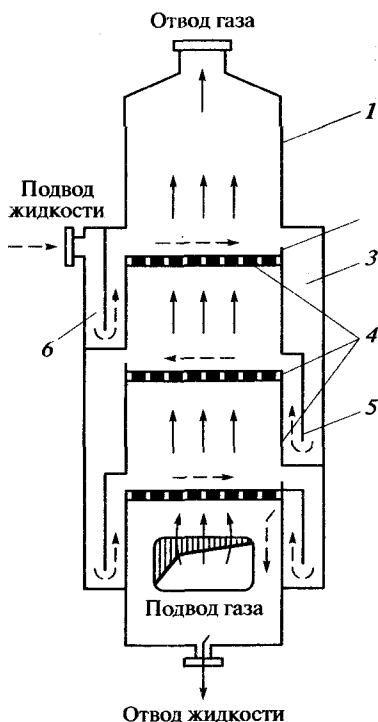


Рис. 2.22. Принципиальная схема трехполочного пенного аппарата:

1 — корпус; 2 — порог; 3 — сливная коробка; 4 — решетки; 5 — гидравлический затвор; 6 — приемная коробка

При контактном тепло- и массообмене теплоносителей коэффициент теплопередачи k и коэффициент теплоотдачи α имеют одинаковые значения ($\alpha = k$), поскольку в этом случае отсутствует разделительная стенка. Расчетные формулы выражаются как через k , так и через α .

Поскольку определение поверхности теплообмена аппаратов такого типа затруднительно, в некоторых случаях их расчет проводят по объемному коэффициенту теплопередачи. Уравнение теплопередачи при этом имеет вид:

$$Q = k_v V \Delta t, \quad (2.78)$$

где Q — количество теплоты, передаваемое в аппарате, Вт; k_v — объемный коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 м^3 активного объема аппарата, Вт/($\text{м}^3 \cdot \text{К}$); V — полезный, или активный, объем смесительной камеры, м^3 ; Δt — средняя разность температур теплоносителей, К.

По уравнению (2.78) можно рассчитывать только процессы, для которых определяется опытным путем объемный коэффициент теплопередачи.

Каждому типу смешивающих теплообменников свойственны некоторые особенности, которые следует учитывать при выборе аппарата. Аппараты с насадкой просты по конструкции, дешевы и для их изготовления пригодны недефицитные строительные материалы — бетон, керамика, стекло, фарфор. Для оросителей насадочных аппаратов требуется незначительное избыточное давление орошающей жидкости. Однако габариты и масса насадочных аппаратов значительны. Они требуют устройства массивных фундаментов и отличаются значительным гидравлическим сопротивлением по газовому тракту по сравнению с каскадными и безнасадочными аппаратами, особенно при беспорядочно засыпанной насадке. Насадочные аппараты мало подходят для обработки сильно загрязненных жидкостей из-за возможного засорения и залипания насадки. Они также не пригодны для работы с малым расходом жидкости, поскольку при этом не удастся достичь необходимой для хорошего смачивания насадки плотности орошения.

Безнасадочные аппараты отличаются малым сопротивлением по газовому потоку и наиболее экономичны по расходу охлаждающей жидкости, однако для ее диспергирования с помощью как форсунок, так и дисковых распылителей требуется значительный расход энергии. Безнасадочные аппараты отличаются большими габаритами.

Полочные (барометрические) конденсаторы (рис. 2.23) просты по конструкции и не требуют специального насоса для откачки охлаждающей жидкости. Однако их монтаж на значительной высоте часто требует специальных строительных сооружений, а подача воды на такую высоту связана с большим расходом энергии.

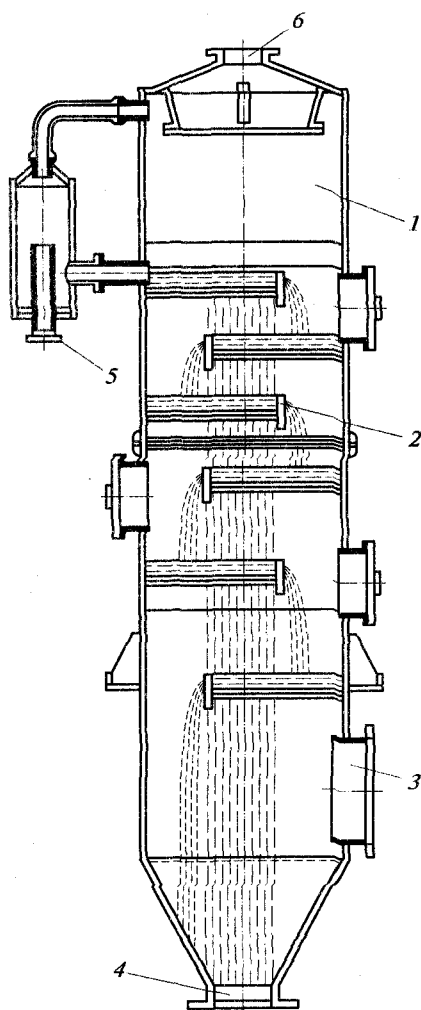


Рис. 2.23. Полочный каскадный конденсатор (или газоохладитель):
 1 — контактная камера; 2 — сегментные полки; 3 — вход пара (или газа); 4 — выход жидкости; 5 — вход охлаждающей жидкости; 6 — отсос неконденсирующихся газов

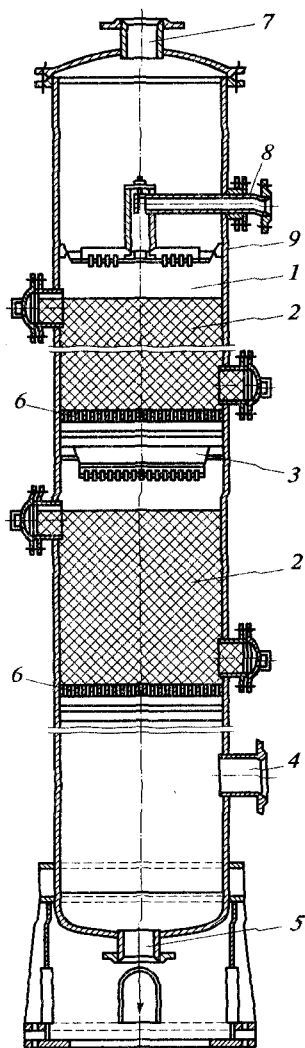


Рис. 2.24. Барботажная тарельчатая колонна:
 1 — контактная камера; 2 — насадка; 3 — распределительная тарелка; 4 — вход газа (пара); 5 — выход жидкости; 6 — опорная решетка; 7 — отсос неконденсирующихся газов; 8 — вход жидкости; 9 — распределительное устройство

Барботажные тарельчатые колонны (рис. 2.24) характеризуются повышенной интенсивностью тепло- и массообмена на единицу объема аппарата, допускают работу с загрязненными и умеренно вязкими жидкостями, нечувствительны к колебаниям расхода теплоносителей. Однако такие аппараты сложны по конструкции, металлоемки, ограниченно пригодны для работы с агрессивными средами и отличаются высоким гидравлическим сопротивлением.

Достоинствами струйных (эжекторных) аппаратов являются их компактность, простота изготовления и эксплуатации, безотказность в работе. Для их работы не обязательны откачивающий воду и воздушный насосы, так как на выходе из диффузора давление смеси несколько выше атмосферного. Вместе с тем струйные смесительные теплообменные аппараты обладают существенными недостатками, которые практически сводят на нет отмеченные преимущества и препятствуют их сколько-нибудь значительному распространению в промышленности. К недостаткам относятся очень низкий энергетический КПД (около 10 %), высокий уровень шума, значительный недогрев охлаждающей воды (в конденсаторах) до температуры насыщенного пара: даже в многосопловых конструкциях недогрев воды составляет 8... 11 °С, а в односopловых — 15... 20 °С.

2.6. Теплообменные аппараты с химическими превращениями

Среди технологического оборудования особое место занимают аппараты, в которых протекают химические и физико-химические реакции. К таким аппаратам относят реакторы, колонны синтеза, контактные аппараты и другое оборудование, работающее под избыточным давлением или под вакуумом. Протекание химических и физико-химических реакций во многих случаях сопровождается тепловыми, массообменными и гидромеханическими процессами. Поэтому такие аппараты снабжаются теплообменными устройствами для нагрева или охлаждения реакционной массы, приводными мешалками и автоматическими устройствами для управления процессами. В зависимости от характера производственных процессов и степени автоматизации теплообменные аппараты могут работать периодически или непрерывно. К таким аппаратам относятся варочные котлы и автоклавы (рис. 2.25), в которых обрабатываемые материалы нагреваются до заданной температуры и выдерживаются при ней некоторое время. За определенный период времени в материале происходят необходимые химические превращения. Время обработки материала в аппарате зависит от требований технологии производства.

Простейшим варочным аппаратом является открытый чан, в котором материал обрабатывается жидкостью при атмосферном давлении. Материал загружается на перфорированную решетку («ложное

дно»), размер отверстий в которой меньше размера фрагментов обрабатываемого материала. Решетка монтируется на некотором расстоянии от дна аппарата. Под решеткой располагается паровой змеевик с отверстиями, называемый барботерной трубкой. Из отверстий змеевика выходит пар и, проходя сквозь жидкость, нагревает ее. Этот способ нагрева жидкости называют обогревом «острым» паром. Жидкость, в свою очередь, нагревает находящийся в ней материал. Недостатком таких змеевиков-барботеров является сильный шум, производимый ими во время работы.

Открытые варочные чаны используют для термической обработки материалов, не выделяющих токсических паров или газов при температурах ниже 100°C . При выделении вредных веществ вароч-

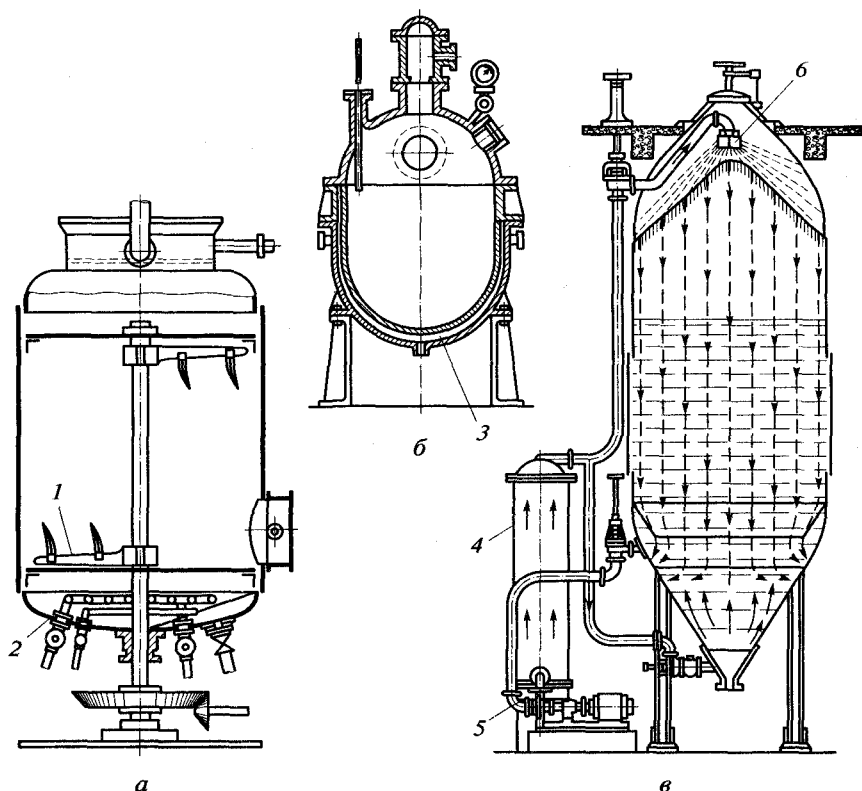


Рис. 2.25. Рекуперативные аппараты периодического действия с химическими превращениями:

а — варочный котел с мешалками; *б* — автоклав с паровой рубашкой; *в* — варочный котел с выносным подогревателем; 1 — мешалка; 2 — змеевик обогрева; 3 — паровая рубашка; 4 — выносной подогреватель; 5 — циркуляционный насос; 6 — фильтрующая защитная сетка

ный аппарат закрывают герметичной крышкой с вытяжкой в соответствии с санитарными нормами.

Термическая обработка материалов при высоких значениях давления и температуры производят в герметизированных аппаратах—автоклавах, в которых нагрев обрабатываемого материала осуществляется или «глухим» паром при помощи паровых рубашек и змеевиков, или «острым» паром через барботерные трубы.

В целях интенсификации процесса теплообмена часто внутри аппаратов для перемешивания жидкости и обрабатываемого материала устанавливают мешалки (рис. 2.25, *а*). Мешалки имеют разнообразное конструктивное оформление. Применение мешалок ускоряет процесс нагревания, однако требует дополнительной затраты энергии на привод для нее.

При обогреве «глухим» паром теплообмен происходит только за счет естественной конвекции жидкости, при этом значение коэффициента теплопередачи мало и, следовательно, такой процесс обогрева малоэффективен. При обогреве «острым» паром теплообменные процессы происходят более интенсивно, но источник питания агрегата паром (ТЭЦ или котельная) расходует много дорогостоящего конденсата (рис. 2.25, *б*).

Для экономии конденсата или при необходимости замены греющего пара горячей водой используют аппараты с выносными подогревателями (рис. 2.25, *в*). Жидкость в таком аппарате прогоняется через выносной подогреватель циркуляционным насосом.

Контрольные вопросы

1. Какие существуют способы компенсации различного температурного удлинения труб и кожуха в кожухотрубчатых теплообменниках?
2. Какова конструкция спиральных теплообменников?
3. Какие недостатки присущи пластинчатым теплообменникам?
4. Как работают испарители и паропреобразователи?
5. В каких случаях применяют ребристые теплообменники?
6. Что такое коэффициент оребрения?
7. От каких величин зависит коэффициент теплопередачи k для плоской стенки?
8. С какой целью проводится поверочный расчет теплообменных аппаратов?
9. Для чего применяют скрубберы?
10. Какими достоинствами обладают струйные (эжекторные) аппараты?

Глава 3

ВЫПАРНЫЕ АППАРАТЫ, ДИСТИЛЛЯЦИОННЫЕ, РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ И СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

3.1. Выпарные аппараты

3.1.1. Основные сведения о процессе выпаривания водных растворов

Выпариванием называют процесс концентрирования растворов, состоящий в удалении растворителя посредством испарения или кипения.

При кипении растворов нелетучих веществ в паровую фазу переходит только растворитель. При этом по мере испарения растворителя и удаления его в виде паров концентрация раствора, т. е. содержание в нем растворенного нелетучего вещества, повышается. Под нелетучими веществами понимают вещества, у которых при температуре процесса давление пара ничтожно мало. К ним относятся некоторые высококипящие жидкости (глицерин, серная кислота и др.), а также большинство твердых тел. В действительности абсолютно нелетучих веществ не существует, и в парах растворителя может быть незначительное количество (следы) растворимого вещества, которое в расчетах выпарных установок не учитывают.

Обычно из раствора удаляется лишь часть растворителя, так как в выпарных аппаратах упаренный раствор должен оставаться в жидком состоянии. Полное удаление растворителя в таких аппаратах возможно в тех случаях, когда растворенное вещество либо является жидким (например, выпаривание растворов глицерина), либо при температуре процесса находится в расплавленном состоянии (выпаривание растворов едкого натра или аммиачной селитры). Полное удаление растворителя из раствора возможно также и в некоторых аппаратах специальной конструкции, например в распылительных сушилках.

В некоторых случаях при выпаривании растворов твердых веществ достигается насыщение раствора. При дальнейшем удалении растворителя из такого раствора происходит кристаллизация, т. е. выделение растворенного твердого вещества.

Выпаривание широко применяют для повышения концентрации разбавленных растворов или выделения из них растворенного вещества путем кристаллизации.

В промышленности выпаривают преимущественно водные растворы различных веществ, поэтому далее изучается только выпаривание водных растворов. Вместе с тем рассмотренные ниже выпарные аппараты и методы их расчета применимы для выпаривания растворов с любыми растворителями, а также для испарения чистых жидкостей.

Для обогрева выпарных аппаратов применяют теплоносители (нагревающие агенты), рассмотренные в гл. 1. Наибольшее распространение получил водяной пар. В некоторых случаях, когда необходимо проводить выпаривание при высокой температуре, используют топочные газы и высокотемпературные теплоносители, а иногда применяют электрический обогрев.

Нагрев выпариваемого раствора происходит путем передачи теплоты от нагревающего агента через разделительную стенку либо путем непосредственного соприкосновения вещества. Таким образом осуществляется либо автотермический, либо аллотермический способы нагрева. Выпаривание путем непосредственного соприкосновения нагревающего агента с раствором используют только при обогреве топочными газами.

Выпаривание ведут как под атмосферным, так и под повышенным или пониженным давлением. При выпаривании раствора под атмосферным давлением образующийся (вторичный, или соковый) пар выпускается в атмосферу. Это наиболее простой способ выпаривания.

При выпаривании под повышенным давлением вторичный пар может использоваться как нагревающий агент для потребителей тепловой энергии. При выпаривании под давлением повышается температура кипения раствора, поэтому применение такого способа ограничено температурой нагревающего агента и свойствами раствора. При выпаривании под пониженным давлением (при разрежении) в аппарате создается вакуум путем конденсации вторичного пара в специальном конденсаторе и отсасывания из него неконденсирующихся газов с помощью вакуум-насоса.

Выпаривание в вакууме позволяет снизить температуру кипения раствора. Этот вид выпаривания применяют в производствах с чувствительными к высокой температуре растворами (сахар, молоко и другие растворы органических веществ), а также с высококипящими растворами, когда температура нагревающего агента не позволяет вести процесс под атмосферным давлением. Применение вакуума позволяет также увеличить разность температур между нагревающим агентом и кипящим раствором, а следовательно, уменьшить поверхность теплообмена. Недостатком выпаривания в вакууме является удорожание установки и ее эксплуатации из-за дополнительных затрат энергии на вакуум-насос, затрат на конденсационное устройство, расходов на обслуживание, амортизацию конденсационного устройства.

3.1.2. Классификация выпарных аппаратов

По принципу работы различают выпарные аппараты непрерывного действия и периодического действия.

В аппаратах непрерывного действия неконцентрированный (слабый) раствор непрерывно подается в аппарат, а упаренный (крепкий) раствор непрерывно отводится из него.

В аппаратах периодического действия жидкость подается в аппарат, выпаривается до необходимой, более высокой концентрации, затем упаренный раствор выводится из аппарата. Опорожненный аппарат снова заполняется неконцентрированным раствором. Периодическое выпаривание применяют в установках небольшой производительности, когда сгущенная жидкость не поддается откачке насосом, либо в тех случаях, когда необходимо выпарить весь растворитель.

Аппараты непрерывного действия более экономичны в тепловом отношении, поскольку в них отсутствуют потери, связанные с расходом теплоты на периодический разогрев аппарата. Как правило, аппараты непрерывного действия komponуют в так называемые многокорпусные выпарные установки, представляющие собой несколько соединенных друг с другом аппаратов (корпусов), работающих под давлением, понижающимся по направлению от первого корпуса к последнему. Свежим паром при этом обогревается только первый корпус. Образующийся в первом корпусе вторичный пар направляется на обогрев второго корпуса, в котором давление ниже, и т.д. Вторичный пар из последнего корпуса поступает в конденсатор (если этот корпус работает под вакуумом) или используется вне установки (если последний корпус работает под повышенным давлением). Следовательно, в многокорпусных выпарных установках происходит многократное использование одного и того же количества теплоты (теплоты, отдаваемой греющим паром в первом корпусе), что позволяет сэкономить значительное количество потребляемого свежего пара. Многократное использование теплоты возможно также в однокорпусных выпарных установках, если сжать вторичный пар при помощи механического или пароструйного компрессора до давления греющего пара. Выпарные установки со сжатием вторичного пара называют аппаратами с тепловым насосом (или с термокомпрессией).

По давлению внутри аппарата выпарные аппараты разделяют на работающие при избыточном атмосферном давлении и в вакууме.

Обогрев высокотемпературными теплоносителями применяют только в аппаратах периодического действия небольшой производительности и требующих высокой температуры обогрева.

Обогрев топочными газами используют в примитивных выпарных установках периодического действия или при концентрировании растворов в распыленном состоянии, т.е. практически при сушке растворов.

3.1.3. Конструкции выпарных аппаратов

Из всего многообразия выпарных аппаратов наибольшее распространение получили выпарные аппараты с трубчатой поверхностью нагрева.

Выпарные аппараты с паровым обогревом состоят из двух основных частей:

1) кипятильник (греющая камера), в котором расположена поверхность теплообмена и происходит выпаривание раствора;

2) сепаратор — паровое пространство, в котором вторичный пар отделяется от раствора. Основное конструктивное отличие выпарных аппаратов от теплообменников заключается в наличии у первых сепаратора. В зависимости от режима движения кипящей жидкости в выпарном аппарате их подразделяют на несколько типов: выпарные аппараты со свободной циркуляцией; выпарные аппараты с естественной циркуляцией; пленочные выпарные аппараты; выпарные аппараты с принудительной циркуляцией и др.

Выпарные аппараты со свободной циркуляцией. В аппаратах такого типа (рис. 3.1) неподвижный или медленно движущийся раствор находится снаружи труб. В растворе возникают неупорядоченные конвекционные токи (свободная циркуляция), обусловленные свободной конвекцией. К этому типу относятся аппараты, выполненные в виде чаш или котлов, поверхность теплообмена которых образована стенками аппарата. В настоящее время такие аппараты применяют редко, главным образом при выпаривании очень вязких жидкостей.

Выпарные аппараты с естественной циркуляцией. Схема естественной циркуляции изображена на рис. 3.2. Естественная цирку-

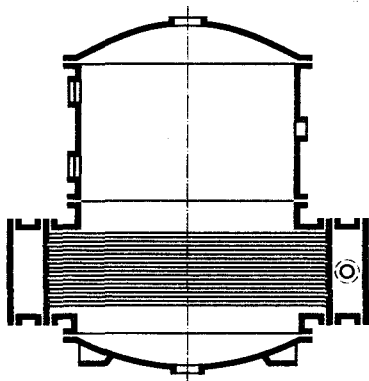


Рис. 3.1. Выпарной аппарат с горизонтальными трубами

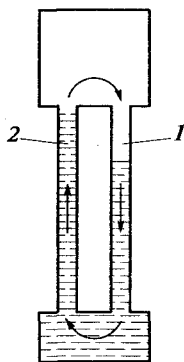


Рис. 3.2. Схема естественной циркуляции:

1 — циркуляционная труба; 2 — кипятильная труба

ляция возникает в замкнутой системе, состоящей из необогреваемой опускной (циркуляционной) трубы 1 и обогреваемой (подъемной) кипятильной трубы 2. Естественная циркуляция раствора происходит вследствие того, что в кипятильной трубе жидкость нагревается до более высокой температуры, чем в циркуляционной. Поэтому плотность раствора, находящегося в циркуляционной трубе, больше, чем в кипятильной, и происходит упорядоченное движение (циркуляция) кипящей жидкости по пути: кипятильная труба — паровое пространство — опускная труба — кипятильная труба и т.д. При циркуляции повышается коэффициент теплоотдачи со стороны кипящей жидкости.

Для естественной циркуляции необходимо выполнение двух условий:

1) достаточная высота уровня жидкости в опускной трубе, для того, чтобы уравновесить столб парожидкостной смеси в кипятильных трубах и сообщить этой смеси необходимую скорость;

2) достаточная интенсивность парообразования в кипятильных трубах, чтобы парожидкостная эмульсия в них имела возможно-меньшую плотность.

При небольшом уровне жидкости в опускной трубе парожидкостная смесь не может подняться до верха кипятильных труб. Вследствие этого не происходит циркуляции и работа аппарата сопровождается резким снижением производительности с быстрым накипеобразованием на поверхности трубок. С повышением уровня жидкости возрастает скорость циркуляции и увеличивается коэффициент теплопередачи. Однако возрастание коэффициента теплоотдачи происходит лишь при повышении уровня до некоторого определенного значения (оптимального уровня), соответствующего покрытию кипятильных трубок парожидкостной эмульсией по всей их высоте. При дальнейшем повышении уровня значение коэффициента теплопередачи несколько снижается, так как вследствие увеличения давления внизу кипятильных труб жидкость начинает кипеть не в нижней их части, а немного выше.

Парообразование в кипятильных трубах определяется физическими свойствами раствора (главным образом вязкостью) и разностью температур между стенкой трубы и жидкостью. Чем ниже вязкость раствора и чем больше разность температур, тем интенсивнее парообразование и тем больше скорость циркуляции. Для достижения достаточной интенсивности циркуляции разность температур между греющим паром и раствором должна быть не менее $7 \dots 10^\circ\text{C}$.

Оптимальный уровень жидкости повышается с понижением разности температур и увеличением вязкости раствора и находится опытным путем. Если при выпаривании из раствора не выпадают кристаллы, оптимальный уровень обычно составляет $\frac{1}{4} \dots \frac{3}{4}$ высоты кипятильных труб. Если кристаллы выпадают (так называемые кристаллизующиеся растворы), уровень жидкости поддерживают

выше кипяtilьных труб для того, чтобы жидкость в них перегревалась и закипала бы лишь при выходе из труб в паровое пространство. При отсутствии кипения в кипяtilьных трубах накипь не образуется.

На рис. 3.3 представлен выпарной аппарат с центральной циркуляционной трубой. Греющая камера состоит из ряда вертикальных кипяtilьных труб, обогреваемых снаружи паром. По оси греющей камеры расположена циркуляционная труба значительно большего диаметра, чем кипяtilьные трубы. Хотя в таком аппарате циркуляционная труба обогревается снаружи паром, раствор нагревается в ней значительно меньше, чем в кипяtilьных трубах. Это объясняется тем, что поверхность трубы пропорциональна ее диаметру, а объем жидкости в ней пропорционален квадрату диаметра, следовательно, в циркуляционной трубе объем жидкости на единицу поверхности трубы значительно больше, чем в кипяtilьных трубах. В аппаратах большой производительности вместо одной циркуляционной трубы устанавливают несколько труб меньшего диаметра.

Аппарат с центральной циркуляционной трубой отличается простотой конструкции и легко доступен для ремонта и очистки. Однако наличие обогреваемой циркуляционной трубы снижает интенсивность циркуляции.

Пленочные выпарные аппараты. Большое распространение получили пленочные выпарные аппараты. Выпарной аппарат с поднимающейся пленкой (при кипении раствора в трубках) показан на рис. 3.4. Кипяtilьные трубки заполняются раствором только на $1/4 \dots 1/5$ их высоты. По достижении температуры кипения в растворе бурно образуются пузырьки пара, которые, двигаясь вверх, увлекают раствор за собой, распределяя его тонким слоем по внутренней поверхности трубки. Испарение жидкости происходит в тонком слое, движущемся с большой скоростью (до 20 м/с), что увеличивает коэффициент теплообмена по сравнению с таковым у аппарата с циркуляционной трубой. Парожидкостная эмульсия из труб подается в центро-

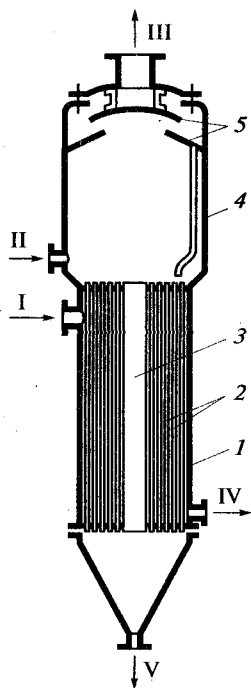


Рис. 3.3. Схема выпарного аппарата с центральной циркуляционной трубкой:

1 — корпус; 2 — кипяtilьные трубы; 3 — циркуляционная труба; 4 — сепаратор; 5 — отбойник; I — греющий пар; II — раствор; III — вторичный пар; IV — конденсат; V — упаренный раствор

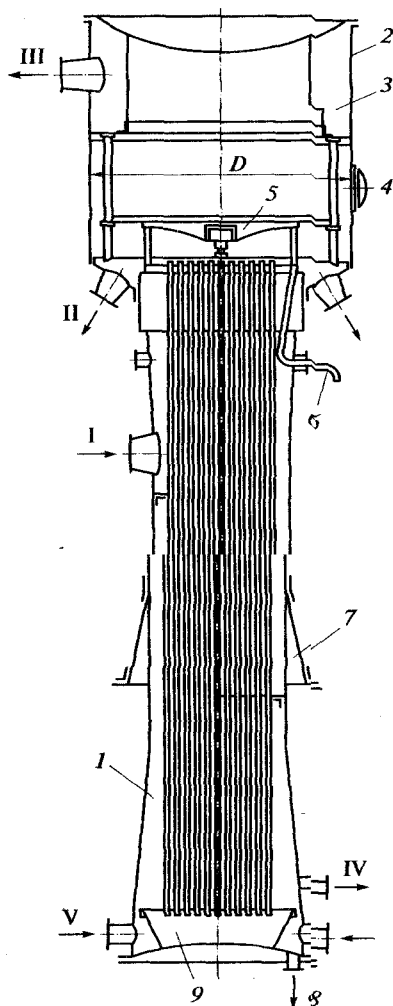


Рис. 3.4. Схема выпарного аппарата пленочного типа с длинными трубами:

1 — корпус; 2 — камера; 3 — сепаратор; 4 — смотровое стекло; 5 — отражательный зонт; 6 — газоотводная трубка; 7 — опорные лапы; 8 — продувка шлама; 9 — камера для раствора; I — греющий пар; II — упаренный раствор; III — вторичный пар; IV — конденсат; V — раствор

бежный сепаратор, где происходит отделение жидкости от пара. Вторичный пар поступает в трубопровод, а концентрированный раствор отбирается через патрубок для производственных целей или отводится в следующий корпус.

В рассматриваемом аппарате циркуляция раствора отсутствует, т.е. каждая частица раствора однократно омывает греющую поверхность. В связи с этим эффективность действия таких аппаратов зависит от уровня раствора: при заполнении аппарата на полную высоту трубок коэффициент теплоотдачи получается наименьшим вследствие незначительного паросодержания и малой скорости движения жидкой эмульсии внутри труб. При снижении уровня раствора в трубках ниже допустимого минимума образуется недостаточ-

ное количество парожидкостной эмульсии, и она полностью превращается в пар, не достигнув верхних концов труб. При этом производительность аппарата падает почти до нуля, но не за счет уменьшения коэффициента теплоотдачи, как в первом случае, а за счет выключения из работы верхней зоны труб, т.е. уменьшения активной поверхности нагрева. Следовательно, существует оптимальная высота уровня раствора в кипяtilьных трубках, определяемая опытным путем. Этой высоте соответствует и достаточно высокий коэффициент теплоотдачи и необходимое количество парожидкостной эмульсии, при котором верхние концы труб не будут сухими и в эмульсии будет достаточное количество концентрированной жидко-

сти для питания последующих аппаратов или отбора раствора как готового продукта.

Экспериментально установлено, что для получения максимального эффекта от процесса кипения раствора в пленке греющие трубы в аппаратах этой конструкции должны иметь длину 6...9 м. При большой длине труб увеличивается скорость движения парожидкостной эмульсии и уменьшается средняя толщина пленки раствора. Скорость пара, образующегося при кипении пленки, повышается за счет роста его удельного объема. При этом температура кипения раствора понижается в направлении к верхнему концу труб за счет уменьшения гидростатического давления. В результате этих явлений повышается коэффициент теплоотдачи от стенки к пленке.

Аппараты с поднимающейся пленкой применяют для пенящихся растворов. Для густых и кристаллизующихся растворов они не пригодны, так как нижняя и верхняя камеры для раствора могут быстро оказаться заполненными кристаллами. Эти аппараты имеют более высокий коэффициент теплопередачи, чем аппараты с циркуляционной трубой, и большую высоту, т. е. большие затраты на строительство цеха. Температурная деформация длинных труб может привести к их изгибу и нарушению плотности вальцовочных соединений в трубных решетках. Чистка трубы в высоких аппаратах затруднена. Длинные кипяtilьные трубы при ремонте вынимают через крышу цеха.

Выпарные аппараты с выносными кипяtilьниками. Недостатки, свойственные аппаратам пленочного типа, отсутствуют в аппаратах с выносными кипяtilьниками. Эти аппараты широко применяют для выпарки кристаллизующихся и пенящихся растворов и постепенно вытесняют аппараты других типов.

Выпарной аппарат с выносными кипяtilьниками показан на рис. 3.5. Он имеет выносные кипяtilьники и сепаратор. В кипяtilьнике, состоящем из пучка трубок, обогреваемых снаружи паром, образуется парожидкостная смесь, поступающая в сепаратор по соединительной трубке. В сепараторе происходит отделение вторичного пара от жидкости, которая по циркуляционной трубке возвращается в кипяtilьник. Трубы кипяtilьника могут достигать значительной длины (до 7 м), что способствует интенсивной циркуляции. Расположен кипяtilьник отдельно от сепаратора, что удобно для ремонта и чистки трубы. Конструкция приведенного на рис. 3.5 выпарного аппарата предусматривает возможность включения нескольких кипяtilьников на один сепаратор, что обеспечивает бесперебойную работу аппарата и возможность ремонта или чистки одного из кипяtilьников без остановки всего аппарата.

Выпарной аппарат со сниженным кипяtilьником. В аппаратах с естественной циркуляцией при выпаривании кристаллизующихся растворов необходима периодическая очистка поверхности нагрева от образовавшихся отложений, так как кипение раствора,

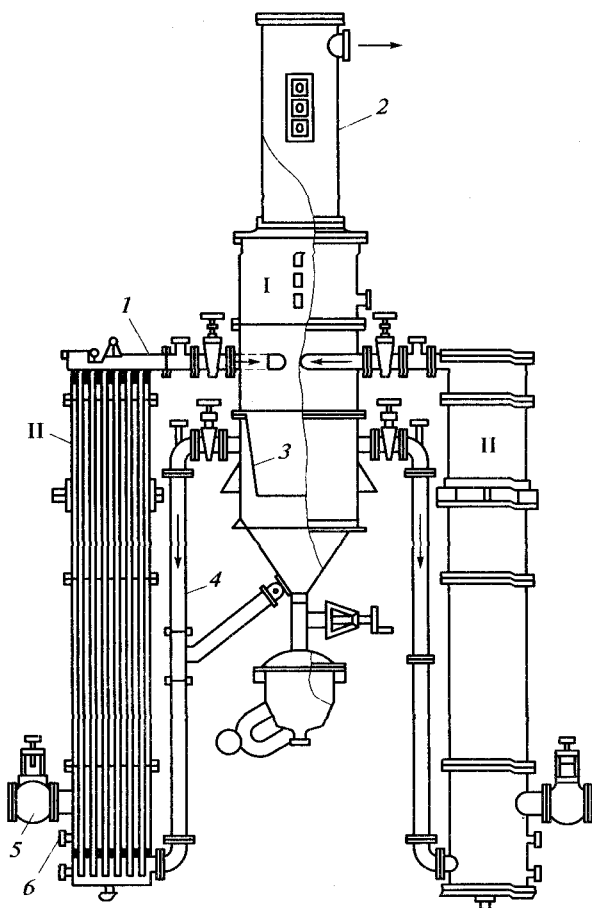


Рис. 3.5. Схема выпарного аппарата с выносными подогревателями-кипя-
тильниками:

1 — соединительная труба; 2 — сепаратор; 3 — разделитель раствора и кристаллов;
4 — циркуляционная труба; 5 — вентиль для греющего пара; 6 — выход конденсата;
I — корпус аппарата; II — выносной кипятильник

а следовательно, и кристаллизация твердых веществ осуществляются на поверхности нагрева, а ограниченная скорость раствора (0,5 ... 1,5 м/с) не может предотвратить оседание и прилипание образовавшихся кристаллов к поверхности нагрева.

Борьбу с кристаллизацией твердых веществ на поверхности нагрева можно вести тремя способами:

- 1) перенесение кристаллизации раствора за пределы греющей поверхности;
- 2) увеличение скорости циркуляции раствора;

3) сочетание первых двух способов.

Конструктивно такая установка может быть выполнена в виде аппарата со сниженной поверхностью нагрева (рис. 3.6).

Температура раствора в подогревателе на $2 \dots 3^\circ\text{C}$ ниже температуры его кипения. Вследствие уменьшения гидростатического давления при движении вверх раствор начинает кипеть за пределами подогревателя: в верхней части подпорного участка, в подъемной циркуляционной трубе и в стабилизаторе движения парожидкостной эмульсии. Стабилизатор представляет собой разделенную вертикальными перегородками трубу, диаметр которой равен диаметру подъемной циркуляционной трубы.

Стабилизатор предназначен для рассеивания парорастворной эмульсии на отдельные потоки в целях предотвращения гидравлических ударов. Скорость циркуляции при выпарке кристаллизующихся растворов в аппаратах со сниженной поверхностью нагрева должна быть не ниже $1,8 \dots 2,0$ м/с.

В сепараторе происходят вскипание жидкости за счет теплоты ее перегрева и образование кристаллов, которые отводятся по циркуляционной трубе в солеотделитель или фильтр и там осаждаются.

Выпарные аппараты с принудительной циркуляцией. Аппараты с принудительной циркуляцией применяют для повышения интенсивности

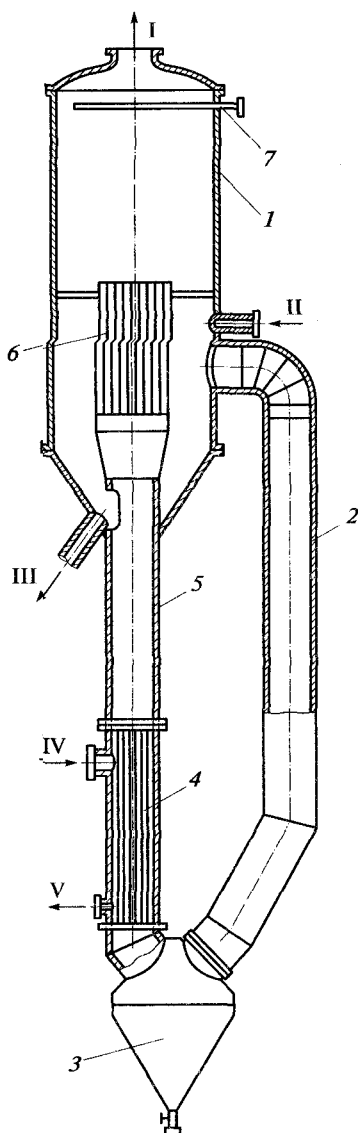
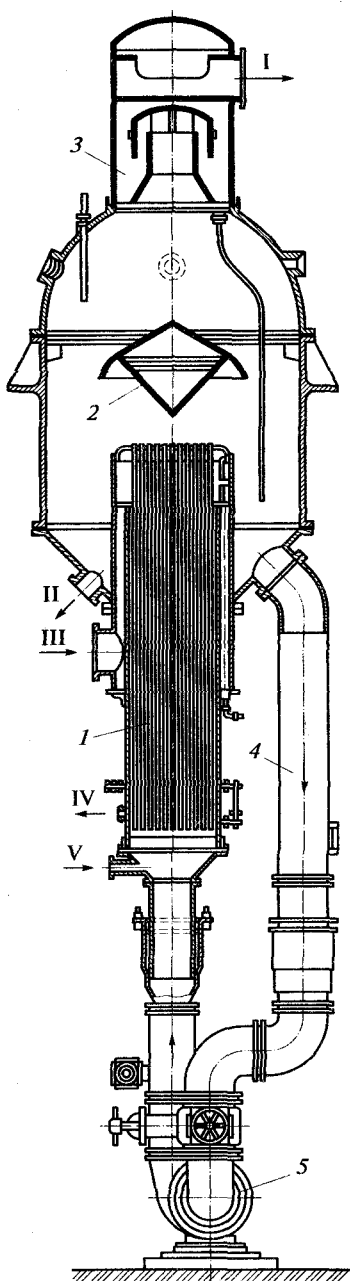


Рис. 3.6. Схема выпарного аппарата со сниженным подогревателем-кипятильником:

1 — сепаратор; 2 — опускная циркуляционная труба; 3 — солеотделитель; 4 — подогреватель раствора; 5 — подъемная циркуляционная труба; 6 — стабилизатор; 7 — перфорированная трубка для промывки аппарата паром и водой; I — вторичный пар; II — подача раствора; III — выпуск раствора; IV — греющий пар; V — конденсат

Рис. 3.7. Схема выпарного аппарата с принудительной циркуляцией для пенящихся растворов:

1 — трубчатка; 2 — отражательный зонт; 3 — сепаратор; 4 — циркуляционная труба; 5 — циркуляционный насос; I — вторичный пар; II — отвод раствора; III — подвод пара; IV — отвод конденсата; V — подвод раствора



циркуляции и коэффициента теплопередачи (рис. 3.7). Циркуляция жидкости осуществляется пропеллерным или центробежным насосом. Свежий раствор подается в нижнюю часть кипятильника, а упаренный раствор отводится из нижней части сепаратора. Уровень жидкости поддерживается несколько ниже верхнего обреза кипятильных труб. Поскольку вся циркуляционная система почти полностью заполнена жидкостью, работа насоса затрачивается не на подъем жидкости, а на преодоление гидравлических сопротивлений. Количество перекачиваемой насосом жидкости во много раз превышает количество испаряемой воды, поэтому отношение массы жидкости к массе пара в парожидкостной смеси, выходящей из кипятильных труб, очень велико.

Скорость циркуляции жидкости в кипятильных трубах составляет 1,5... 3,5 м/с. Скорость циркуляции определяется производительностью циркуляционного насоса и не зависит от уровня жидкости и парообразования в кипятильных трубах. Поэтому аппараты с принудительной циркуляцией пригодны для работы с малыми разностями температур между греющим паром и раствором (3... 5 °С), а также при выпаривании растворов с большой вязкостью, естественная циркуляция которых затруднена.

Достоинствами аппаратов с принудительной циркуляцией являются высокие коэффициенты теплопередачи (в 3—4 раза больше, чем при естественной циркуляции), а также отсутствие загрязнений поверхности теплообмена при небольших разностях температур. Недостаток — необходимость расхода энергии на работу насоса.

Применение принудительной циркуляции целесообразно при изготовлении аппарата из дорогостоящего материала (при этом важное значение имеет значительное сокращение поверхности теплообмена вследствие повышения коэффициентов теплопередачи), при выпаривании кристаллизующихся растворов (сокращаются простои во время очистки аппарата) и при выпаривании вязких растворов (что при естественной циркуляции требует наличия разности температур).

Выпарные аппараты с погружным горением. В настоящее время для нагрева и выпаривания до высоких концентраций растворов

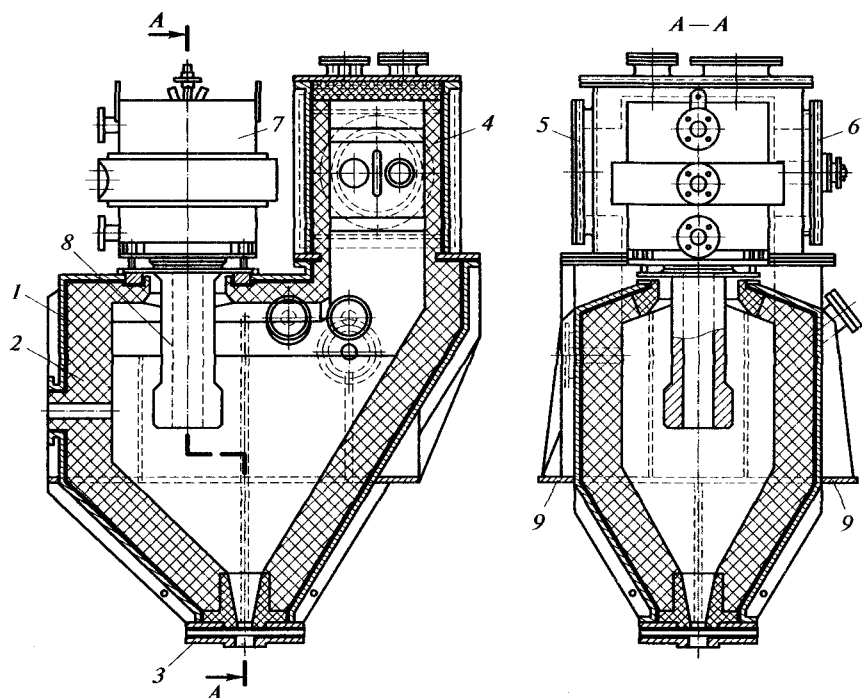


Рис. 3.8. Аппарат с погружной горелкой для выпаривания раствора серной кислоты:

1 — стальной корпус аппарата; 2 — кислотоупорная керамическая футеровка; 3 — керамическая вставка спускного штуцера; 4 — парогазовый сборник; 5 — предохранительная взрывная мембрана; 6 — люк для внутреннего осмотра аппарата; 7 — выносная камера горелки; 8 — барботажная трубка; 9 — опорные лапы

соляной, серной, фосфорной и других агрессивных кислот, а также растворов хлорида кальция, хлорида магния, сульфата алюминия, медного и железного купоросов и других солей широко используют аппараты с погружным горением (рис. 3.8). Корпуса аппаратов этого типа изготавливают из углеродистых сталей и футеруют изнутри кислотоупорными материалами для предотвращения коррозии. В упариваемый раствор погружают горелки с барботажными устройствами, в которых поверхность соприкосновения фаз образуется потоками газа, распределяющегося в жидкости в виде пузырьков и струек. Такое движение газа называется барботажем. Барботажные устройства изготавливают из кислотоупорных и термостойких материалов.

Барботаж продуктов сгорания является эффективным средством нагревания и выпаривания раствора, так как при этом газы распыляются в растворе на мелкие пузырьки и образуют большую межфазную поверхность для тепло- и массообмена. Интенсивное испарение растворителя происходит посредством насыщения водяным паром газовых пузырьков, которые всплывают на поверхность раствора, лопаются и таким образом выносят парогазовую смесь в пространство аппарата над раствором, где температура парогазовой смеси превышает температуру кипящей жидкости на 2...5 °С. Коэффициент использования теплоты сгорания горючего при выпаривании растворов методом погружного горения достигает 90 %.

Парогазовая смесь из аппарата удаляется в конденсатор, где пары растворителя конденсируются, а газ направляется в атмосферу или поступает в аппарат для поглощения газов жидкостями (абсорбер) для очистки.

Достоинствами аппаратов с погружным горением являются высокая коррозионная стойкость, простота устройства, отсутствие греющих поверхностей нагрева и высокий коэффициент теплообмена. К недостаткам относится необходимость более строгого контроля за работой аппарата (процессом горения) для исключения возможности взрыва газовой смеси в аппарате.

3.1.4. Многокорпусные выпарные установки непрерывного действия

В многокорпусной выпарной установке непрерывного действия вторичный пар каждого корпуса (кроме последнего) используется для обогрева следующего корпуса. Давление от корпуса к корпусу уменьшается так, чтобы температура кипения раствора в каждом корпусе была ниже температуры насыщения пара, обогревающего этот корпус.

Применение многокорпусных выпарных установок дает значительную экономию пара. Если приблизительно принять, что с помощью 1 кг греющего пара в однокорпусном аппарате выпаривается 1 кг

воды, то в многокорпусной выпарной установке на 1 кг греющего пара, поступившего в первый корпус, приходится количество килограммов выпаренной воды, равное числу корпусов, т. е. расход греющего пара на выпаривание 1 кг воды обратно пропорционален числу корпусов. Действительный расход греющего пара на 1 кг выпариваемой воды выше.

<i>Выпарная установка</i>	<i>Расход пара, кг</i>
Однокорпусная	1,1
Двухкорпусная	0,57
Трехкорпусная	0,4
Четырехкорпусная	0,3
Пятикорпусная	0,27

Вторичный пар, образующийся в каждом корпусе, можно не целиком направлять на обогрев следующего корпуса, а частично отводить и использовать для предварительного подогрева раствора, поступающего на выпаривание, или для других технологических целей, не связанных с выпариванием. Отводимый вторичный пар называется *экстрапаром*. Экстрапар может быть отобран из любого корпуса, кроме последнего. Из последнего корпуса отбора экстрапара не производят, поскольку вторичный пар оттуда направляется в конденсатор. Если же выпаривание проводится под давлением, вторичный пар можно полностью использовать вне выпарной установки.

Преимущество отбора экстрапара заключается в том, что возрастание расхода греющего пара при отборе экстрапара меньше, чем количество отбираемого экстрапара. Целесообразнее отбирать экстрапар не из первых, а из последующих корпусов.

В многокорпусных выпарных установках экономия пара достигается за счет увеличения поверхности теплообмена. Сравним, например, однокорпусную и двухкорпусную установки, работающие при одинаковой температуре греющего пара, равной 110°C , и одинаковом вакууме в конденсаторе, соответствующем температуре конденсации вторичного пара 50°C . В этом случае, пренебрегая температурными потерями, получим для однокорпусной установки температурный напор $110 - 50 = 60^{\circ}\text{C}$. В двухкорпусной установке температура кипения в первом корпусе должна быть выше 50°C и ниже 110°C ; примем ее равной 80°C , так что температурный напор в первом корпусе составит $110 - 80 = 30^{\circ}\text{C}$, а во втором корпусе $80 - 50 = 30^{\circ}\text{C}$. Тепловая нагрузка каждого корпуса двухкорпусной установки в 2 раза меньше нагрузки однокорпусной установки, температурный напор в каждом корпусе также в 2 раза меньше. Следовательно, поверхность каждого корпуса будет такой же, как поверхность однокорпусного аппарата. Полная поверхность обоих корпусов двухкорпусной установки будет в 2 раза больше, чем поверхность однокорпусного аппарата. Обобщая этот вывод, можно сказать, что поверхность многокорпусной установки больше поверхности однокорпусной в

число раз, равное количеству корпусов. Если учесть потери теплоты, то увеличение поверхности теплообмена многокорпусной установки будет еще больше.

В рассмотренном примере температура кипения в первом корпусе выбрана произвольно для того, чтобы получить одинаковые температурные напоры по корпусам. В действительности температуры кипения по корпусам устанавливаются в зависимости от поверхности отдельных корпусов и коэффициентов теплопередачи в них. Если, например, в одном из корпусов коэффициент теплопередачи понизится, то поступающий на обогрев этого корпуса вторичный пар из предыдущего корпуса не будет полностью конденсироваться и давление (а следовательно, и температура) в предыдущем корпусе повысится, пока не установится новое распределение температур. Следовательно, температуры в отдельных корпусах при работе установки не регулируются. Единственной возможностью регулирования этих температур является изменение отбора экстрапара.

При увеличении отбора экстрапара из какого-либо корпуса количество пара, поступающего на обогрев следующего корпуса, уменьшится и температура в нем понизится.

Основные схемы многокорпусных установок в зависимости от способа подачи раствора приведены на рис. 3.9.

В схеме с прямоточным питанием (рис. 3.9, а) греющий пар, вторичный пар и раствор проходят в одном направлении. Раствор переходит из одного корпуса в другой за счет разности давлений в корпусах. Вследствие понижения температуры кипения раствора в каждом последующем корпусе раствор поступает во все корпуса (кроме первого) с температурой более высокой, чем температура кипения. В результате раствор охлаждается, и за счет отдаваемой при этом теплоты испаряется некоторое количество воды (самоиспарение). Однако при питании первого корпуса холодным раствором значительное количество греющего пара в этом корпусе затрачивается на подогрев раствора. Поэтому при прямоточном питании целесообразно подавать в первый корпус предварительно подогретый раствор (путем установки подогревателей, обогреваемых экстрапаром или конденсатом).

Недостаток схемы с прямоточным питанием заключается в том, что в последнем корпусе, где температура кипения самая низкая, выпаривается самый концентрированный раствор. Одновременное понижение температуры и повышение концентрации раствора приводят к повышению его вязкости и снижению коэффициентов теплопередачи, поэтому в этой схеме коэффициенты теплопередачи уменьшаются от первого корпуса к последнему.

В схеме противоточной выпарной установки (рис. 3.9, б) слабый раствор подается при помощи насосов в последний корпус, из него в предпоследний и т.д. Раствор и вторичный пар движутся из корпуса в корпус в противоположных направлениях.

ющего пара (на 5... 10 %) и дополнительный расход электроэнергии на работу насосов.

При схеме с параллельным питанием (рис. 3.9, *в*) слабый раствор подается одновременно во все корпуса, а упаренный раствор из всех корпусов отбирается. Эту схему используют редко, главным образом при незначительном повышении концентрации раствора и при выпаривании кристаллизующихся растворов, поскольку передача их из корпуса в корпус в этом случае затруднительна вследствие возможного закупоривания перепускных трубопроводов и арматуры.

На рис. 3.9, *г* показана схема выпарной установки со смешанной подачей раствора и отбором экстрапара.

На рис. 3.9, *в* представлена схема выпарной установки с нулевым корпусом и двойным первым корпусом. Нулевой корпус (нуль-корпус) является редуктором острого пара. Системы с нуль-корпусом применяются в сахарной промышленности.

Двойной корпус употребляется в том случае, когда поверхность нагрева всех корпусов должна быть одинаковой, а первый корпус должен использовать как прямой пар, так и вторичный пар из нуль-корпуса, чтобы обеспечить обогрев второго корпуса и отпуск значительного количества экстрапара, как показано на схеме.

На рис. 3.9, *е* приведена схема двухкорпусной выпарной установки с двумя греющими агентами, например паром и маслом. Такую схему применяют в тех случаях, когда во втором корпусе резко повышается температура кипения раствора за счет роста его концентрации в первом корпусе и температура вторичного пара как греющего оказывается недостаточной.

3.2. Дистилляционные и ректификационные установки

3.2.1. Дистилляционные установки

Ректификация и дистилляция, называемые часто перегонкой, представляют собой термический процесс разделения жидких смесей на составные части.

Дистилляцией называют перегонку смеси с полной конденсацией полученных паров. Дистилляция может производиться в установках непрерывного и периодического действия.

На рис. 3.10 представлена схема двухступенчатой дистилляционной установки непрерывного действия. Бинарная взаимно растворимая смесь поступает в подогреватель 1 с параметрами, соответствующими точке *A*, и подогревается до состояния кипения, соответствующего точке *B*. В дистилляционном аппарате 2 получают пары смеси, соответствующие точке *C*. Далее пары с концентрацией x_2

поступают в конденсатор 3. Конденсация паров бинарной смеси протекает при $x_2 = \text{const}$ при понижении температуры от t_1 до t_2 . После этого дистиллят поступает во вторую ступень дистилляционной установки, аппарат 4, где образуются пары с более высокой концентрацией ($x_3 > x_2$). Из аппарата второй ступени пары поступают в дефлегматор 5.

В дефлегматоре происходит частичная конденсация паров (линия EF) и образуется влажный пар, соответствующий точке F . Влажный пар является смесью сухого пара с концентрацией, соответствующей точке L , и жидкости с концентрацией, соответствующей точке K . Затем влажный пар поступает в сепаратор 6, где от пара отделяется жидкость. Жидкость с концентрацией $x_4 < x_3$ поступает в дистилляционный бак 8, а пары с концентрацией $x_5 > x_3$ направляются в конденсатор 7, где превращаются в дистиллят, и из него поступают в бак готового продукта 9.

В случае, когда дистилляция происходит в установке периодического действия, содержание летучего компонента в дистилляционном аппарате 2 (см. рис. 3.10) постепенно уменьшается, причем дальнейшая перегонка как в кипящей жидкости, так и в получаемых из нее парах идет при увеличивающейся температуре. Содержание низкокипящего компонента в жидкости в начале кипения и в последующие моменты времени определяют по кривой кипения точками B ,

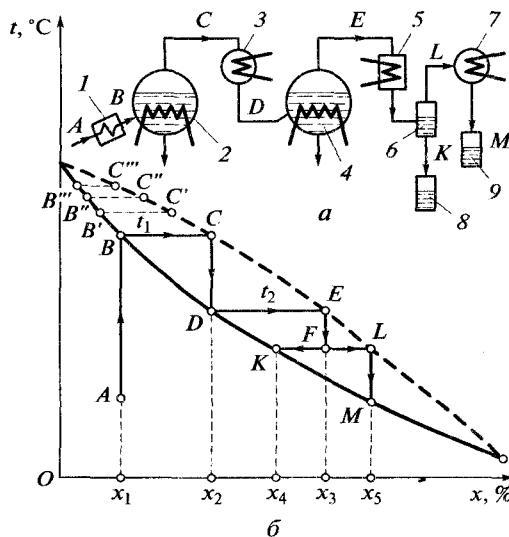


Рис. 3.10. Схема двухступенчатой дистилляционной установки с дефлегмацией и сепарацией паров во второй ступени (а) и ее t, x -диаграмма (б):

1 — подогреватель; 2, 4 — дистилляционные аппараты; 3, 7 — конденсаторы; 5 — дефлегматор; 6 — сепаратор; 8 — дистилляционный бак; 9 — бак готового продукта

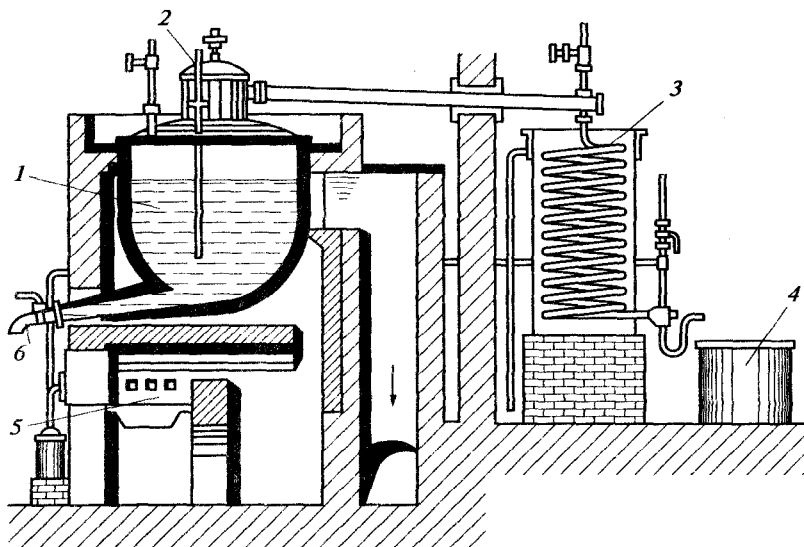


Рис. 3.11. Дистилляционная установка:

1 — перегонный куб; 2 — термометр; 3 — конденсатор; 4 — бак для дистиллята; 5 — топка; 6 — кран для спуска кубового остатка

B' , B'' , B''' . Соответственно содержание этого компонента в парах определяется точками C , C' , C'' , C''' на линии конденсации.

Содержание летучего компонента в парах, все время уменьшаясь, становится равным его первоначальному содержанию в кипящей жидкости, а затем становится еще меньше (точка C'''), с этого момента дальнейшая перегонка смеси становится нецелесообразной.

Простую однократную дистилляцию в промышленных условиях применяют в тех случаях, когда не требуется полного разделения смеси на компоненты или когда точки кипения отдельных компонентов далеки друг от друга настолько, что содержание легкокипящего компонента в парах очень велико по сравнению с содержанием его в жидкости. Простую дистилляцию используют также для отделения от жидкой смеси нелетучих примесей, для предварительного глубокого разделения сложных жидких смесей, например нефти или каменноугольной смолы. На рис. 3.11 показана промышленная установка для простой дистилляции.

3.2.2. Ректификационные установки

Для достижения наиболее полного разделения компонентов смеси применяют более сложный вид перегонки — ректификацию. Ректификация заключается в противоточном взаимодействии паров, образующихся при перегонке, с жидкостью, получающейся при кон-

денсации паров. Процесс ректификации осуществляется в установках, где происходят нагрев, испарение смеси, а затем многократный тепло- и массообмен между жидкой и паровой фазами, при этом легкокипящий компонент переходит из жидкой фазы в паровую, а высококипящий — из паровой фазы в жидкую.

На рис. 3.12 показаны принципиальная схема и диаграмма процесса ректификации в ректификационной колонне с тремя тарелками, которые имеют по одному колпачку. В перегонном кубе I происходит испарение бинарной смеси 1. Пары смеси 2 поднимаются в ректификационную колонну вверх, а навстречу им из дефлегматора III (через сепаратор IV) стекает флегма — жидкая бинарная смесь, состояние которой соответствует точке 5 на t, x -диаграмме. Пары состояния точки 2 взаимодействуют на первой тарелке с флегмой состояния 5, в результате образуются пары состояния 4 и флегма состояния 3. Пары на выходе из ректификационной колонны II, имеющие параметры точки 8 на t, x -диаграмме, поступая в дефлегматор, частично конденсируются за счет теплоты, отдаваемой воде, которая циркулирует в дефлегматоре. (Процесс идет по линии 8 — c_1 .) Парожидкостная эмульсия с параметрами, соответствующими

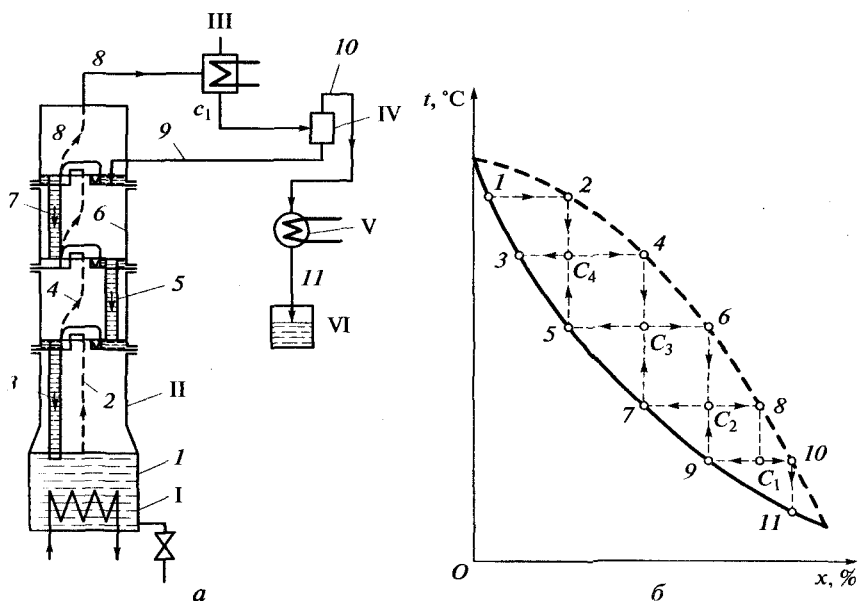


Рис. 3.12. Принципиальная схема ректификационной колонны (а) и диаграмма процесса ректификации (б):

I — кипятильник; 2, 4, 6, 8, 10, 11 — пар; 3, 5, 7, 9 — флегма; I — перегонный куб; II — ректификационная колонна; III — дефлегматор; IV — сепаратор; V — конденсатор; VI — сборный бак

точке c_1 , поступает в сепаратор IV, где происходит отделение пара с параметрами точки 10 от жидкости (флегмы), параметры которой определяются точкой 9. Отсепарированный пар поступает в конденсатор V, где он полностью конденсируется до состояния точки 11 и в виде готового продукта (ректификата) поступает в сборный бак VI.

Процесс тепло- и массообмена на верхней тарелке происходит следующим образом: жидкость (флегма), получающаяся в сепараторе IV, с параметрами точки 9 вступает в контакт с парами состояния точки 6, поступающими с предшествующей по ходу пара нижней тарелки, при этом происходят частичная конденсация паров до состояния c_2 и последующая их сепарация. В результате образуются пар состояния 8 и флегма состояния 7. Эта флегма по опускной трубе сливается на нижнюю тарелку и вступает в контакт с парами состояния 4. После сепарации образуются флегма состояния 5 и пары состояния 6 и т.д. Количество флегмы в килограммах, приходящееся на 1 кг пара в любом рассматриваемом сечении колонны, называется флегмовым числом. В расчетах по всей колонне используют постоянное флегмовое число.

Из диаграммы, представленной на рис. 3.12, следует, что процессы ректификации возможны только при переменных для различных тарелок количествах флегмы, таких, например, как

$$\frac{c_1 - 9}{c_1 - 10} \neq \frac{c_2 - 7}{c_2 - 8} \text{ и т.д.}$$

Ректификационные установки бывают периодического и непрерывного действия. Установка состоит из ректификационной колонны, дефлегматора, холодильника-конденсатора, подогревателя исходной смеси, а также сборников дистиллята и кубового остатка.

При периодической ректификации (рис. 3.13, а) смесь загружается в куб 1 и нагревается паром, проходящим по змеевику 6.

Образующиеся пары поступают в колонну 2, из которой по трубе направляются в дефлегматор 3, где частично конденсируются. Часть конденсата (флегма) стекает обратно в колонну, другая часть (дистиллят) поступает в конденсатор 5 и из него отводится в приемник дистиллята (7, 8). В начале процесса в колонну из куба поступают пары, богатые низкокипящим компонентом. В этот период требуется сравнительно небольшое количество флегмы, чтобы выделить из паров содержащийся в них высококипящий компонент. В ходе процесса выходящие из куба пары будут все более обогащаться высококипящим компонентом, и для выделения его из паров количество флегмы должно быть увеличено.

Устройство и принцип работы установок непрерывной ректификации (рис. 3.13, б) такие же, как и установок периодического действия, лишь с тем отличием, что в этой установке из дефлегматора в ректификационную колонну возвращается постоянное количество

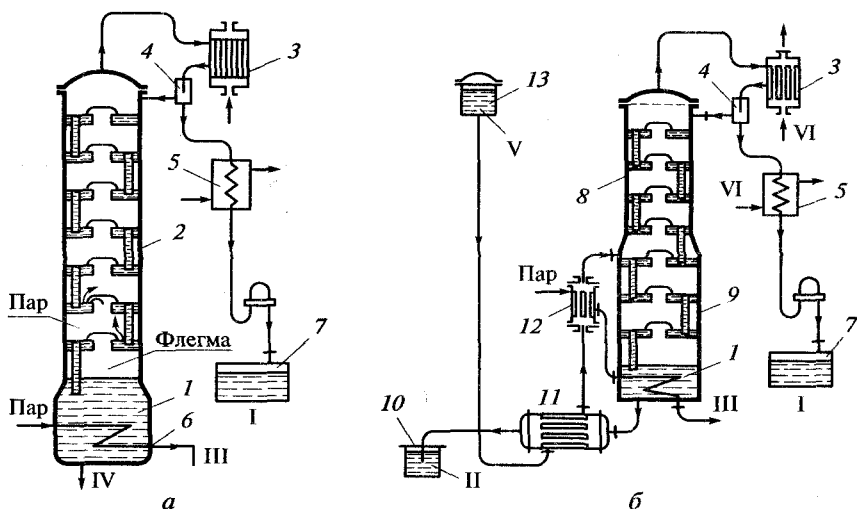


Рис. 3.13. Принципиальные схемы ректификационных установок:

а — для периодической ректификации; *б* — для непрерывной ректификации; 1 — кипятильник (перегонный куб); 2 — колонна; 3 — дефлегматор; 4 — сепаратор; 5 — конденсатор; 6 — змеевик; 7 — приемник дистиллята; 8 — укрепляющая часть колонны; 9 — исчерпывающая часть колонны; 10 — приемный бак; 11, 12 — теплообменники; 13 — расходная емкость; I — низкокипящий компонент; II — высококипящий компонент; III — конденсат; IV — спуск остатка; V — смесь для разгонки; VI — охлаждающая вода

флегмы и непрерывно отбирается постоянное количество готового продукта с определенным процентным содержанием летучего компонента. В установках для непрерывной ректификации смесь из расходной емкости 14 через теплообменники 12 и 13 подается в среднюю часть колонны. В верхней части колонны, расположенной выше точки ввода смеси, происходит укрепление паров, т.е. обогащение их легкокипящими компонентами. В нижней части колонны 10 происходит исчерпывание жидкости, т.е. извлечение из нее легкокипящих компонентов и обогащение ее высококипящими. Из исчерпывающей части колонны 10 жидкость стекает в кипятильник (перегонный куб) 1, обогреваемый паром. Образующиеся в кипятильнике пары поднимаются вверх, остаток непрерывно отводится из куба в приемный бак 11. Пары, выходящие из укрепляющей части колонны 9, поступают в дефлегматор 3, откуда флегма, пройдя сепаратор 4, возвращается в колонну, а пар направляется в конденсатор 5.

При непрерывной ректификации условия работы установки в ходе процесса не изменяются, это позволяет установить точный режим и автоматизировать процесс. Простой между операциями отсутствуют, расход теплоты меньше, чем в установке периодического действия, возможно использование теплоты остатка на подогрев

исходной смеси в теплообменнике 12. Ректификация многокомпонентных смесей, так же как и бинарных, производится периодически или непрерывно.

Для непрерывной ректификации многокомпонентных смесей применяют установки, состоящие из нескольких колонн. В каждой колонне отделяется одна из составных частей смеси, а остаток, состоящий из компонентов с более высокими температурами кипения, передается в последующие колонны. Число колонн должно быть на единицу меньше числа компонентов в исходной смеси.

На рис. 3.14, *а* показан один из способов разделения тройной смеси. В первой колонне 1 отделяется легкокипящий компонент, а остаток, состоящий из компонентов среднекипящего и высококипящего, передается во вторую колонну 2, где происходит разделение остатка.

По другому способу (рис. 3.14, *б*) в первой колонне 1 в остаток переходит высококипящий компонент, а смесь более летучих компонентов отделяется в колонну 2, где происходит их разделение.

В зависимости от температуры кипения разделяемых жидкостей ректификацию производят под различным давлением:

1) для жидких смесей, имеющих температуру кипения при атмосферном давлении 30...200 °С (этиловый спирт, бензол и др.), ректификацию производят под атмосферным давлением;

2) для жидких смесей с температурами кипения выше 200 °С (нитротолуолы, нитрохлорбензол и т.д.) ректификацию проводят под вакуумом;

3) для жидких смесей с низкой температурой кипения ректификацию проводят под избыточным давлением, например при разделении сжиженных газов.

Основным недостатком ректификационных колонн с тарелками, или насадкой, является их громоздкость. Высота ректификационных колонн, например в нефтяной промышленности, достигает 30 м, диаметр 5 м, число туннельных тарелок 50.

Ректификационные колонны в зависимости от их внутреннего устройства для распределения стекающей флегмы и восходящих паров разделяют на колпачковые (с туннельными колпачками — рис. 3.15, *а*, с капсульными колпачками — рис. 3.15, *б*), ситчатые (рис. 3.15, *в*) и насадочные (рис. 3.15, *г*). Колонна представляет собой вертикальный цилиндр, изготовленный из стали, чугуна или керамики и состоящий из нескольких частей (царг), соединенных герметично при помощи разъемных фланцев.

Капсульные колпачки или колпачки с круглым сечением в большинстве случаев применяют в колоннах небольших диаметров при диаметрально противоположном расположении приточных и сливных трубок (рис. 3.16) или при периферийном и радиальном сливе флегмы, когда жидкость течет в плоскости тарелки в одном направ-

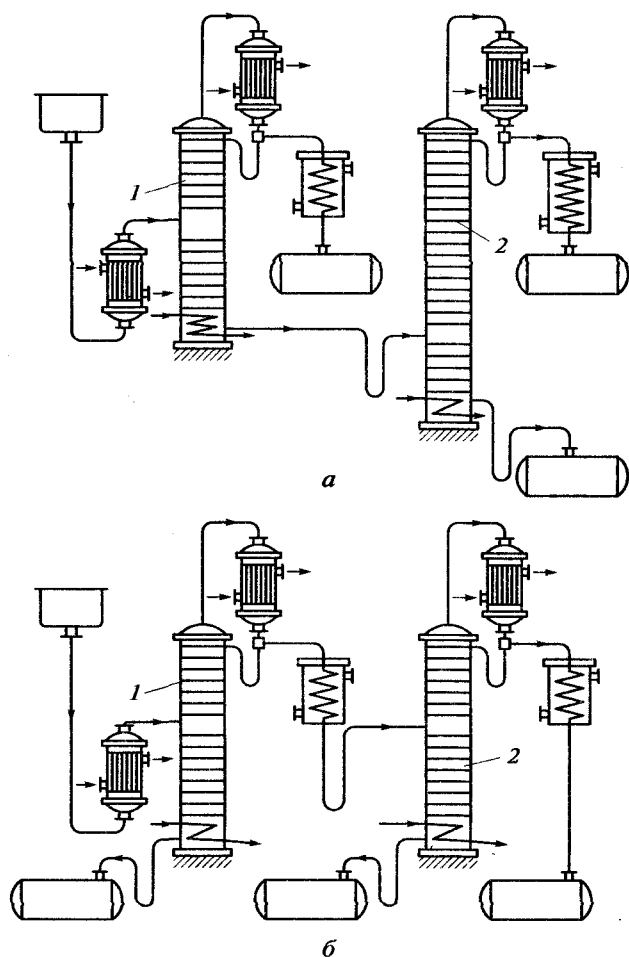


Рис. 3.14. Схемы разделения тройной смеси:

1, 2 — колонны

лении, а по высоте колонны — зигзагообразно. Такой перелив флегмы можно использовать и для тарелок с другими типами колпачков.

Для больших диаметров колонн применяют тарелки с туннельными колпачками (рис. 3.15, б), так как, например, при диаметре колонны 3 м на одной тарелке вместо 284—288 капсульных колпачков достаточно по условиям тепло- и массообмена разместить только 20 туннельных колпачков.

В промышленности используют также ректификационные колонны с ситчатыми (решетчатыми и дырчатыми) тарелками (см. рис. 3.15, в и 3.17), на которых слой жидкости (флегмы) удерживается дав-

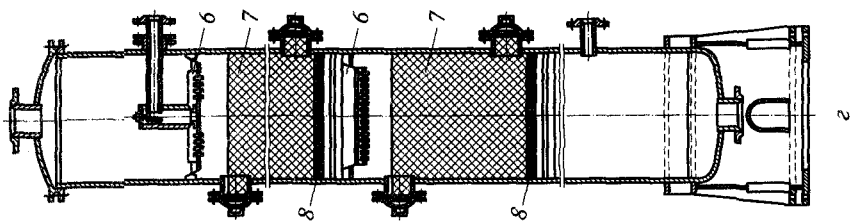
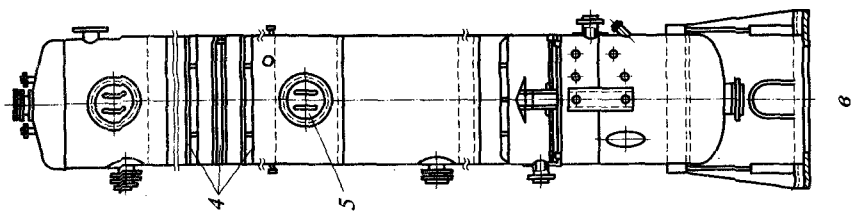
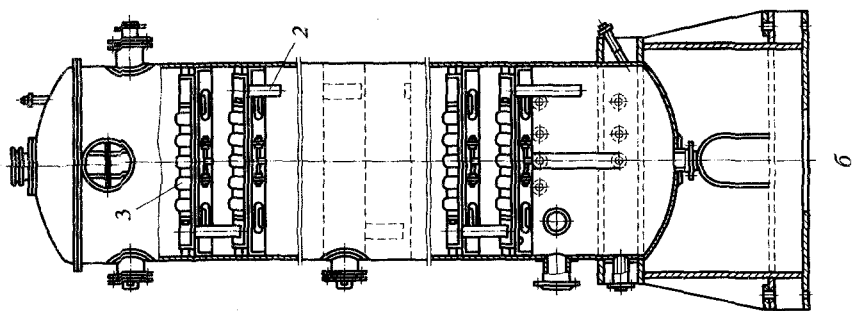
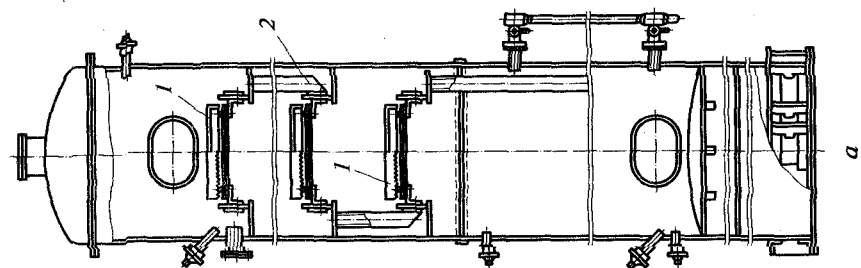


Рис. 3.15. Типы ректификационных колонн:

а — с туннельными желобчатыми колпачками; *б* — с капсульными колпачками; *в* — с ситчатыми тарелками; *г* — с насадками из колец Рашига; 1 — тарелка с туннельными колпачками; 2 — сливные трубы; 3 — тарелка с капсульными колпачками; 4 — ситчатая тарелка; 5 — люк; 6 — тарелки для равномерного орошения насадки; 7 — насадка; 8 — опорная решетка

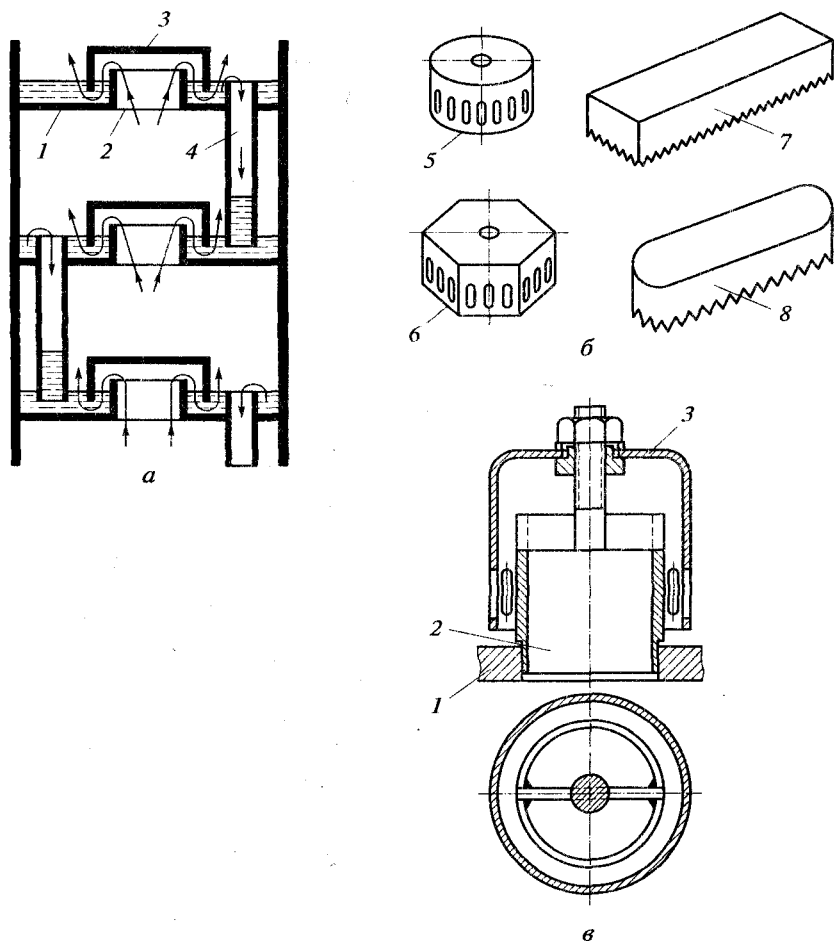


Рис. 3.16. Элементы колпачковой ректификационной колонны:

а — тарелка с колпачковыми тарелками; *б* — типы колпачков; *в* — конструкция равномерного крепления колпачков; 1 — тарелка; 2 — патрубок; 3 — колпачок; 4 — переливная труба; 5 — капсульный колпачок с прорезями; 6 — шестигранный колпачок с прорезями; 7 — прямоугольный колпачок с зубцами; 8 — туннельный колпачок с зубцами

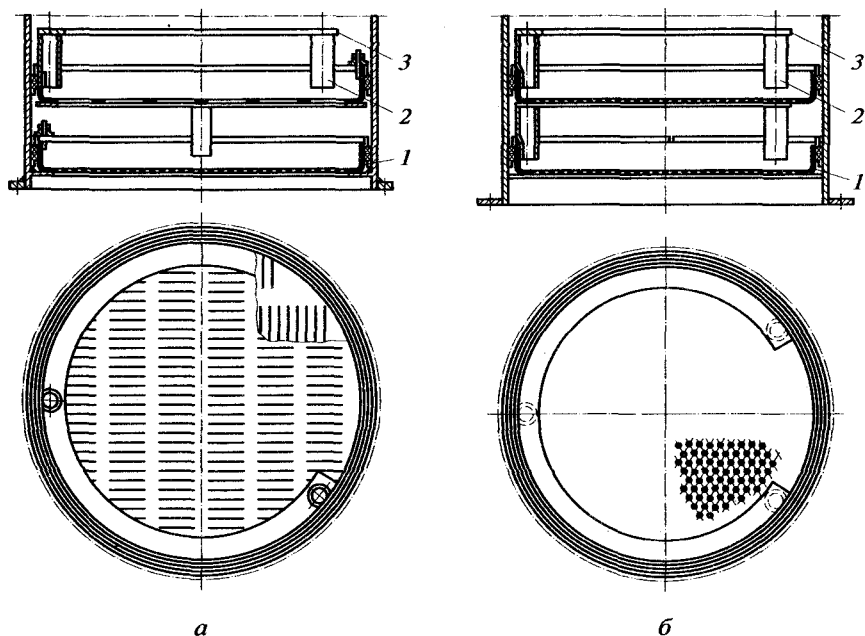


Рис. 3.17. Ситчатые тарелки ректификационных колонн:

а — решетчатая тарелка; *б* — дырчатая тарелка; 1 — основание тарелки; 2 — сливные (часть из них — одновременно и опорные) трубы; 3 — опорное полукольцо

лением восходящего потока пара, проходящего через отверстия в ситах и барботирующего через слой жидкости. Жидкость, так же как и в колпачковых тарелках, перетекает с тарелки на тарелку по переточным трубам. Предельный уровень жидкости на тарелке регулируется высотой сливной трубы. В колоннах с тарелками такой конструкции сливные устройства перестают работать при уменьшении

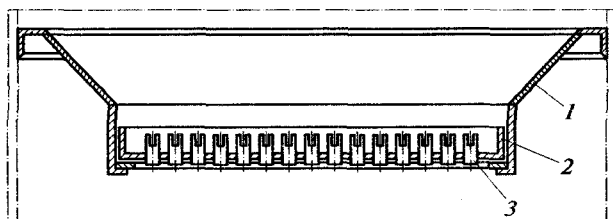


Рис. 3.18. Тарелка для равномерного распределения флегмы в насадочных колоннах:

1 — собирающий конус; 2 — основание тарелки; 3 — патрубок для жидкости

количества поднимающегося по колонне пара, когда скоростной напор становится недостаточным для поддержания соответствующей высоты слоя жидкости на тарелке. В этом случае жидкость стекает на нижележащую тарелку через те же отверстия, через которые проходит пар, и работа тарелки происходит по принципу работы ситчатых тарелок провального типа: паровая и жидкая фазы контактируют при противоточном движении струй без достаточного барботажа. Это может ослабить и ликвидировать тепло- и массообмен, поэтому все большее распространение получают новые типы тарелок — клапанные, струйные с отбойниками и др.

При выборе типа контактирующих элементов следует также иметь в виду, что решетчатые и другие провальные тарелки чувствительны к инкрустирующим примесям, но не восприимчивы к взвешенным в жидкости частицам, если их размеры меньше размеров отверстий в тарелке.

Насадочные ректификационные колонны заполняют обычно кольцами Рашига (металлическими, фарфоровыми, керамическими), пустотелыми шарами, дробленым коксом, кварцем и другими материалами. Выбор формы насадки и ее материала в каждом отдельном случае зависит от физико-химических свойств разделяемой смеси жидкости и условия ректификации.

Конструктивно насадочные ректификационные колонны не отличаются от скрубберов и других смесительных теплообменных аппаратов с насадкой, рассмотренных ранее.

Для успешной работы насадочных колонн следует стремиться к возможно более равномерному распределению стекающей жидкости по всему сечению колонны. Такому распределению жидкости благоприятствуют однородность формы и размеров насадки, максимально возможная скорость восходящего потока пара, а также строго вертикальная установка самой колонны. Как показывает опыт, первоначально достигнутая равномерность распределения жидкости постепенно нарушается по мере ее стекания, так как пар стремится оттеснить жидкость к периферии и занять центральную зону слоя насадки. Чтобы избежать этого в колоннах с высоким слоем насадки последний разбивают на несколько слоев меньшей высоты, отделенных друг от друга свободным, незаполненным пространством (см. рис. 3.15, з). Кроме того, над каждым слоем насадки устанавливают распределительные тарелки, создающие более равномерное орошение насадки и обеспечивающие упорядоченное распределение пара по сечению колонны (рис. 3.18).

Тарельчатые колонны имеют ряд преимуществ по сравнению с насадочными колоннами. Они допускают большие нагрузки по пару и жидкости, обеспечивают высокую турбулизацию потоков и хороший контакт между паром и жидкостью, не имеют застойных зон, позволяют производить отбор промежуточных продуктов с тарелок и т.д. Однако они имеют большее гидравлическое сопротивление.

В настоящее время широкое распространение получили также ректификационные колонны с вращающимися тарелками, занимающие мало места и имеющие большую производительность.

3.3. Сушильные установки

3.3.1. Способы сушки

Сушкой называют процесс удаления влаги из материалов, который может использоваться в различных целях: обеспечение сохранности материалов (продуктов), повышение прочности (например, при сушке керамических изделий), выделение твердого материала из раствора, увеличение теплоты сгорания при обезвоживании топлива и т. д. Удаление влаги из материалов можно осуществлять механическим путем (отжатие, центрифугирование, отсасывание, фильтрование), путем поглощения ее химическими реагентами, а также посредством тепловой сушки.

Выбор способа обезвоживания определяется видом материала, начальным и конечным соотношением между количеством влаги в материале и сухим остатком в нем, технико-экономическими показателями. Механическое обезвоживание экономичнее тепловой сушки, однако позволяет удалить лишь ту часть влаги, которая наименее прочно связана с материалом. Удаление влаги путем поглощения ее химическими реагентами используют, как правило, при обезвоживании малых количеств материала.

Наибольшее распространение в промышленности получил термический процесс удаления из твердых материалов или растворов содержащейся в них влаги за счет ее испарения или выпаривания, который называется *тепловой сушкой*. В процессе сушки подвод теплоты к материалу может осуществляться теплопроводностью, конвекцией, излучением или любой комбинацией этих процессов. Соответственно этим способам передачи теплоты можно выделить кондуктивную, конвективную, радиационную сушку или их комбинации — кондуктивно-конвективную, кондуктивно-радиационную, конвективно-радиационную и т. д.

Наиболее распространенный способ тепловой сушки в промышленности — конвективный, когда в качестве теплоносителя используются воздух, дымовые газы, инертные газы, перегретые пары растворителя.

3.3.2. Конструкции сушильных установок

Различие сушимых материалов по физико-химическим и структурно-механическим свойствам, форме, размеру, количеству и дру-

гим параметрам способствовало применению в промышленности разнообразных конструкций сушильных установок. Принята следующая классификация наиболее распространенных сушильных установок:

- по способу подвода теплоты к материалу: конвективные; кондуктивные; радиационные; электромагнитные; комбинированные (конвективно-радиационные, конвективно-радиационно-высокочастотные и т. д.);
- функционированию во времени: непрерывного действия; периодического действия; полунепрерывного действия;
- конструкции: камерные; шахтные; туннельные; барабанные; грубчатые; ленточные; взвешенного слоя; распылительные; сублимационные и др.

Из приведенной классификации сушильных установок наибольшее распространение в промышленности получили конвективные сушилки. Эти установки можно разделить на несколько групп по ряду существенных признаков. Укажем некоторые из них:

- по сушильному агенту: воздушные; на дымовых (топочных) газах; на неконденсирующихся в процессе сушки газах (азот, гелий, перегретый водяной пар и т. д.);
- схеме движения сушильного агента: одноконные (с однократным использованием сушильного агента, с рециркуляцией); многоконные (с промежуточным подогревом сушильного агента, рециркуляцией его по зонам, рециркуляцией между зонами и т. п.);
- давлению в сушильной камере: атмосферные; вакуумные;
- направлению движения сушильного агента относительно материала: прямоточные; противоточные; перекрестно-точные; реверсивные.

Выбор сушильного агента проводят на основе комплексного исследования технико-экономических показателей сушильной установки, ее технологической схемы и связи ее с тепловой схемой предприятия.

В пищевой, химической, строительной и других отраслях промышленности широкое применение нашли распылительные сушильные установки, в которых получают сухой продукт различной дисперсности из растворов, подвергаемых сушке. На рис. 3.19 приведены некоторые из возможных схем распылительных сушильных установок.

Раствор с высокой начальной влажностью подается к форсункам (рис. 3.19, *а* — *в*) или вращающимся дискам (рис. 3.19, *г* — *е*), благодаря которым происходит диспергирование растворов, т. е. его расщепление на мелкие частицы (капли). Значительное увеличение поверхности раствора, имеющее место при его диспергировании, способствует ускорению передачи теплоты от газообразного теплоносителя (нагретого воздуха, топочных газов, перегретого пара и др.), поступающего в сушильную камеру, к каплям раствора.

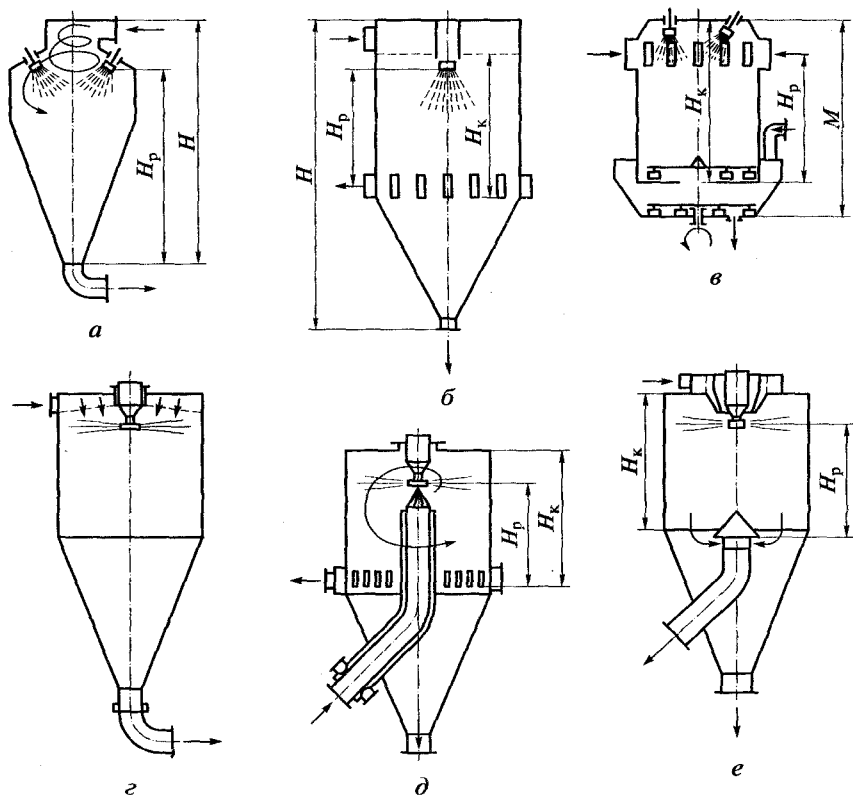


Рис. 3.19. Схемы форсуночных сушильных камер (а—в) и схемы сушилок с дисковым распылением (г—е)

В распылительных сушилках принципиально возможно осуществление прямотока (рис. 3.19, а, в—е) и противотока (рис. 3.19, б) при движении высушиваемого продукта и теплоносителя.

В промышленности наиболее распространены прямоточные сушилки с подачей теплоносителя и раствора сверху сушильной камеры. При такой схеме организации процесса сушки можно применять более высокую начальную температуру теплоносителя (до 800... 1 000 °С), чем при противотоке, без опасности перегрева высушиваемого раствора. Температура сухих частиц в основном определяется температурой газов на выходе из сушилки.

При противоточной схеме работы сушилки обычно теплоноситель подается снизу камеры, а раствор распыляется сверху. Длительность пребывания частиц во взвешенном состоянии в этом случае больше, чем при прямотоке. Однако максимально возможное количество испаряемой влаги в 1 м³ камеры в 1 ч при сушке термочувствитель-

ного продукта меньше, чем при прямотоке, так как начальная температура теплоносителя во избежание перегрева высушиваемого раствора не превышает 100... 150 °С.

Эффективность и технико-экономические показатели работы распылительных сушилок во многом зависят от работы распылителя. К числу важнейших требований, предъявляемых к распылителям, относят качество распыления, т.е. размер получаемых капель и их однородность, обеспечение максимально возможной производительности единичного распылителя, минимальные энергозатраты на распыление, надежность работы и простоту обслуживания и т.д.

В устройствах распылительной сушики наиболее распространены центробежные механические форсунки, пневматические форсунки и центробежные дисковые распылители.

Такие технологические процессы, как сушка, обжиг, производство активированных углей, предусматривают взаимодействие твердых частиц с капельными жидкостями или газами. Одно из действенных средств ускорения подобных процессов — использование взвешенного (псевдооживленного) слоя, так как перемешивание частиц в аппаратах обеспечивает развитую поверхность тепло- и массообмена.

Псевдооживление слоя дисперсного материала осуществляют в вертикальных аппаратах самых разнообразных конструкций с горизонтальными решетками, при помощи которых поток теплоносителя, подаваемый снизу вверх, равномерно распределяется по сечению аппарата.

Увеличение скорости оживающего агента (восходящего потока теплоносителя) от нуля до некоторого значения, называемого критическим $\omega_{кр}$, не вызывает изменения взаимного расположения частиц, если их плотность больше плотности оживающего агента. В этом случае частицы сушеного материала образуют над решеткой неподвижный слой, высота которого остается неизменной (участок ab' на рис. 3.20, a).

При достижении критической скорости газа происходит качественное изменение свойств слоя: он переходит во взвешенное состояние, расширяется, частицы приобретают подвижность. Образовавшийся слой по своим свойствам (выравнивание поверхности слоя, наличие гидростатического давления на стенки аппарата, «перетекание» из одного аппарата в другой и т.д.) напоминает капельную жидкость. Именно поэтому такой слой называют псевдооживленным. Увеличение скорости выше критической способствует увеличению расстояний между отдельными частицами, а значит, и увеличению в целом объема слоя (участок $b'c$). Изменение объема слоя в зависимости от изменения скорости оживающего агента является еще одним качественным отличием псевдооживленного слоя от неподвижного.

Перепад давления Δp , Па, газа зависит от его скорости при движении через неподвижный слой (рис. 3.20, b). При достижении кри-

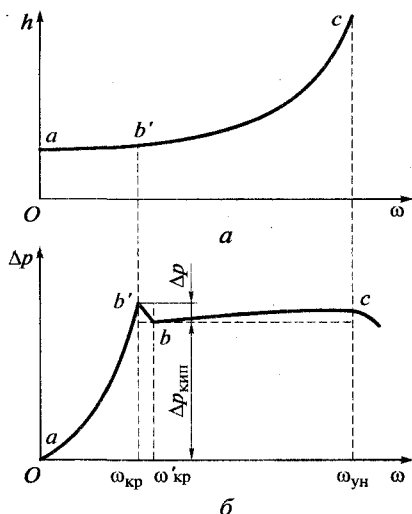


Рис. 3.20. Изменение высоты слоя (а) и его гидравлического сопротивления (б) в зависимости от скорости воздуха

тической скорости перепад давления теплоносителя в слое достигает значения, приблизительно равного весу слоя, приходящегося на единицу площади решетки. В этот момент вес слоя уравновешивается гидродинамической силой газового потока

$$\Delta p = G/S_{\text{реш}}, \quad (3.1)$$

где G — вес твердых частиц, Н; $S_{\text{реш}}$ — площадь решетки, м^2 .

Дальнейшее повышение скорости газового потока на входе в слой от $\omega_{\text{кр}}$ до $\omega_{\text{ун}}$ приводит к незначительному снижению давления, поскольку увеличение расстояния между частицами приводит лишь к незначительному повышению скорости обтекания их газом. Большая величина гидравлического сопротивления в момент псевдоожижения, чем определяемая выражением (3.1) (участок от $\omega_{\text{кр}}$ до $\omega'_{\text{кр}}$ на рис. 3.20, б), объясняется тем, что на преодоление сцепления между частицами должно быть затрачено определенное количество энергии.

Характерной особенностью псевдоожиженного слоя является неизменная по высоте слоя температура газа и частиц. Лишь на небольшом участке у решетки аппарата наблюдается значительное изменение температуры газа. Постоянная температура частиц позволяет вести расчет процесса сушки при постоянной скорости по уравнению теплового баланса.

Широкое использование псевдоожиженного слоя в промышленности привело к большому разнообразию конструктивных решений

аппаратов. Сушилки непрерывного и периодического действия бывают одно- и многокамерные. Однокамерные сушилки (рис. 3.21) наиболее просты в конструктивном и эксплуатационном отношении, обладают хорошими экономическими показателями. Влажный материал из бункера 1 непрерывно поступает в сушильную камеру 4. Для плавного регулирования количества подаваемого материала установлены дисковый клапан 2 и загрузочный клапан 3. Под решетку подается теплоноситель. Высушенный материал через патрубок 5 поступает в бункер готового продукта. Отрабатывший теплоноситель вместе с испаренной влагой и захваченными мелкими частицами высушиваемого материала отсасывается вентилятором 7. Для отделения унесенных из псевдоожиженного слоя частиц от газового потока установлен циклон 6. В аппаратах такого типа при сушке влажного материала в зависимости от параметров теплоносителя влагосъем с 1 м² решетки достигает 500 ... 1 000 кг/ч и более при удельном расходе сухих газов 3 ... 12 кг на 1 кг испаренной влаги.

Для сушки сыпучих материалов (уголь, гипсовый камень, глина, песок и т. д.) широкое распространение получили барабанные сушилки

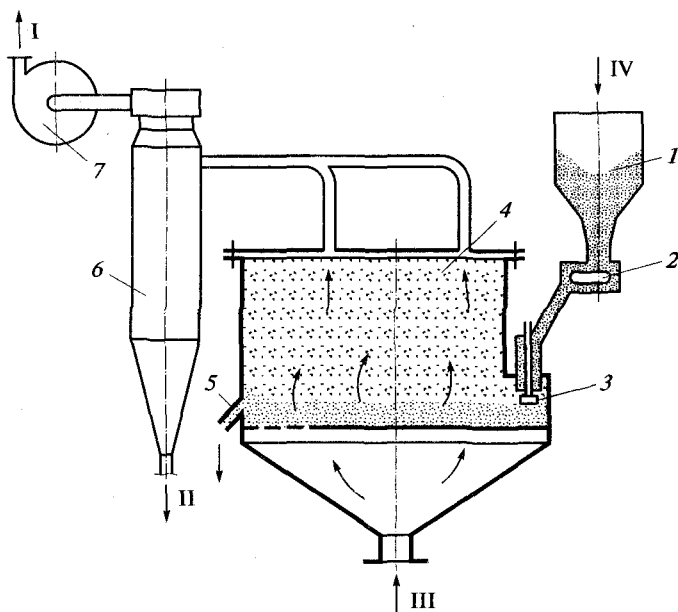


Рис. 3.21. Схема однокамерной сушильной установки для песка (с прямоугольной камерой):

1 — бункер; 2 — дисковый клапан; 3 — загрузочный клапан; 4 — сушильная камера; 5 — патрубок; 6 — циклон; 7 — вентилятор; I — отработанный воздух; II — сухой материал; III — горячий воздух; IV — влажный материал

ки (рис. 3.22). Основной частью таких сушилок является вращающийся цилиндрический барабан 3 с частотой вращения 0,5...8 об/мин.

Типовые барабанные сушилки имеют длину барабана 8...13 м, диаметр 1,5...2,8 м. Для перемещения сушеного материала вдоль барабана последний имеет угол наклона 3...6°. Для предотвращения осевого смещения барабана один из бандажей, укрепленных на корпусе, упирается в опорно-упорный ролик 8 (7 — опорный ролик). Привод барабана состоит из электродвигателя 4, редуктора 5 и зубчатой передачи 6.

В качестве теплоносителя обычно используют топочные газы. Влажный материал из бункера питателем 2 и газы из топки 1 подаются в барабан и движутся в нем прямотоком. В некоторых случаях, когда сушимый материал температуроустойчив, возможно использование противоточной схемы движения материала и теплоносителя. Для увеличения поверхности теплообмена и коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к материалу внутри барабана устанавливают металлическую насадку. При вращении барабана лопасти насадки захватывают и поднимают материал в верхнюю часть барабана, падая затем вниз, материал хорошо перемешивается и оmyвается топочными газами. Для уменьшения подсосов воздуха через

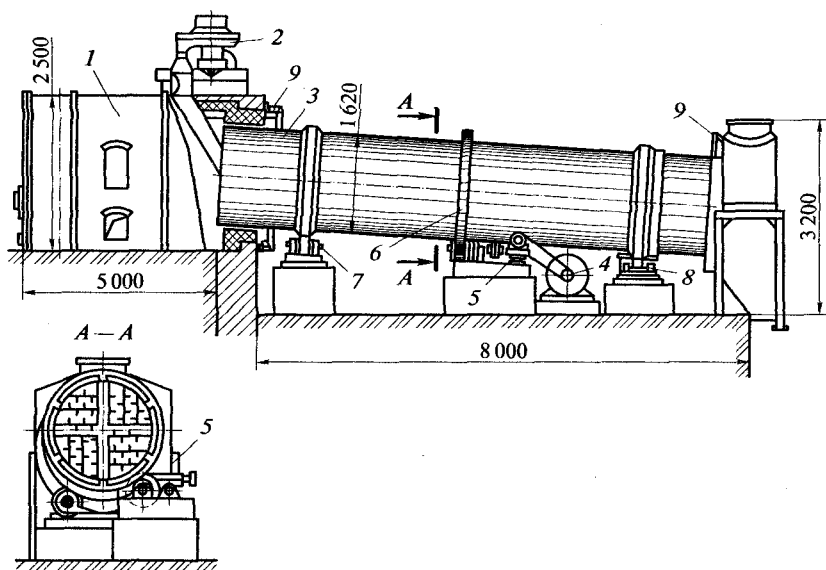


Рис. 3.22. Барабанная сушилка:

1 — топка; 2 — питатель; 3 — барабан; 4 — электродвигатель; 5 — редуктор; 6 — зубчатая передача; 7 — опорный ролик; 8 — опорно-упорный ролик; 9 — уплотнительные устройства

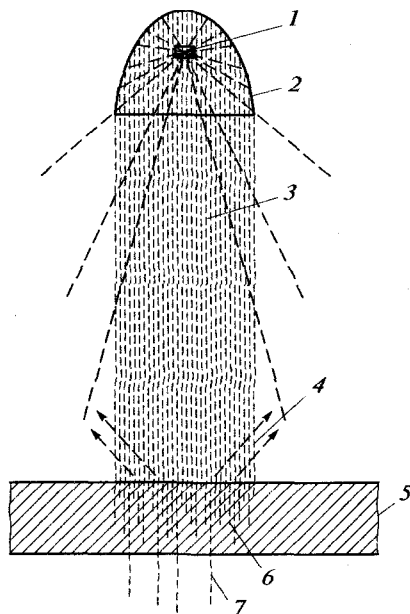


Рис. 3.23. Принципиальная схема нагрева материала инфракрасными лучами:

1 — источник излучения; 2 — рефлектор; 3 — испускаемые источником световые и инфракрасные лучи; 4 — отраженная часть лучей; 5 — облучаемый материал; 6 — поглощенная материалом часть лучей; 7 — пропущенная часть лучей

торцевые поверхности барабана при его вращении оба конца корпуса снабжены уплотнительными устройствами 9.

Удельный расход теплоты в барабанных сушилках на топочных газах составляет 3 500...6 300 кДж на 1 кг влаги; расход теплоносителя 15...25 кг на 1 кг испаренной влаги.

Для оценки размеров барабана пользуются опытно определенной величиной производительности единицы объема барабана по испаренной влаге A_6 , которая зависит от типа сушиллки, степени заполнения ее объема, от вида сушимого материала, его начального и конечного влагосодержания, а также от режимных параметров теплоносителя. Примерные значения испаренной влаги A_6 , например, для глины при начальной температуре 600...700 °С составляют 50...60 кг/(м³·ч), для угля 30...60 кг/(м³·ч), для торфа 60...75 кг/(м³·ч), для песка 80...100 кг/(м³·ч). С уменьшением начального и конечного влагосодержания сушимого материала значение A_6 уменьшается.

Для сушки лакокрасочных покрытий, тканей, бумаги широкое распространение получили сушильные установки, в которых перенос тепловой энергии осуществляется излучением в основном в области инфракрасных и световых лучей. При этом методе сушки коли-

чество теплоты, передаваемое 1 м² материала в единицу времени, как правило, в 20...50 раз больше, чем при конвективном способе подвода теплоты.

На рис. 3.23 приведена принципиальная схема нагрева сушимого материала инфракрасными лучами. Световые и инфракрасные лучи источника излучения направляются на сушимый материал. Чтобы большую часть испускаемых лучей направить параллельным потоком на тело, применяют зеркальный рефлектор. Форма отражающей поверхности рефлектора сильно влияет на характер распределения лучистой энергии по поверхности материала.

Лучистая энергия может быть частично рассеяна или поглощена промежуточной средой, находящейся между генератором и облучаемым материалом. В зависимости от физико-химических и физико-механических свойств облучаемого материала лучистая энергия частично отражается, частично пропускается и частично поглощается. Поглощенная лучистая энергия превращается внутри материала или на его поверхности в теплоту, необходимую для сушки.

Таким образом, принципиальная схема сушки инфракрасными лучами включает в себя генератор, промежуточную среду, высушиваемый материал. В промышленных терморadiационных сушилках для различных видов сушимого материала и технологии его произ-

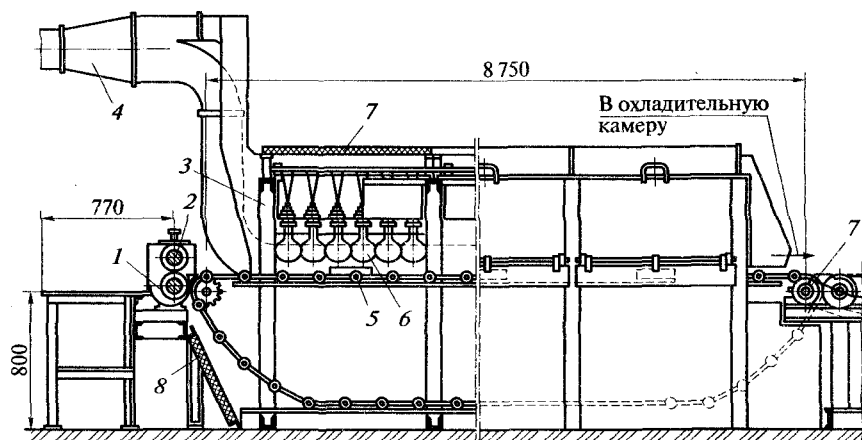


Рис. 3.24. Схема ламповой радиационной сушилки для сушки лакированных электротехнических деталей:

1 — лакировальная ванна; 2 — насосные лакировальные валики; 3 — каркас сушилки; 4 — вытяжной воздуховод; 5 — ленточный конвейер; 6 — зеркальные лампы; 7 — приводная звездочка; 8 — теплоизоляционные маты

водства используют генераторы излучения, температура и конструктивное оформление которых различны.

В зависимости от способа нагрева различают следующие излучатели:

- электрические зеркальные инфракрасные лампы накаливания ЗС-1, ЗС-2, ЗС-3, излучатели с кварцевыми трубками НИК-220-1000тр, трубчатые металлические электронагреватели (ТЭН), панельные металлические излучатели, керамические, неметаллические излучатели и др.;

- газовые — с газонепроницаемыми панелями, с пористыми керамическими плитами или металлическими перфорированными поверхностями, в которых происходит беспламенное сгорание газа.

В промышленных терморadiaционных сушилках ламповые излучатели обычно размещают по вершинам квадратов или равнобедренных треугольников.

Большое разнообразие сушимых материалов (бумага, лакокрасочные покрытия, ткань, древесина и т.д.) и генераторов излучения обусловило создание в каждом конкретном случае нетиповой конструкции сушильной установки. На рис. 3.24 изображена одна из существующих конструкций терморadiaционной сушилки.

Контрольные вопросы

1. Какой процесс называется выпариванием?
2. Из каких основных частей состоят выпарные аппараты с паровым обогревом?
3. Что такое дистилляция?
4. В чем отличие устройства установок непрерывной ректификации от установок периодического действия?
5. Какие ректификационные установки более экономичны в тепловом отношении: периодического или непрерывного действия?
6. Чем определяется выбор способа обезвоживания?
7. Как классифицируют наиболее распространенные сушильные установки по способу подвода теплоты к материалу?
8. Какие основные требования предъявляют к распылителям?
9. Какой слой называют псевдооживленным?
10. Для сушки каких материалов используют барабанные сушилки?

4.1. Классификация вторичных энергетических ресурсов

Энергетическому обслуживанию производственных процессов в ряде случаев сопутствуют тепловые отходы в виде теплоты технологического продукта, газа, пара и горячей воды, называемые *вторичными энергетическими ресурсами* (ВЭР). Такими отходами, например, для промышленных печей являются отходящие горячие газы и нагретая охлаждающая вода.

Количество тепловых отходов может быть весьма значительно. Отходящие горячие газы промышленных печей в среднем содержат около 30...40 % количества теплоты, поступающей в печи, а теплота, теряемая со сбросной нагретой водой, например, в сталеплавильных печах составляет 15...25 % теплоты расходуемого топлива.

Образующиеся в агрегатах-источниках ВЭР могут использоваться для удовлетворения потребностей в топливе и энергии либо непосредственно (без изменения вида энергоносителя), либо за счет выработки теплоты, электроэнергии, холода или механической работы в утилизационных установках.

Под агрегатами-источниками ВЭР следует подразумевать агрегаты, в которых образуются ВЭР (технологические печи, реакторы, пароиспользующие установки, холодильники и т. п.).

Различают следующие основные группы вторичных энергоресурсов:

- горячие газы (отходящие от печей, двигателей внутреннего сгорания и др.);
- продукты технологического процесса (физическая теплота обрабатываемого материала и отходов, например нагретых слитков, шлака, раскаленного кокса и т. п.);
- низкотемпературные ВЭР: пар, отработавший в двигателях, и вторичный — после технологического процесса; горячая вода, получаемая от различных охлаждающих устройств, а также в виде производственного конденсата; производственные тепловыделения, являющиеся источником нагрева воздуха в помещениях.

Первые две группы энергоресурсов являются высокотемпературными. Например, печные газы имеют температуру 500 ... 1 000 °С, а газы, отходящие из двигателей внутреннего сгорания, 350 ... 600 °С. Высокую температуру имеют технологические продукты металлургической промышленности: стальные слитки 500 ... 1 000 °С; кокс, выдаваемый из печи, 1 100 °С; шлак плавильных печей 1 200 ... 1 500 °С.

Для третьей группы энергоресурсов характерны низкие параметры теплоносителей:

Давление отработавшего пара двигателя, МПа	0,12 ... 0,3
Температура, °С:	
отработавшего пара двигателя	100 ... 130
производственного конденсата	90 ... 150
охлаждающей воды	35 ... 95
внутренних тепловыделений в производственных и других помещениях	Ниже 100

Следует отметить, что понятие «вторичные энергетические ресурсы» (тепловые отходы) в известной мере имеет относительный характер. Например, усовершенствование тепловой схемы промышленного предприятия позволит найти полезное применение части тепловых отходов в пределах данного предприятия. Используемая в этом случае теплота перестает быть отходом.

Схема использования энергетических ресурсов и распределения энергетических потоков при утилизации ВЭР приведена на рис. 4.1. На схеме даны названия отдельных потоков и показаны области, по которым определяют количественные значения соответствующих показателей.

При утилизации ВЭР различают следующие термины и понятия.

Выход ВЭР — количество вторичных энергоресурсов, образующихся в процессе производства в данном технологическом агрегате.

Выработка за счет ВЭР — количество теплоты, холода, электроэнергии или механической работы, получаемой за счет ВЭР в утилизационной установке.

Различают возможную, экономически целесообразную, планируемую и фактическую выработку за счет ВЭР.

Возможная выработка — максимальное количество теплоты, холода, электроэнергии или механической работы, которое может быть практически получено за счет данного вида ВЭР, с учетом режимов работы агрегата-источника и утилизационной установки.

Экономически целесообразная выработка — максимальное количество теплоты, холода, электроэнергии или механической работы, целесообразность получения которого в утилизационной установке (в течение рассматриваемого периода) подтверждается экономическими расчетами.

Для проектируемых установок экономически целесообразная выработка — это такое количество теплоты, холода, электроэнергии

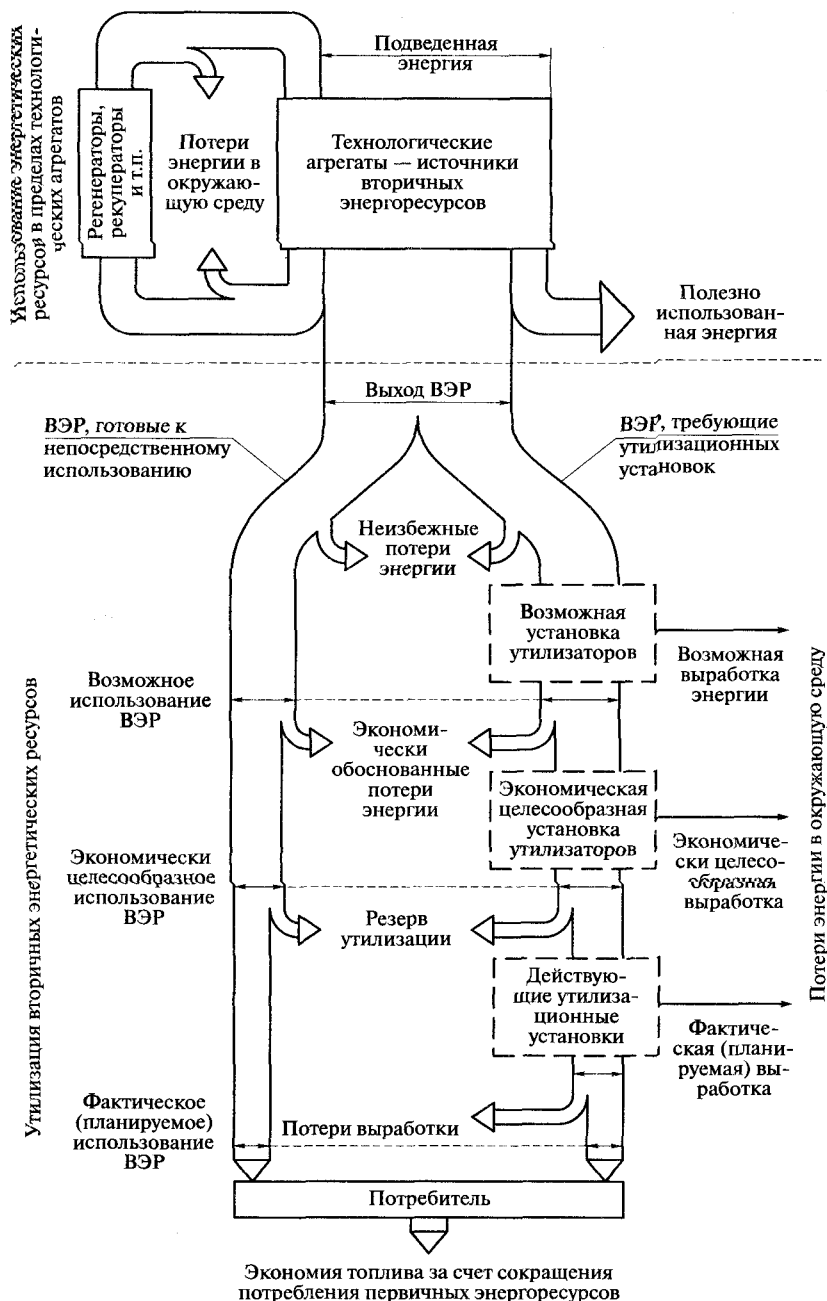


Рис. 4.1. Схема использования энергетических ресурсов

или механической работы, получение которого за счет ВЭР и использование его потребителями дает наибольший экономический эффект. Так как параметры утилизационных установок выбирают из условия их наибольшей эффективности, то возможная выработка теплоты в данной утилизационной установке равна экономически целесообразной.

Планируемая выработка — количество теплоты, холода, электроэнергии, механической работы, которое предполагается получить за счет ВЭР при осуществлении плана развития данного производства, предприятия, отрасли в рассматриваемый период с учетом ввода новых, модернизации действующих и вывода устаревших утилизационных установок.

Фактическая выработка — фактически полученное количество теплоты, холода, электроэнергии или механической работы на действующих утилизационных установках за отчетный период.

Использование ВЭР — количество используемой потребителями энергии, вырабатываемой за счет ВЭР в утилизационных установках.

Использование ВЭР, так же как и выработка за счет ВЭР, может быть возможным, экономически целесообразным, планируемым и фактическим (см. рис. 4.1). Следует отметить, что при определении возможного и экономически целесообразного использования ВЭР следует учитывать наличие технически разработанных и проверенных методов и конструкций по утилизации ВЭР, наличие места для размещения утилизационных установок, наличие потребителей энергии и пр.

Как следует из рис. 4.1, при использовании ВЭР с преобразованием энергоносителя в утилизационной установке возможное использование ВЭР равнозначно возможной выработке за счет ВЭР и численно равно ей. Важным расчетным показателем является также коэффициент выработки за счет ВЭР — отношение фактической (планируемой) выработки к экономически целесообразной (возможной). Коэффициент выработки за счет ВЭР может определяться для одного агрегата-источника ВЭР, для группы однотипных агрегатов, для цеха, предприятия, отрасли по каждому виду ВЭР.

За счет использования ВЭР на промышленных предприятиях экономится значительное количество минерального топлива.

Показатель экономии топлива за счет ВЭР — количество первичного топлива, которое экономится за счет использования ВЭР. В соответствии с использованием ВЭР экономия топлива также может быть возможной, экономически целесообразной, планируемой и фактической. Отношение фактической (планируемой) экономии топлива за счет ВЭР к экономически целесообразной (возможной) определяет коэффициент утилизации ВЭР. Этот коэффициент также может определяться для одного агрегата-источника ВЭР или для группы агрегатов, для предприятия, отрасли как по каждому виду ВЭР, так и для всех видов ВЭР.

В зависимости от видов и параметров различают четыре основных направления использования ВЭР:

1) топливное — непосредственное использование горючих ВЭР в качестве топлива;

2) тепловое — использование теплоты, получаемой непосредственно в качестве ВЭР или вырабатываемого за счет ВЭР в утилизационных установках. Сюда относится также выработка холода за счет ВЭР в абсорбционных холодильных установках;

3) силовое — использование механической и электрической энергии, вырабатываемой за счет ВЭР в утилизационных установках (станциях);

4) комбинированное — использование тепловой и электрической (или механической) энергии, одновременно вырабатываемых за счет ВЭР в утилизационных установках (утилизационных ТЭЦ) по теплофикационному циклу.

Важнейшей задачей при проектировании и эксплуатации теплового и технологического оборудования промышленных предприятий является максимальное сокращение выхода ВЭР, обеспечивающее прямую экономию топлива. Наиболее целесообразно использование ВЭР для технологических целей, т. е. для улучшения теплового баланса той установки, которая является источником тепловых отходов (например, использование теплоты горячих газов промышленных печей для подогрева воздуха, подаваемого в печь). При этом улучшается внутренняя регенерация теплоты в установке и повышается ее технологический КПД.

Использование ВЭР возможно также для увеличения располагаемой электрической мощности предприятия (например, использование горячих газов для выработки пара с последующим производством электроэнергии).

Применение ВЭР (пара или горячей воды) для теплоснабжения силовых, технологических и отопительно-вентиляционных процессов позволяет улучшить тепловой баланс промышленного предприятия в целом.

Подробную характеристику ВЭР промышленных предприятий по отдельным отраслям промышленности можно получить, изучив конкретные тепловые схемы установок.

4.2. Роль вторичных энергоресурсов в топливно-теплопотреблении различных отраслей промышленности

В топливных и тепловых балансах промышленных предприятий энергоемких отраслей промышленности ВЭР играют различную роль. Роль ВЭР как одного из дополнительных источников покрытия потребности промышленных предприятий в топливе, тепле и

электроэнергии определяется глубиной их утилизации и использования по сравнению с масштабами применения ископаемых видов топлива, электроэнергии и теплоты, вырабатываемых из топлива в промышленных электро- и теплогенерирующих установках. Покрытие тепловых нагрузок промышленных предприятий, состоящих, как правило, из расходов теплоты на отопление, вентиляцию, кондиционирование, горячее водоснабжение и на производственно-технологические системы, производится за счет ТЭЦ, промышленных котельных и утилизационных установок. Последние наряду с источниками, использующими органическое топливо, начинают играть все возрастающую роль в формировании приходных частей энергетических балансов промышленных предприятий. Несмотря на вовлечение в топливные и тепловые балансы предприятий ВЭР, их роль в топливо- и теплопотреблении энергоемких отраслей промышленности различна.

В топливно-энергетическом балансе черной металлургии на долю энергии топлива приходится около 75 %. На предприятиях отрасли топливо расходуется на технологические нужды: получение агломерата, кокса, чугуна, стали, на нагрев металла в нагревательных печах, обжиг огнеупорных материалов, а также на энергетические нужды: выработку теплоты и электроэнергии.

Коэффициент использования топлива на металлургических предприятиях в большинстве случаев не превышает 30 %, поэтому рациональное использование топлива является важной задачей.

В потреблении топлива предприятиями черной металлургии ВЭР занимают значительное место, здесь применяются как горючие, так и тепловые ВЭР.

При современном уровне использования топлива на энергетические и технологические цели доля горючих ВЭР в теплопотреблении отрасли составляет в среднем около 16 %. Не менее значительна роль тепловых ВЭР в тепловом балансе металлургических заводов. Доля тепловой энергии, выработанной в утилизационных установках, в настоящее время составляет примерно 28 % общей выработки теплоты и 32 % собственного теплопотребления в целом по отрасли, а по предприятиям, на которых образуются и используются ВЭР, в среднем 42,5 %. На некоторых металлургических заводах потребность в тепловой энергии покрывается за счет ВЭР на 70...80 и даже на 100 %.

Доля тепловых ВЭР в покрытии тепловых нагрузок в отрасли достигает в среднем 33 %. На выработку 1 ГДж тепловой энергии в черной металлургии в среднем затрачивается 42,7 кг условного топлива, а с учетом выработки тепловой энергии за счет ВЭР удельный расход условного топлива сокращается до 30,5 кг. В целом за счет использования горючих и тепловых ВЭР на металлургических заводах покрывается до 17...20 % потребности отрасли в конкретных видах топлива.

В топливно-энергетическом балансе предприятий цветной металлургии ВЭР занимают, как правило, незначительное место. Тепловая энергия потребляется как для энергетических, так и для различных технологических (нагрев, выпарка, выщелачивание) и теплофикационных нужд.

Анализ тепловых балансов основных технологических процессов показал, что коэффициент использования топлива в цветной металлургии низок ~10...40 %. В среднем по технологическим агрегатам отрасли с уходящими газами теряется 20...65 % теплоты, с охлаждающей водой 10...15 %, с огненно-жидкими шлаками — до 55 %. Удовлетворение потребности в тепловой энергии за счет ВЭР составляет в среднем по отрасли около 7 %, что объясняется техническими трудностями утилизации тепловых ВЭР цветной металлургии.

На долю предприятий химической промышленности приходится около 12 % всех энергоресурсов, потребляемых в промышленности страны. Образующиеся в технологических процессах химического производства горючие ВЭР участвуют в основном в покрытии топливной нагрузки предприятий трех подотраслей (где образуется до 99 % суммарного выхода горючих ВЭР) — азотной, хлорной и фосфорной. Основное количество утилизируемых горючих ВЭР потребляется на самих предприятиях — около 80 %, а оставшаяся часть отпускается на сторону. В качестве топлива используется 84 % всех утилизируемых ВЭР. На нетопливные нужды направляется немногим более 16 % всего количества фактически утилизируемых горючих ВЭР — в технологии производства аммиака в качестве сырья в печах конверсии, в получении азота и инертных газов.

Удельный вес используемых горючих ВЭР в качестве топлива в общем балансе котельно-печного топлива отрасли составляет в среднем около 4 %. Вырабатываемая различными источниками теплота используется для покрытия технологической и коммунально-бытовой нагрузки.

Одной из наиболее теплосъемных отраслей химической промышленности является азотная. Вырабатываемая за счет ВЭР в утилизационных установках теплота позволяет обеспечить потребность в паре на 20...80 % в зависимости от ассортимента выпускаемой продукции и применяемой технологии производства. При полной утилизации ВЭР предприятия азотной промышленности могут за счет ВЭР полностью обеспечивать не только свою тепловую нагрузку, но и выдавать избыток тепловой энергии другим предприятиям и на коммунально-бытовые нужды жилых поселков и городов.

При современном уровне утилизации тепловые ВЭР в общем тепловом балансе химической промышленности занимают сравнительно незначительное место (по сравнению с другими источниками централизованного теплоснабжения). За счет ВЭР покрывается только около 12 % всей потребности отрасли в тепловой энергии.

На предприятиях нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности для покрытия потребности в топливе и тепловой энергии используют как горючие, так и тепловые ВЭР. Горючие ВЭР в основном применяют в качестве топлива в котельных установках промышленных ТЭЦ (котельных), а также для сжигания в промышленных печах (например, использование метано-водородной фракции для сжигания в пиролизных печах и в котлах ТЭЦ). При современных условиях утилизации и использования доля горючих ВЭР в покрытии топливной нагрузки составляет около 6,5 % суммарной потребности отрасли в топливе на энергетические, технологические и другие цели.

Долевое участие утилизационных установок в структуре производства теплоты для покрытия тепловой нагрузки отрасли с учетом выдачи теплоты на сторону составляет в среднем 7,5 %. Участие тепловых ВЭР в структуре производства теплоты и в покрытии тепловой нагрузки для отдельных предприятий различно. В покрытии тепловой нагрузки нефтеперерабатывающих заводов на современном этапе удельный вес тепловой энергии, выработанной за счет тепловых ВЭР, составляет примерно 4,2 %, т.е. относительно небольшую величину при современных масштабах теплоснабжения.

Для технологических процессов производства синтетических каучуков и синтетического спирта характерно более высокое долевое участие тепловых ВЭР в покрытии суммарной тепловой нагрузки предприятий по сравнению с предприятиями нефтеперерабатывающей промышленности. В настоящее время для заводов синтетического каучука выработка теплоты за счет ВЭР составляет около 14 % общего теплопотребления по отрасли в целом. Спиртовые же заводы за счет пара утилизационных установок покрывают свою потребность в тепловой энергии примерно на 45 %. В то же время не на всех заводах полезно используются тепловые ВЭР для покрытия технологической и отопительно-вентиляционной нагрузки предприятий.

Потребность в тепловой энергии предприятий тяжелого машиностроения покрывается за счет выработки теплоты на ТЭЦ, промышленными котельными и утилизационными установками. Тепловая нагрузка предприятий формируется на основе расходов теплоты на технологические цели (на привод молотов, в процессах мойки, окраски и сушки, металлы покрытий, термообработки металлов), на нужды вентиляции и отопления.

На предприятиях тяжелого машиностроения ВЭР для покрытия тепловой нагрузки в настоящее время используют недостаточно. На действующих утилизационных установках вырабатывается пар низких параметров и ВЭР расходуют в основном на отопительно-вентиляционные цели и горячее водоснабжение. В балансе потребления тепловой энергии ВЭР занимают незначительное мес-

то — около 4,3 %. Тем не менее этот уровень может быть повышен за счет использования ВЭР также и для технологических целей для таких круглогодичных потребителей, как моечные машины, различного рода ванны, устройства для разогрева мазута и масла, а также для привода прессов и молотов при повышении давления вырабатываемого в утилизационных установках пара до 1,2... 1,5 МПа.

На предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности расходуется примерно 3 % топлива и электроэнергии и более 5 % тепловой энергии общего расхода промышленностью и строительством.

В настоящее время 16,5 % общего расхода топлива отраслью покрывается за счет горючих ВЭР. При этом в котельных установках пар в балансе тепловой энергии не учитывается, так как он используется для выработки электроэнергии. Однако в баланс тепловой энергии условно включается выработка теплоты в котлах, используемая для покрытия тепловой нагрузки.

Газовая промышленность потребляет сравнительно небольшое количество тепловой энергии. При этом следует отметить, что основным потребителем тепловой энергии являются вспомогательные промысловые и строительные объекты, а не компрессорные станции, где образуются ВЭР. ВЭР участвуют в покрытии тепловой нагрузки компрессорных станций и прилегающих жилых поселков. В эту нагрузку входит покрываемая за счет ВЭР потребность в горячей воде для теплофикационных и коммунально-бытовых нужд. Несмотря на все увеличивающиеся объемы возможного использования вторичной теплоты компрессорных станций, фактическое его использование ограничивается отсутствием постоянных и энергоемких потребителей низкопотенциальной тепловой энергии вблизи этих источников. Полное удовлетворение всех теплофикационных и хозяйственных нужд компрессорных станций и близлежащих жилых поселков позволяет задействовать всего лишь 10... 15 % располагаемых тепловых ВЭР и то лишь в зимний период. В связи с этим использование теплоты выхлопных газов газовых турбин и газовых компрессоров в настоящее время составляет около 17,5 % общего потребления теплоты отраслью.

На предприятиях промышленности строительных материалов потребляется примерно 10 % топлива, около 5 % электроэнергии и более 3 % тепловой энергии, расходуемых в промышленности и строительстве. Топливо на предприятиях расходуется в процессах обжига цементного клинкера, при обжиге извести, в процессе варки стекла, при обжиге кирпича и керамических изделий, в процессах получения минеральных теплоизоляционных материалов, в вагранках для выплавки чугуна.

Высокий уровень расхода ВЭР для покрытия тепловых нагрузок характерен только для некоторых предприятий, например для предприятий цементной промышленности.

Резкие отличия в технологии производства продукции промышленности строительных материалов определяют различные возможности и уровни использования ВЭР для покрытия тепловых нагрузок предприятий отрасли. В целом по отрасли этот уровень весьма незначителен, так как доля тепловых ВЭР (а также выработки теплоты на базе ВЭР утилизационными установками) составляет в настоящее время в общем теплопотреблении заводов промышленности стройматериалов примерно 0,3 %.

Приведенный анализ показывает, что в настоящее время ВЭР играют различную роль в топливных и тепловых балансах предприятий энергоемких отраслей промышленности. Исходя из современных масштабов расхода топливно-энергетических ресурсов, доля горючих ВЭР в потреблении топлива в рассмотренных отраслях промышленности составляет в среднем около 10 % и тепловых ВЭР в потреблении тепловой энергии — 12,5 %.

Поскольку на технологические нужды промышленных предприятий требуется тепловая энергия определенных параметров, повышение роли ВЭР в покрытии тепловых нагрузок предприятий связано с необходимостью решения ряда экономических, технических и организационных вопросов. Для этого необходимо, прежде всего, определить источники выхода ВЭР в энергоемких отраслях промышленности, виды и параметры ВЭР с тем, чтобы можно было обоснованно решать вопросы их утилизации и принимать экономически эффективные решения при разработке комплексных схем энергоснабжения промышленных предприятий.

В качестве примера рассмотрим подробнее ВЭР электростанций. Наибольшие отходы теплоты характерны для паротурбинных электростанций. В котельном цехе основными тепловыми отходами являются уходящие газы котлов температурой 150...200 °С. Потери теплоты с уходящими газами составляют 10...15 % теплоты сжигаемого топлива. При невозможности использовать уходящие газы на подогрев питательной воды и воздуха котельного агрегата следует рассмотреть вопрос о применении теплофикационного экономайзера для подогрева сетевой воды.

Как известно, коэффициент теплоотдачи от газов к воде невелик. Это потребует больших поверхностей экономайзера. Кроме того, из-за увеличения сопротивления газового тракта повышается расход электроэнергии дымососом. Поэтому применение теплофикационного экономайзера в ряде случаев экономически нецелесообразно.

Значительно меньше тепловых отходов содержится в дренажах, продувочной воде котлов, воде, охлаждающей балки и панели топок.

В турбинном цехе очень много теплоты теряется с охлаждающей водой конденсаторов турбин (до 50 % теплоты топлива, расходуемого на электростанциях). Однако ввиду низкой температуры нагретой охлаждающей воды (15...25 °С) непосредственная утилизация этих тепловых отходов невозможна.

Отходы теплоты с охлаждающей водой масло- и воздухоохладителей турбогенераторов не превышают 1 ... 2 % энергии, вырабатываемой станцией.

В тепловых схемах современных паротурбинных ТЭС все чаще предусматривают использование внутри самой станции теплоты дренажей, продувочной воды котлов, охлаждающей воды масло- и воздухоохладителей для подогрева конденсата турбин, сырой воды в системах химводоочистки (ХВО) и т.д.

В газотурбинных ТЭС, работающих по замкнутой схеме, основными ВЭР являются отходящие газы из регенеративных теплообменных аппаратов и нагретая охлаждающая вода воздухоохладителей компрессоров. Эти отходы теплоты до настоящего времени используют недостаточно.

На ТЭС, оборудованных двигателями внутреннего сгорания, около $\frac{1}{3}$ теплоты сжигаемого топлива теряется со сбросной охлаждающей водой при температуре 40 ... 50 °С. Примерно столько же теплоты выбрасывается с выхлопными газами при температуре 300 ... 450 °С. Вполне возможно использовать теплоту газов, охлаждая их до 120 ... 150 °С в котлах-утилизаторах. Теплоту охлаждающей воды двигателей внутреннего сгорания можно применять для горячего водоснабжения. Небольшая мощность ТЭС с двигателями внутреннего сгорания обуславливает весьма ограниченные размеры отпуска теплоты потребителям.

Следует отметить, что основным недостатком схем теплоснабжения, базирующихся лишь на тепловых отходах, является несоответствие графиков отпуска и потребления теплоты. Поэтому использовать полностью все тепловые отходы практически не удастся никогда. Находит применение только теплота, нужная потребителю. Если же теплопотребление имеет сезонный характер, то доля расхода тепловых отходов в годовом разрезе еще меньше.

Эти обстоятельства должны учитываться при разработке схемы использования тепловых отходов и в технико-экономических расчетах по обоснованию предлагаемой схемы.

4.3. Источники образования, виды и возможности утилизации вторичных энергоресурсов

Основными источниками выхода ВЭР в различных отраслях промышленности являются технологические агрегаты. Непосредственное потребление топлива при современных конструкциях технологических агрегатов и схемах производства приводит к большим потерям подводимой извне энергии ископаемого топлива. Применяемые в настоящее время технологии в ряде случаев несовершенны с энергетической точки зрения, так как допускают работу агрегатов с низкими коэффициентами полезного использования энергии. Кро-

ме того, ряд технологических процессов за счет плохой организации «внутреннего» использования энергии, т.е. возврата потерь энергии в технологический цикл, отличается повышенными расходами топлива на производство промышленной продукции.

Например, при производстве чугуна только 30...38 % поданной в доменную печь теплоты используется полезно (диссоциация окислов, восстановление железа и др.), а 55...60 % теплоты приходится на ВЭР. Аналогично при мартеновском способе производства стали ВЭР составляют более 50 % расходной части теплового баланса мартеновской печи. Это характерно для многих технических процессов промышленности. При этом применяемые в промышленности технологические схемы производства продукции определяют как источники выхода ВЭР, так и их виды и параметры, исходя из особенностей работы технологических агрегатов и видов применяемых энергоносителей.

ВЭР черной металлургии. В черной металлургии при традиционной схеме производства металла «чугун — сталь — прокат» к агрегатам-источникам ВЭР можно отнести: доменные печи, агломерационные машины, ферросплавные печи, мартеновские печи, воздухонагреватели доменного дутья, кислородные конвертеры, нагревательные устройства, коксовые батареи, обжиговые печи. Многие технологические агрегаты являются источниками одновременного выхода нескольких видов ВЭР, которые уже используются и могут найти эффективное применение на металлургических заводах. К горючим ВЭР в черной металлургии относится доменный и конвертерный газ, газ ферросплавных печей, к тепловым ВЭР — тепловая энергия уходящих дымовых газов, теплота охлаждения агрегатов, теплота продукции и др. К ВЭР также относится избыточное давление доменного газа.

При производстве чугуна ВЭР образуются в виде химической энергии и тепловой энергии доменного газа, теплоты охлаждения доменной печи, теплоты чугуна и шлака. Кроме того, к ВЭР доменного производства относятся также энергия избыточного давления доменного газа и тепловая энергия уходящих газов воздухонагревателей доменного дутья (кауперов), которые не входят в тепловой баланс доменной печи.

В общем выходе ВЭР доменного производства наибольшую долю составляет доменный газ. После очистки доменный газ имеет теплоту сгорания 3 140...4 600 кДж/м³ и используется в качестве котельно-печного топлива. Однако не весь доменный газ можно полезно расходовать, так как во время загрузки печи часть его теряется. Обычно неизбежные потери доменного газа составляют около 5 %. Выходящий из печей доменный газ обладает избыточным давлением. Крупные доменные печи работают с давлением под колошником 0,25...0,27 МПа.

Все доменные печи на металлургических заводах оборудованы системой искусственного охлаждения. Наиболее распространенным

видом охлаждения является охлаждение оборотной или проточной водой, с которой уносится до 0,42 ... 0,50 ГДж/т чугуна подведенной в печь теплоты. Потери теплоты с охлаждением доменной печи объемом 2 000 м³ составляют около 63 ГДж/ч.

Температура уходящих газов воздухонагревателей доменных печей изменяется за цикл от 150 до 600 °С. Эту тепловую энергию можно использовать для выработки пара, горячей воды или для подогрева очищенного доменного газа.

Выход тепловой энергии жидкого чугуна и шлака определяется выходом соответствующего продукта и его энтальпией. Теплота жидкого чугуна используется непосредственно при выплавке мартеновской или конвертерной стали. В связи с отсутствием технических решений физическая теплота шлака на металлургических заводах не утилизируется.

В настоящее время ферросплавы на металлургических заводах выплавляют в основном в электропечах. При выплавке доменных ферросплавов образуются такие же ВЭР, как и при выплавке чугуна. К ВЭР открытых электропечей относится только теплота ферросплава и теплота шлака, так как газы, образующиеся в процессе плавки, выбрасываются в атмосферу. К ВЭР закрытых электропечей относят тепловую и химическую энергию ферросплавного газа, теплоту испарительного охлаждения печи, а также теплоту ферросплава и теплоту шлака. Удельный выход отдельных видов ВЭР зависит от типа выплавляемого ферросплава. Наиболее значительные потери теплоты при выплавке ферросплавов приходятся на химическую энергию газов.

В связи с большой запыленностью ферросплавных газов, образующихся при производстве ферросплавов в закрытых печах, эта тепловая энергия не может быть использована, так как она полностью теряется при мокрой очистке газа.

В сталеплавильном производстве на выплавку 1 т мартеновской стали расходуется около 4,2 ГДж теплоты топлива. Значительное количество теплоты выходит из печи в виде теплоты уходящих газов, физического тепла стали, теплоты охлаждения элементов печи и теплоты шлака.

Уходящие газы мартеновских печей на выходе из регенераторов имеют температуру 500 ... 700 °С. Использование уходящих газов с такой температурой позволяет вырабатывать в котлах-утилизаторах пар довольно высоких параметров. Уходящие газы мартеновских печей, особенно тех, в которых применяется продувка ванны кислородом, сильно запылены, что затрудняет работу котлов-утилизаторов.

Все мартеновские печи имеют системы испарительного искусственного охлаждения. Системы испарительного охлаждения мартеновских печей позволяют вырабатывать пар давлением до 1,8 МПа, который используется на технологические нужды.

Несмотря на отсутствие расхода топлива при кислородно-конвертерном производстве стали также образуются ВЭР в виде химиче-

ской энергии и теплоты конвертерных газов, теплоты стали и теплоты шлака. На выходе из конвекторов газы имеют температуру 1 600... 1 800 °С. В охладителе конвертерных газов в зависимости от схемы отвода утилизируется их физико-химическая тепловая энергия или только теплота при отводе газов без доступа воздуха.

К ВЭР прокатного производства относят тепловую энергию уходящих газов нагревательных устройств и теплоту, теряемую с охлаждающей средой. Температура уходящих газов нагревательных устройств колеблется в очень широких пределах от 220... 250 до 700... 750 °С, а в печах, не имеющих рекуператоров, она достигает 900... 1000 °С, что позволяет в утилизационных установках вырабатывать пар высоких (энергетических) параметров. Температура уходящих газов на выходе из котлов-утилизаторов составляет 200... 230 °С. В прокатном, как и в мартеновском производстве, к ВЭР относится теплота газов после рекуператора (регенератора, если таковой имеется в комплекте нагревательной печи), используемая для выработки пара или горячей воды.

В коксохимическом производстве на выжиг 1 т кокса затрачивается около 100 кг условного топлива. Почти вся теплота топлива, за исключением потерь во внешнюю среду (6... 8 %), покидает коксовую печь в виде ВЭР, к которым относится теплота кокса, коксового газа и уходящих газов. Теплоту раскаленного кокса, имеющего температуру 1 000... 1 100 °С, используют в установках сухого тушения кокса, что обеспечивает прежде всего значительное повышение качества кокса. Кроме того, за счет тепловой энергии раскаленного кокса в установке вырабатывается пар энергетических параметров давлением 2,0... 4,5 МПа. Коксовый газ в смеси с водяным паром и химическими продуктами коксования на выходе из коксовых печей имеет среднюю температуру около 700 °С. Почти вся это теплота теряется в газовых холодильниках.

Известно несколько экономически целесообразных способов утилизации теплоты коксового газа: его можно применять для нагрева воды в рубашках стояков или для нагрева поглотительного раствора пекса сероочистки.

Уходящие газы коксовых печей имеют довольно высокую температуру. Их теплота на всех современных печах используется в рекуператорах для подогрева воздуха и отопительного газа.

В огнеупорном производстве к ВЭР, пригодным к утилизации, можно отнести только тепловую энергию уходящих газов обжиговых печей, температура которых на выходе из печей при производстве огнеупорных материалов составляет 400... 700 °С. Теплоту газов можно использовать для подогрева и сушки шихтовых материалов или в котлах-утилизаторах для выработки пара.

ВЭР цветной металлургии. В цветной металлургии преобладают высокотемпературные огневые процессы плавки, обжига, спекания и кальцинирования. При производстве меди, свинца, цинка,

олова, алюминия, а также вторичных цветных металлов образуется значительное количество ВЭР. В цветной металлургии основными источниками ВЭР являются металлургические печи, в которых значительное количество теплоты теряется с уходящими газами, шлаками и охлаждающей водой. Эти потери весьма велики и в тепловом балансе в зависимости от типа и назначения печей составляют: с уходящими газами 10... 60 %, с охлаждающей водой 10... 30 %, со шлаками 15... 70 %.

К агрегатам-источникам ВЭР в цветной металлургии относят:

- печи кипящего слоя, в которых обжигают медные, никелевые и цинковые концентраты при температуре 750... 970 °С;
- отражательные печи для плавки медных, никелевых и оловянных концентратов и руд;
- электрические печи, применяемые при переработке сульфидных, медно-никелевых руд и концентратов в сыром или обожженном виде; при восстановительной плавке оловянных концентратов на черное олово, обожженных свинцовых концентратов на черновой свинец, обожженных цинковых концентратов с возгонкой и последующей конденсацией металлического цинка;
- шахтные печи для плавки медных, никелевых, цинковых, свинцовых и других руд;
- конвертеры для выплавки меди, никеля и свинца;
- шлаковозгоночные печи, применяемые для переработки шлаков, содержащих 2... 3 % свинца, 10... 15 % цинка, 2 % олова.

В алюминиевой промышленности ВЭР образуются при производстве глинозема и электродов. При этом агрегатами-источниками ВЭР являются трубчатые вращающиеся печи для кальцинации гидрооксида алюминия, а также печи для прокалки электродного кокса.

Основными ВЭР в цветной металлургии являются теплота продукции, побочных и промежуточных продуктов и отходов; теплота уходящих газов технологических агрегатов и теплота охлаждения печей (теплота кессонирования).

Уходящие газы печей цветной металлургии имеют высокую температуру (600... 1 300 °С) и запыленность, содержат большое количество возгонов цветных металлов, обладают значительной коррозионной способностью и поступают в больших количествах (до 40 Гкал/ч), что определяет как важность, так и сложность их утилизации. Основным направлением использования теплоты уходящих газов в цветной металлургии является ее комплексное использование в специальных котлах-утилизаторах для получения пара и нагрева воздуха, идущего на горение в печь. Большие возможности для выработки тепловой энергии в цветной металлургии заложены в использовании теплоты шлаков, которые выходят с температурой 1 200... 1 300 °С.

ВЭР химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности. Химическая промышленность включает ряд специализированных подотраслей производства различных ви-

дов химической продукции, наиболее энергоемкими из которых являются: азотная, хлорная, содовая отрасли; основная химическая промышленность; промышленность химических волокон, лаков и красок, а также промышленность пластических масс. Почти во всех отраслях химической промышленности образуется значительное количество горючих и тепловых ВЭР, использование которых играет существенную роль в покрытии потребности в тепловой энергии отдаленных процессов химического производства.

В азотной промышленности к основным видам тепловых ВЭР относятся: теплота отходящих газов контактных аппаратов (в производстве слабой азотной кислоты), теплота азотно-водородной смеси колонн синтеза (в аммиачном производстве), теплота контактного газа, теплота конденсатов, теплота паров вторичного вскипания (в процессе моноэтаноламиновой очистки), теплота реакций синтеза углеводов и др.

В технологических процессах основной химии (производство серной кислоты) образуются только тепловые ВЭР, к которым относятся:

- тепловая уходящая энергия уходящих газов серных печей;
- тепловая энергия сернистых газов и продукционных газов обжиговых печей;
- теплота конденсата подогревателей фосфорной кислоты, теплота от охлаждения кислоты и др.

При производстве обесфторенных фосфатов ВЭР (теплота уходящих газов) образуются в процессе спекания апатитового концентрата во вращающихся печах и методом циклонной плавки. Тепловые ВЭР выделяются также при производстве монокромата натрия, в процессе прокаливания исходных продуктов. Уходящие газы из прокалочных печей имеют температуру 650...700 °С. В содовой промышленности образуются только тепловые ВЭР, а в хлорной промышленности — горючие и тепловые ВЭР. ВЭР имеются также и в других подотраслях химической промышленности.

В нефтеперерабатывающей промышленности основными ВЭР является теплота уходящих дымовых газов трубчатых печей, теплота нагретых нефтепродуктов и теплота охлаждающей воды.

На различных установках первичной и деструктивной переработки нефти температура уходящих газов на выходе из печи составляет 320...600 °С. Теплота газов используется в рекуператорах для подогрева воздуха, подаваемого в печь на сжигание топлива, или в котлах-утилизаторах для выработки пара технологических параметров. Теплота нагретых нефтепродуктов расходуется, как правило, регенеративно для подогрева холодных сырьевых материалов.

В нефтеперерабатывающей промышленности к ВЭР относится также теплота уходящих газов и избыточная тепловая энергия регенерации катализатора в каталитических процессах, теплота уходящих

газов от сжигания сероводорода в процессах очистки нефтепродуктов от серы, а также теплота уходящих газов печей для сжигания вредной органики. В нефтеперерабатывающей промышленности образуются также ВЭР избыточного давления.

В нефтехимической промышленности ВЭР образуются, в основном, в производствах синтетических каучуков, синтетического спирта и технического углерода (сажи), а горючие и тепловые ВЭР — в процессах синтеза исходных мономеров для каучуков. При производстве синтетических каучуков источниками ВЭР являются: технологические печи, реакторы, регенераторы катализаторов в производствах дивинила из бутана, изопрена из изопентана, а также изопрена из изобутана.

На заводах синтетического этилового спирта ВЭР образуются в процессах производства этилена и при прямой гидратации этилена в спирт. Производство этилена состоит из двух основных процессов: пиролиза углеводородного сырья в печах; разделения пирогаза, выделения и очистки этилена и побочных продуктов.

У процесса пиролиза ВЭР является тепловая энергия дымовых газов печей и пирогаза. В цехах разделения пирогаза образуются неабсорбировавшиеся легкие углеводороды (метано-водородная фракция), которые являются горючим видом ВЭР. При прямой гидратации этилена ВЭР являются тепловая энергия продуктового потока после реакторов, физическая теплота водно-спиртового конденсата и теплота фузельной воды.

ВЭР целлюлозно-бумажной промышленности. Несмотря на то, что в технологических процессах целлюлозно-бумажной промышленности используется в основном тепловая энергия, в отрасли образуются только горючие ВЭР, которые представляют собой горючие отходы перерабатываемого органического сырья (древесины).

В процессах производства бумаги, картона и целлюлозы выделяется также много тепловых отходов в виде теплоты парогазовой смеси сдувок и выдувок, теплоты конденсата варочного и выпарного цехов, теплоты паровоздушной смеси сушильных, бумаго- и картоноделательных машин, теплоты паровоздушной смеси дефибреров и др. Все эти тепловые отходы направляются в тепло-регенерационные установки и теплоулавливающую аппаратуру для подогрева технологической воды и воздуха, используемых в тех же технологических процессах и агрегатах, в результате чего снижается потребность в тепловой энергии от энергетических установок.

На предприятиях отрасли имеется также значительное количество низкопотенциальных тепловых отходов в виде воды и паровоздушной смеси с температурой 35...40 °С. Горючие ВЭР образуются в виде коры и древесных отходов, сульфитных и сульфатных щелоков.

ВЭР газовой промышленности. В газовой промышленности образуются тепловые ВЭР и в виде тепловой энергии выхлопных газов газовых турбин и газомоторных двигателей на компрессорных

станциях магистральных газопроводов и теплоты уходящих газов подогревательных печей и печей сжигания сероводорода в цехах очистки газа и получения серы газоперерабатывающих заводов.

Все современные газовые турбины, применяемые на компрессорных станциях, имеют КПД $< 26 \dots 28 \%$, более 70 % теплоты топлива теряется с выхлопными газами газотурбинных установок. В зависимости от типа турбин выхлопные газы имеют температуру $270 \dots 400^\circ\text{C}$. В трубчатых печах газоперерабатывающих заводов, работающих с КПД $\approx 60 \%$, с уходящими дымовыми газами, имеющими температуру $450 \dots 500^\circ\text{C}$, теряется большое количество теплоты.

При переработке природного газа, загрязненного соединениями серы, производится сероочистка газа. Теплота от сжигания сероводорода относится к ВЭР и используется обычно в котлах-утилизаторах для выработки водяного пара.

ВЭР машиностроения и промышленности строительных материалов. На предприятиях тяжелого машиностроения ВЭР сравнительно высоких параметров образуются в основном в мартеновских, нагревательных и термических печах в виде теплоты уходящих дымовых газов и теплоты охлаждения печей. Низкопотенциальные ВЭР образуются в виде теплоты отработавшего пара давлением $0,1 \dots 0,12$ МПа от прессов и молотов, являющихся основным потребителем технологического пара средних параметров.

Теплота отработанного пара используется в основном для коммунально-бытовых и отопительно-вентиляционных целей за счет нагрева воды в специальных утилизационных бойлерах.

В промышленности строительных материалов крупными источниками ВЭР являются вращающиеся цементные печи и стекловаренные печи. Утилизируется теплота излучения корпусов вращающихся печей, теплота охлаждения и теплота уходящих дымовых газов стекловаренных печей. Кроме того, источниками ВЭР в отрасли являются технологические печи и сушила, пропарочные камеры и другие агрегаты в производстве стеновых материалов, керамических изделий, теплоизоляционных и сантехнических материалов.

4.2. Оборудование по использованию вторичных энергетических ресурсов

4.2.1. Установки для использования отработавшего и вторичного производственного пара

Паровой привод кузнечных молотов, прессов, штамповочных машин, насосов и других механизмов широко применяется на заводах металлургической, машиностроительной, химической, нефтепе-

перерабатывающей, легкой и пищевой промышленности. Паровые двигатели этих механизмов, как правило, работают на выхлоп с противодавлением 0,12...0,3 МПа.

Отходы теплоты с отработавшим паром весьма велики. Например, в агрегатах пластической обработки металлов применяется пар давлением 1,0...1,2 МПа, массой 2...6 т на 1 т поковки, а объем отработавшего пара составляет не менее 85...90 % соответствующего объема производственного пара, подаваемого в цех.

Энергетический КПД паровых машин, приводящих в движение молоты, а также другие производственные механизмы, очень низок и составляет всего несколько процентов, а потеря теплоты с отработавшим паром у паровых молотов достигает 80 % его начальной энтальпии. На современных нефтеперерабатывающих заводах для силовых целей расходуется 420 кг пара на 1 т перерабатываемой нефти. В ряде отраслей промышленности производственные процессы, связанные с выпаркой технологического продукта, дают вторичный пар с давлением, близким к атмосферному.

Наконец, пар может быть получен при утилизации теплоты горячей воды. Это так называемый пар вторичного вскипания промышленного конденсата и пар в установках с испарительным охлаждением производственных агрегатов.

Использовать отработавший производственный пар можно несколькими способами:

- теплоснабжение потребителей;
- выработка электроэнергии;
- комбинированное использование пара полностью для теплоснабжения и частично на выработку электроэнергии, что обеспечивает круглогодичное потребление тепловых отходов.

Схема установки для использования отработавшего пара кузнечных молотов показана на рис. 4.2. В ней имеются все элементы, позволяющие использовать пар молотов, как для теплоснабжения, так и для выработки электроэнергии.

Отработавший в паровых молотах пар содержит хлопья сальниковой набивки и капли масла, поэтому для дальнейшего использования его подвергают очистке в набивко- и маслоуловителях. В паровых системах теплоснабжения пар подается непосредственно к потребителям. Однако в крупных и протяженных системах теплоснабжения транспортировка пара связана с большими затратами на сооружение коммуникаций. В этом случае, как правило, экономически целесообразнее применять водяную систему теплоснабжения. Теплоподготовительную установку размещают в непосредственной близости от места выхода отработавшего пара, а потребители получают теплоту с горячей водой, транспортируемой сетевым насосом.

Как отмечалось выше, графики выхода отработавшего пара и расхода теплоты потребителями не совпадают. Для выравнивания графика поступления пара к потребителям (теплоприемники, турбины

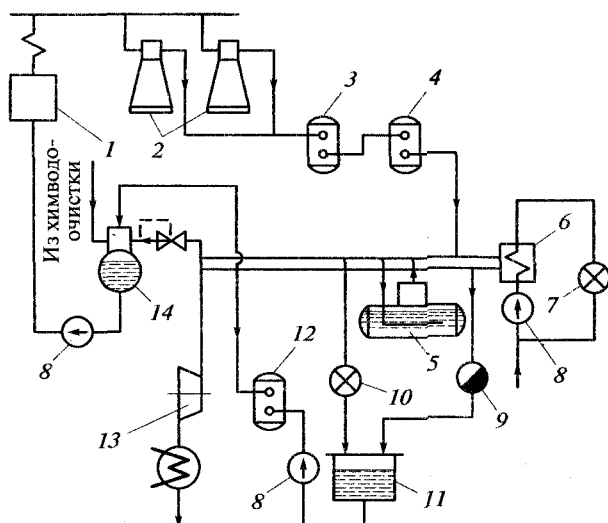


Рис. 4.2. Схема установки для использования отработавшего пара:

1 — паровой котел; 2 — паровой молот; 3 — набивкоуловитель; 4 — маслоотделитель; 5 — паровой аккумулятор; 6 — пароводяной подогреватель; 7 — потребители горячей воды; 8 — насос; 9 — конденсатоотводчик; 10 — потребители пара; 11 — конденсатосборный бак; 12 — устройство для очистки конденсата; 13 — турбина низкого давления (мятого пара); 14 — деаэратор

низкого давления), устранения перебоев в их снабжении в схеме целесообразно устанавливать паровые аккумуляторы переменного давления, которые нашли широкое применение в энергетическом хозяйстве. Схема включения аккумулятора показана на рис. 4.3. Аккумуля-

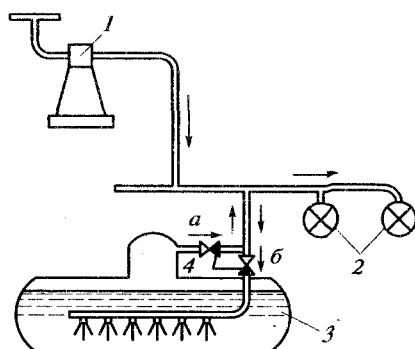


Рис. 4.3. Схема включения парового аккумулятора переменного давления:

1 — паровой молот; 2 — потребители пара; 3 — аккумулятор пара; 4 — обратный клапан; а, б — ответвления паропровода

лятор присоединяется к паропроводу. Если давление в паропроводе возрастает, пар по ответвлению *б* проходит через обратный клапан (в подводный коллектор) и далее через сопла в водяное пространство аккумулятора. Поступления пара по ответвлению *а* в сухопарник аккумулятора не произойдет, так как этому воспрепятствует обратный клапан.

Пар, поступивший в водяное пространство аккумулятора, конденсируется, и, так как его давление несколько выше, чем в аккумуляторе, он нагревает воду. Последняя испаряется с поверхности водяного объема, в результате чего давление пара в паровом пространстве повышается. Так протекает зарядка аккумулятора.

Когда расход пара потребителями превышает выход отработавшего пара из молотов, давление в линии становится ниже давления в аккумуляторе, пар из последнего начинает поступать по ответвлению *а* через обратный клапан в паровую магистраль. Давление в аккумуляторе понижается и перегретая вода испаряется — происходит разрядка аккумулятора. Пар, поступивший из аккумулятора в магистраль, пополняет разницу между расходом и притоком пара. Паровые аккумуляторы обычно выполняются в виде горизонтальных цилиндрических сосудов, заполненных на 90...95 % объема водой.

При проектировании аккумуляторов соотношение между длиной корпуса *l* и диаметром *d* принимают равным $t = (4 \dots 5)d$.

Тепловые потери изолированных аккумуляторов даже при установке их на открытом месте незначительны и не превышают 115...175 Вт/м².

Необходимая емкость парового аккумулятора может быть найдена из теплового баланса

$$Q_1 = Q_2 + Q_n, \quad (4.1)$$

где Q_1 — количество теплоты, содержащейся в аккумуляторе (горячей воде), до разрядки, кДж; Q_2 — то же, после разрядки, кДж; Q_n — теплота пара, полученного при разрядке, кДж.

Введем следующие обозначения: G_1 — масса воды в аккумуляторе до разрядки, кг; G_2 — то же после разрядки, кг; D — масса полученного в аккумуляторе пара, $D = G_1 - G_2$, кг; $t_{\text{нач}}$ и $t_{\text{кон}}$ — температура воды в аккумуляторе до и после разрядки, °С; c — теплоемкость воды, кДж/(кг · К); $i_{\text{кон}}$ — энтальпия пара в конце разрядки аккумулятора, кДж/кг.

С учетом введенных обозначений выражение (4.1) можно преобразовать к следующему виду:

$$G_1 c t_{\text{нач}} = (G_1 - D) c t_{\text{кон}} + D i_{\text{нач}}, \quad (4.2)$$

отсюда находим

$$G_1 = D \frac{i_{\text{кон}} - c t_{\text{кон}}}{c(t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}})}. \quad (4.3)$$

Полный объем аккумулятора, м³,

$$V_{\text{ак}} = \frac{G_1}{\alpha \rho_1} = \frac{D(i_{\text{кон}} - ct_{\text{кон}})}{\alpha \rho_1 (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}) c}, \quad (4.4)$$

где α — коэффициент, учитывающий долю заполнения аккумулятора водой, $\alpha = 0,9 \dots 0,95$; ρ_1 — плотность воды (конденсата) в начале разрядки, кг/м³.

Удельный объем аккумулятора, $\text{м}^3/\text{кг}$, отнесенный к 1 кг аккумуляруемого пара,

$$v_{\text{ак}} = \frac{V_{\text{ак}}}{D} = \frac{i_{\text{коп}} - ct_{\text{коп}}}{\alpha \rho_{\text{л}} (t_{\text{нач}} - t_{\text{коп}}) c}. \quad (4.5)$$

Размеры аккумулятора зависят от заданных значений начального и конечного давления и общей требуемой аккумулирующей способности, которая определяется по графику нагрузки аккумулятора. Использование аккумуляторной установки тем эффективнее, чем чаще и равномернее чередуются пики и провалы в графике нагрузки аккумулятора и чем короче периоды его зарядки и разрядки.

В ряде случаев давление отработавшего или вторичного пара оказывается недостаточным для имеющегося теплового потребителя. Повышение давления пара можно осуществить в теплонасосных установках: механических, абсорбционных и струйных, конструкции которых подробно рассмотрены в гл. 5.

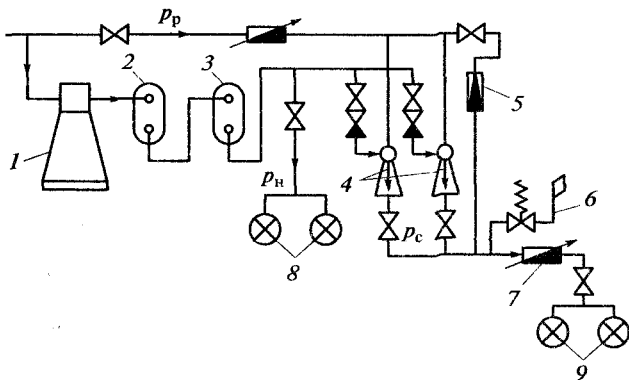


Рис. 4.4. Использование отработавшего пара молотов с помощью пароструйных компрессоров:

1 — паровой молот; 2 — набивкоуловитель; 3 — маслоотделитель; 4 — пароструйный компрессор; 5 — редуктор; 6 — предохранительный клапан; 7 — паромер; 8 — потребитель пара низкого давления; 9 — потребитель пара повышенного давления

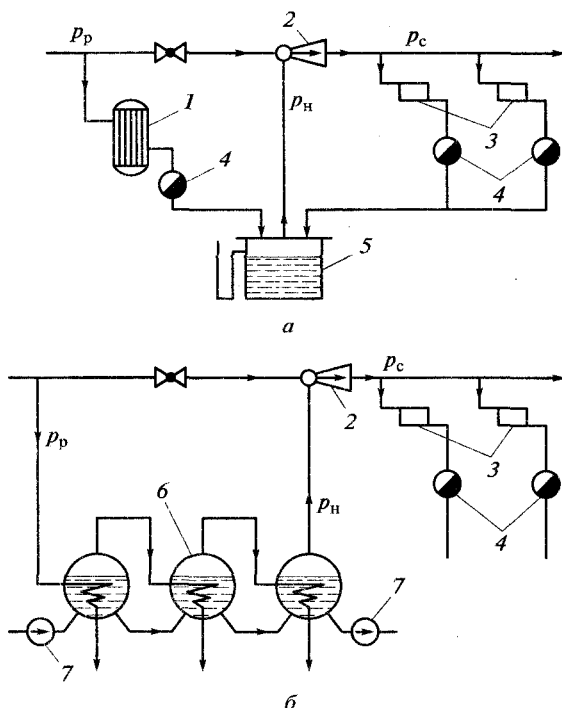


Рис. 4.5. Использование вторичного пара с помощью пароструйных компрессоров:

а — использование пара вторичного вскипания промышленного конденсата; *б* — использование вторичного пара испарительной установки; 1 — теплообменник; 2 — пароструйный компрессор; 3 — отопительный прибор; 4 — конденсатоотводчик; 5 — конденсатосборный бак; 6 — испаритель; 7 — насос

Для повышения давления отработавшего пара наибольшее распространение получили струйные теплонасосные установки, работающие по повысительной разомкнутой схеме, так называемые пароструйные компрессоры. Применение этих компрессоров позволяет уменьшить расходы острого пара и пара повышенного давления за счет частичного использования отработавшего пара.

На рис. 4.4 и 4.5 показаны различные схемы использования низкопотенциального пара с помощью пароструйных компрессоров. В случае применения этих схем на цели теплоснабжения предпочтение следует отдавать круглогодичным потребителям теплоты на производственные нужды (подогрев воды, идущей на ХВО и питание котлов, нагрев промывочных, масляных и других ванн), а также на горячее водоснабжение.

Отработавший пар нашел широкое применение для покрытия отопительно-вентиляционной нагрузки предприятия, а в ряде случа-

ев и заводских поселков, расположенных вблизи. Недостатком этого способа теплоснабжения является сезонность тепловой нагрузки, в связи с чем в летнее время резко ограничено потребление отработавшего пара. Для устранения этого недостатка в летнее время можно использовать отработавший пар для выработки холода (в пароэжекторных или абсорбционных холодильных машинах), главным образом для кондиционирования воздуха в производственных помещениях. Другим методом достижения более равномерного потребления отработавшего пара является его комплексное использование для теплоснабжения и выработки электроэнергии.

Установка конденсационных турбин низкого давления, работающих на отработавшем паре, требует значительных капиталовложений, в то время как удельная выработка электроэнергии такими турбинами невелика. Кроме того, турбины, не загруженные полностью (по расходу пара), резко ухудшают свои технические показатели. Использование низкопотенциального пара для выработки электрической энергии экономически целесообразно на крупных заводах, располагающих большими объемами пара от вторичных энергоресурсов.

4.2.2. Схемы использования теплоты горячей воды

Теплообменные аппараты промышленных предприятий в зависимости от характера технологического процесса потребляют пар различного давления (0,3 ... 1,5 МПа). Поэтому конденсат, отводимый из аппаратов, имеет температуру насыщения 130 ... 190 °С, энтальпия его составляет 560 ... 815 кДж/кг. Энтальпия конденсата может быть еще выше, если учесть, что через неплотности в конденсатоотводчиках прорывается некоторое количество пара, которое в зависимости от типа конденсатоотводчиков, правильного их выбора и состояния составляет около 5,0 ... 20 % объема пара, расходуемого в теплообменнике.

В открытых конденсатосборных системах конденсат, попадая в сборный бак, частично испаряется. Количество образующегося пара вторичного вскипания на 1 кг конденсата определяют по формуле

$$x = \frac{i_k - i_b}{r_a}, \quad (4.6)$$

где i_k — энтальпия конденсата, поступающего в бак, кДж/кг; i_b — энтальпия воды при температуре насыщения, соответствующей давлению в баке, кДж/кг; r — теплота парообразования при давлении в баке, Дж.

Для указанных выше параметров конденсата при его вскипании в баке, сообщенном с атмосферой (открытые системы сбора конден-

сата), количество образующегося пара вторичного вскипания равно 6... 18 % расхода конденсата, что в среднем составляет потерю теплоты около 320 кДж на 1 кг конденсата.

В закрытых конденсаторных системах горячий конденсат, если его не охлаждать, немедленно сравнивает давления в конденсатном баке и в теплообменнике, что недопустимо по условиям механической прочности бака. Таким образом, и в открытой и закрытой конденсаторных системах необходимо снизить температуру конденсата, поступающего в сборный бак, до $t_k = 100^\circ\text{C}$.

Рассмотрим некоторые схемы использования теплоты промышленного конденсата (рис. 4.6). Теплота от конденсата отбирается или в водяном теплообменнике, установленном на конденсатопроводе (рис. 4.6, а), или в конденсаторе вторичного вскипания (рис. 4.6, б и в).

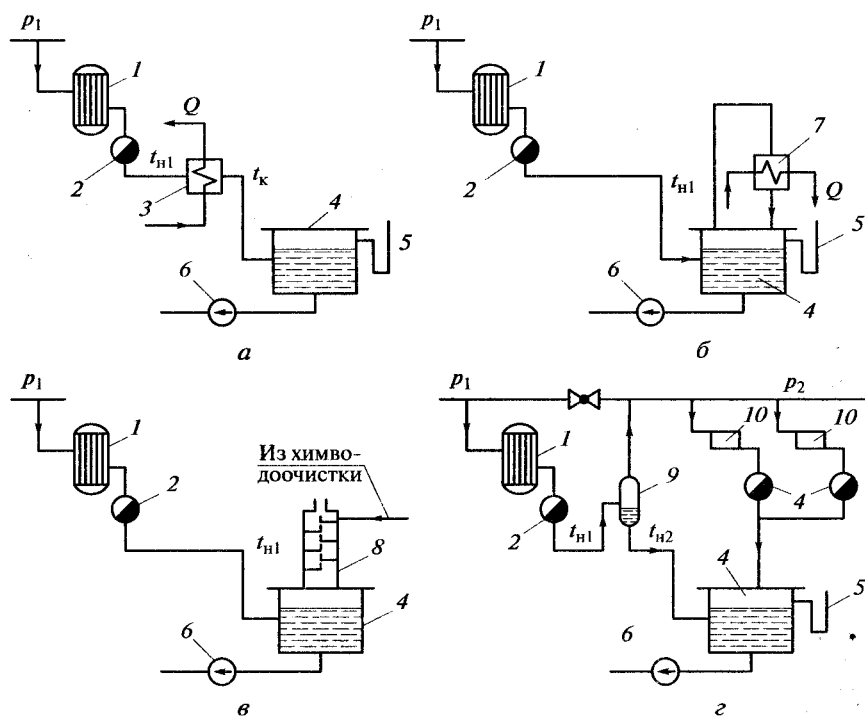


Рис. 4.6. Схема использования теплоты производственного конденсата:

а — поверхностный охладитель конденсата; б — конденсатор пара вторичного вскипания; в — смешивающий конденсатор пара вторичного вскипания; г — расширитель-сепаратор; 1 — паровой теплообменник; 2 — конденсатоотводчик; 3 — охладитель конденсата; 4 — конденсаторный бак; 5 — предохранительный гидрозатвор; 6 — насос; 7 — поверхностный конденсатор; 8 — смешивающий конденсатор; 9 — расширитель-сепаратор; 10 — отопительный прибор

Если в цехе имеется пар двух давлений p_1 и p_2 , возможна установка на конденсатопроводе расширителя-сепаратора (рис. 4.6, з). Горячий конденсат в расширителе частично вскипает, и образовавшийся пар поступает в отопительную систему. Оставшийся в расширителе конденсат, охлажденный до температуры $t_{н2}$, поступает в сборный бак. Возможно также использование пара вторичного вскипания, полученного из промышленного конденсата с помощью пароструйного компрессора. Ранее было дано описание этой схемы (см. рис. 4.5, а).

Теплота конденсата, как видно из схем, приведенных на рис. 4.6, обычно используется для теплоснабжения отопительно-вентиляционных систем, горячего водоснабжения производственных и санитарно-бытовых потребителей тепла.

Некоторые производственные агрегаты во время работы выделяют большое количество теплоты, которая должна быть отведена для поддержания нормального технологического процесса. Обычно в качестве охлаждающего агента применяют воду. Охлаждающая вода требуется для работы промышленных печей, различных конденсаторов поверхностного и смешивающего типа, многоступенчатых компрессоров, двигателей внутреннего сгорания и т. п. Наибольшего количества охлаждающей воды требуют промышленные печи.

Вода в печах, пройдя систему охлаждения, сбрасывается в дренаж или направляется в систему оборотного охлаждения. В обоих случаях со сбросной горячей водой теряется значительное количество теплоты. На крупных металлургических заводах эта потеря составляет 25...45 МВт. В ряде случаев охлаждающая вода бывает загрязнена производственными примесями (кислоты, щелочи, взвешенные частицы и др.). Поэтому вопрос об использовании воды должен решаться после тщательного анализа ее состава.

Неочищенную охлажденную воду нагревают в печах до температуры не выше 35...40 °С из-за возможного выпадения накипи при более высоких температурах. Это приводит к завышенным расходам охлаждающей воды и затрате энергии на ее перекачку. Подогрев охлаждающей воды до 70...95 °С допускается при незначительном содержании солей карбонатной жесткости (мягкая природная вода или химическая умягченная).

Следует помнить, что использование теплоты сбросной охлаждающей воды определяется в основном ее температурой: чем ниже температура, тем меньше возможностей утилизировать теплоту воды. Характер использования сбросной воды определяется ее количеством, а также тепловой схемой промышленного предприятия.

Как и другие низкотемпературные производственные отходы теплоты, сбросная вода может быть использована в системе водоприготовления заводской ТЭЦ или котельной для теплоснабжения пред-

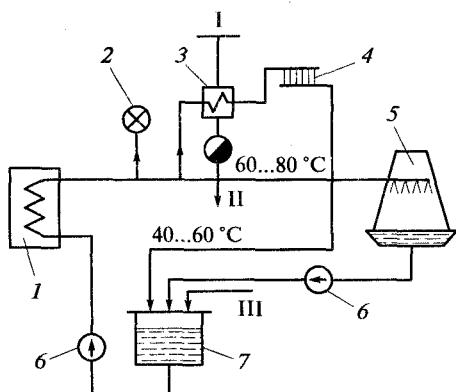


Рис. 4.7. Схема использования теплоты горячей воды:

1 — промышленная печь; 2 — потребители горячей воды; 3 — пароводяной подогреватель; 4 — отопительный прибор; 5 — охладитель воды (градирия); 6 — насос; 7 — сборный бак; I — пар; II — конденсат; III — вода

приятия и заводского поселка (особенно при открытой системе теплоснабжения).

На рис. 4.7 показана схема использования теплоты горячей воды охлаждающих устройств. Часть воды, нагретой в промышленной печи, непосредственно разбирают потребители. Другая часть, пройдя через подогреватели и отдав теплоту в отопительных приборах, возвращается в систему охлаждения. Для поддержания теплового баланса установки часть воды направляется в охладитель.

В ряде случаев целесообразно использовать нагретую воду для теплоснабжения сельскохозяйственных потребителей — парниково-тепличного хозяйства.

Весьма прогрессивным методом использования теплоты охлаждающей воды в настоящее время является метод перевода производственных агрегатов на охлаждение кипящей водой (рис. 4.8). Поступающая в производственный агрегат, например печь, охлаждающая вода частично испаряется. Полученный пар может быть направлен к тепловому потребителю или в турбину низкого давления для выработки электроэнергии.

Поскольку для подогрева и испарения 1 кг охлаждающей воды требуется около 2 500 кДж, расход ее через агрегат сокращается примерно в 20 раз по сравнению с водяным охлаждением, где перепад энтальпии воды

$$\Delta i = c \Delta t = 4,19 \cdot 30 = 125 \text{ кДж/кг.}$$

Выход пара при испарительном охлаждении металлургических печей составляет 0,17...0,22 т на 1 т чугуна. Давление полученного пара достигает следующих значений:

Мартеновские печи	1,2 МПа
Методические нагревательные печи	2,0 МПа
Электросталеплавильные печи	0,3...0,8 МПа

Одним из перспективных направлений утилизации тепловых ВЭР в настоящее время являются тепловые насосы, которые осуществляют обратный термодинамический цикл на низкокипящем рабочем веществе. Наиболее удобны и достаточно безопасны для использования в качестве рабочего тела фреоны — низкокипящие жидкости, представляющие собой углеводородные соединения, в которых атомы водорода частично замещены хлором или фтором.

Схема компрессионного теплового насоса приведена на рис. 4.9. В компрессор поступает сухой насыщенный пар, который в процессе изэнтропийного сжатия перегревается. Поступив в теплообменник потребителя, он отдает теплоту и при давлении p_1 охлаждается изобарически до температуры конденсации, а затем конденсируется при постоянной температуре. Расширение рабочего тела в дроссельном клапане при понижении давления от p_1 до p_2 сопровождается не только понижением его температуры, но и частичным испарением жидкости (рабочего пара) с образованием смеси (жидкость, + пар), которая, поступив в испаритель, отбирает теплоту от источника низкого потенциала. Для уменьшения доли пара в рабочем теле на выходе из дросселя перед ним установлен промежуточный теплообменник-регенератор, в котором жидкость на входе в дроссель несколько переохлаждается за счет поступающего из испарителя пара низкой температуры. Тогда пар перед компрессором соответственно перегревается. Это облегчает работу компрессора и предупреждает возможность попадания в него жидкости.

Применение теплонасосных установок для утилизации тепловых ВЭР и других низкотемпературных источников теплоты позволяет на

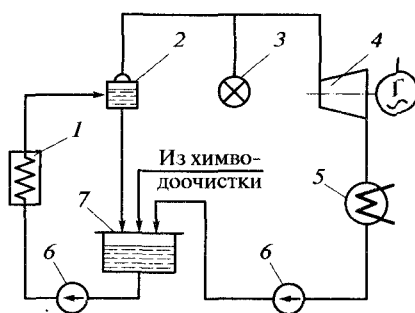


Рис. 4.8. Схема с испарительным отводом теплоты от производственного агрегата:

1 — источник производственной теплоты; 2 — испаритель (сепаратор); 3 — потребитель пара; 4 — турбина; 5 — конденсатор; 6 — насос; 7 — питательный бак

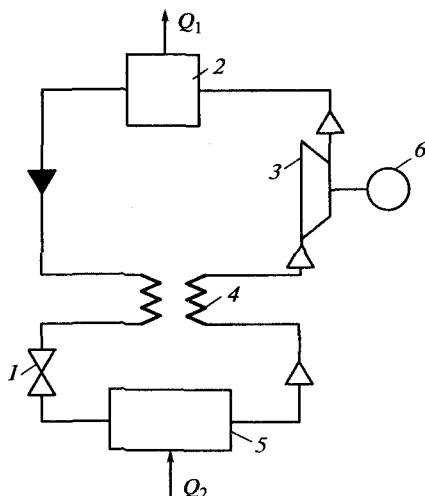


Рис. 4.9. Схема компрессионного теплового насоса:

1 — дроссель; 2 — теплообменник-потребитель; 3 — компрессор; 4 — теплообменник-регенератор; 5 — теплообменник источника теплоты; 6 — двигатель; Q_1 , Q_2 — отводимая и подводимая теплота

20...60 % снизить расходы топлива. Теплонасосные установки за счёт использования теплоты низкопотенциальных источников могут снабжать теплотой нужного потенциала такие производственно-технологические агрегаты, как моечные машины, сушильные установки, выварочные ванны, устройства для подогрева и регенерации

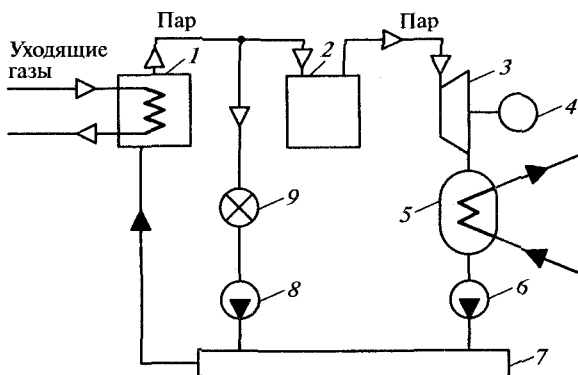


Рис. 4.10. Использование пара котла-утилизатора для комбинированного энергопроизводства:

1 — котел-утилизатор, 2 — тепловой насос; 3 — турбина; 4 — электродвигатель; 5 — конденсатор; 6, 8 — насосы; 7 — конденсатосборник; 9 — потребитель теплоты

масел, системы очистки, обмывки и сушки подвижного состава на транспорте, системы разогрева смерзшихся грузов и удаления их остатков из вагонов и цистерн и др.

Большие возможности для утилизации теплоты имеются при включении тепловых насосов в энергетическую схему ТЭЦ или электростанций, располагающих большими ресурсами тепловых отходов в виде уходящих газов и охлаждающей оборотной воды. Возможный вариант комбинированной схемы утилизации тепловых ВЭР электростанции с отбором пара для теплоснабжения показан на рис. 4.10.

4.3. Энергетическая эффективность использования вторичных тепловых ресурсов для теплоснабжения

Энергетическую эффективность использования ВЭР принято оценивать экономией теплоты в топливе, получающейся в той энергетической установке (ТЭС, котельная), которую замещает данная утилизационная установка.

При раздельной схеме энергоснабжения предприятия (конденсационная электроустановка и промышленная котельная) работа утилизационной установки не влияет на способ выработки электроэнергии. Поэтому экономия теплоты в топливе ΔQ_T , Дж, полученная в промышленной котельной при работе теплоутилизационной установки, равна

$$\Delta Q_T = \frac{Q_{\text{ут}}}{\eta_{\text{кот}}}, \quad (4.7)$$

где $Q_{\text{ут}}$ — количество полезной утилизационной теплоты, ГДж; $\eta_{\text{кот}}$ — КПД замещаемых котлов промышленной котельной.

Как следует из выражения (4.7), сэкономленная теплота в исходном топливе котельной несколько больше теплоты, полученной от утилизационной установки.

Если энергоснабжение промышленного предприятия осуществляется по комбинированной схеме от ТЭЦ, то работа теплоутилизационной установки снижает количество отпуска теплоты от теплофикационных турбин. Это в свою очередь сокращает количество электроэнергии, вырабатываемой по теплофикационному циклу. Недовыработка электроэнергии на заводской ТЭЦ должна быть восполнена электроэнергией, вырабатываемой по конденсационному циклу с высокими удельными расходами теплоты, что вызывает перерасход топлива. Таким образом, энергетическая эффективность использования вторичных тепловых ресурсов на теплоснабжение снижается.

Следовательно, действительная экономия теплоты (в топливе) ΔQ_T , Дж, получаемая от реализации теплоты ВЭР, равна разности

между количеством полезно утилизируемой теплоты и количеством дополнительной теплоты, затрачиваемой на восполнение недовыработанной электроэнергии по теплофикационному циклу:

$$\Delta Q_{\tau} = \frac{Q_{\text{ут}} - \Delta W_{\tau} (q_{\text{к}} - q_{\text{т}})}{\eta_{\text{кот}}}, \quad (4.8)$$

где $Q_{\text{ут}}$ — количество полезно утилизируемой теплоты, ГДж; ΔW_{τ} — электроэнергия, недовыработанная по теплофикационному циклу из-за включения в тепловую схему предприятия утилизационной установки, МВт · ч; $q_{\text{к}}, q_{\text{т}}$ — удельные расходы теплоты на производство электроэнергии по конденсационному и теплофикационному циклам, ГДж/(МВт · ч); $\eta_{\text{кот}}$ — КПД замещаемых котлов (на ТЭЦ).

При сравнительно небольших изменениях в тепловой схеме паротурбинной установки за счет использования теплоты ВЭР предприятия и неизменной электрической мощности турбины можно приближенно принять

$$\Delta Q_{\tau} = \frac{\xi Q_{\text{ут}}}{\eta_{\text{кот}}}, \quad (4.9)$$

где ξ — коэффициент ценности теплоты в данном отборе турбины,

$$\xi = y [1 + k(1 - y)], \quad (4.10)$$

где y — коэффициент недовыработки мощности паром отбора,

$$y = \frac{i_{\text{от}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}}; \quad i_0, i_{\text{от}}, i_{\text{к}} — \text{энтальпия пара соответственно перед турбиной, в отборе и в конденсаторе, кДж/кг; } k — \text{коэффициент, зависящий от начальных параметров паротурбинной установки и от особенностей схемы.}$$

Средние значения k для турбин с различным давлением острого пара:

Начальное давление	k
1,5 ... 3,5 МПа	0,20 ... 0,25
9,0 МПа	0,30
13,0 и 24,0 МПа	0,40 ... 0,45

4.4. Определение экономической эффективности использования вторичных энергоресурсов

В любых вариантах утилизации ВЭР основой экономической эффективности их использования является не только экономия топлива, но и обеспечиваемая за этот счет экономия затрат.

В соответствии с действующей методикой определения эффективности капиталовложений основой для оценки экономической эффективности использования ВЭР является значение приведенных затрат по данной схеме энергоснабжения, энергетической установке, агрегату

$$З = C + EK, \quad (4.11)$$

где $З$ — приведенные затраты, руб./год; C — годовые эксплуатационные издержки, руб./год; E — коэффициент эффективности капиталовложений, принимается равным 0,12; K — капиталовложения, руб.

Экономически наиболее эффективным вариантом решения является вариант, характеризующийся минимумом приведенных затрат.

При определении экономической эффективности использования ВЭР сопоставлению подлежат варианты энергоснабжения, обеспечивающие:

- удовлетворение потребности данного производства во всех видах энергии с учетом использования ВЭР;
- удовлетворение тех же потребностей данного производства во всех видах энергии без учета использования ВЭР.

В соответствии с основными методическими положениями технико-экономических расчетов в энергетике рассматриваемые варианты энергоснабжения для обеспечения их сопоставимости должны удовлетворять следующим требованиям:

- равный эффект энергоснабжения, т.е. каждый из вариантов должен обеспечивать одинаковую как по расходу, так и по заданному режиму подачу энергии потребителю;
- создание оптимальных для каждого из рассматриваемых вариантов условий их реализации, т.е. использование для каждого из них технически наиболее совершенного оборудования;
- обеспечение одинаковой надежности энергоснабжения, т.е. варианты с пониженной надежностью приводятся к варианту с необходимой надежностью путем дополнительного включения в схему мощностей для поддержания надежности энергоснабжения на необходимом уровне.

Иногда количество полученных на данном предприятии ВЭР не может быть полностью использовано из-за отсутствия потребителей. В этих случаях определение экономической эффективности использования ВЭР данного предприятия должно производиться на основе разработки вариантов энергоснабжения (с учетом и без учета использования ВЭР) не только самого предприятия, но и промышленного и жилого района, в котором оно размещается.

При расчете экономичности отдельных вариантов допускается рассматривать лишь соответствующие изменения приведенных затрат на тех участках сравниваемых схем энергоснабжения, которые изменяются при переходе от одной схемы энергоснабжения к другой.

При определении эффективности утилизации кроме перечисленных факторов необходимо также учитывать сопутствующие утилизации изменения показателей самих технологических агрегатов-источников ВЭР и других смежных участков производства (водоснабжение, транспорт, складское хозяйство и т.п.).

При сравнении затрат для различных схем энергоснабжения в варианте с использованием ВЭР стоимость последних принимают равной нулю. В удельные приведенные затраты по использованию ВЭР включают только затраты, связанные непосредственно с сооружением и эксплуатацией утилизационных установок.

Для каждого из рассматриваемых вариантов энергоснабжения, удовлетворяющих одной и той же потребности в энергии, определяют приведенные затраты, связанные с его реализацией. Приведенные затраты могут быть представлены для вариантов энергоснабжения с использованием ВЭР в виде

$$Z_{\text{ут}} = C_{\text{ут}} + EK_{\text{ут}} \quad (4.12)$$

и для вариантов энергоснабжения без использования ВЭР

$$Z_{\text{б.ут}} = C_{\text{б.ут}} + EK_{\text{б.ут}}, \quad (4.13)$$

где индексы «ут» и «б.ут» обозначают вариант энергоснабжения.

Экономическую эффективность использования ВЭР определяют путем сопоставления вариантов с использованием и без использования ВЭР, имеющих минимальные приведенные затраты.

Экономический эффект от использования ВЭР — расчетная экономия затрат — рассчитывают по разнице годовых приведенных затрат сравниваемых вариантов (руб./год):

$$\mathcal{E} = Z_{\text{б.ут}} - Z_{\text{ут}} \approx C_{\text{б.ут}} - C_{\text{ут}} + E(K_{\text{б.ут}} - K_{\text{ут}}). \quad (4.14)$$

Использование ВЭР является экономически целесообразным при положительном значении расчетной экономии затрат.

Выражение (4.14) для расчетной экономии затрат $\mathcal{E}$ можно представить в следующем виде:

$$\mathcal{E} = B_{\text{эк}} \Phi_{\Gamma} + \Delta C + E(K_{\text{б.ут}} - K_{\text{ут}}), \quad (4.15)$$

где $B_{\text{эк}}$ — экономия условного топлива при использовании ВЭР, т/год; Φ_{Γ} — замыкающие затраты на единицу сэкономленного условного топлива, руб./т; ΔC — разность затрат по эксплуатации систем энергоснабжения без утилизации и с утилизацией ВЭР (без топливной составляющей), руб./год. Величина ΔC учитывает изменения затрат на рабочую силу, воду, электроэнергию, текущий ремонт, амортизацию и т.п.

При определении расчетной экономии затрат экономическая эффективность использования ВЭР определяется только исходя из замыкающих затрат на топливо. Расчеты экономической эффективности являются основой выбора рациональных направлений использования ВЭР.

Выбор рациональных направлений использования горючих ВЭР осуществляется с учетом тех же принципиальных положений — централизации производства, укрупнения мощностей агрегатов, комбинирования производства тепловой и электроэнергии и т. п. — которые берутся в основу выбора направлений использования первичного топлива, с полным учетом основной специфики горючих ВЭР — весьма ограниченной их транспортабельности. Во всех вариантах необходимо предусматривать максимально возможное использование горючих ВЭР. При этом определение конкретного рационального направления использования горючих ВЭР зависит от конкретных значений энергетических нагрузок предприятий, развития систем электро- и теплоснабжения предприятия и района его размещения и выполняется по тому же принципу, что и выбор направления использования первичного топлива. Что же касается тепловых ВЭР, то при выборе рациональных направлений их использования необходимо учитывать целый ряд особенностей.

Для тепловых ВЭР характерными особенностями являются:

- относительно ограниченное их количество, получаемое от отдельных технологических агрегатов-источников ВЭР;
- во многих случаях относительно низкий потенциал энергоносителей.

Эти особенности тепловых ВЭР приводят к тому, что создаваемые для их использования утилизационные установки по своим производственным мощностям должны быть меньше, чем основные энергетические установки. Ограниченность параметров тепловых ВЭР снижает также экономическую эффективность комбинированного направления их применения, т. е. сооружения на их базе утилизационной ТЭЦ, по сравнению с эффективностью сооружения при тех же тепловых нагрузках ТЭЦ, сжигающей первичное топливо.

Однако при проведении расчетов на ближайшую перспективу в случаях возможности использования значительного количества тепловых ВЭР для выработки электроэнергии следует проверять эффективность сооружения на их базе утилизационных ТЭЦ.

На стадии перспективного планирования для обоснования целесообразности применения ВЭР экономические расчеты могут проводиться в более упрощенном виде с учетом только укрупненных сопоставимых показателей по самой утилизационной установке и энергетической установке, ею замещаемой. В этих предварительных расчетах для оценки эффективности использования ВЭР затраты на энергоносители, вырабатываемые на базе первичных топливно-энергетических ресурсов (в вариантах сравнения с ВЭР), должны форми-

роваться на основе замыкающих затрат на топливо, тепловую и электрическую энергию.

В общем виде при проведении перспективных расчетов экономии затрат можно определять по формуле

$$\mathcal{E} = B_{\text{эк}} \varphi_{\text{т}} + Q_{\text{и}} (C_{\text{зам}} - C_{\text{у.у}}) + E(\psi K_{\text{зам}} - K_{\text{у.у}}), \quad (4.16)$$

где $B_{\text{эк}}$ — экономия условного топлива за счет использования ВЭР, т/год; $\varphi_{\text{т}}$ — замыкающие затраты на сэкономленное условное топливо, руб./т; $C_{\text{зам}}$ — удельные эксплуатационные расходы, связанные с выработкой единицы энергии на замещаемой установке, без учета топливной составляющей, руб./ГДж; $C_{\text{у.у}}$ — удельные эксплуатационные расходы, связанные с выработкой единицы энергии на замещаемой и утилизационной установке, без учета топливной составляющей, руб./ГДж; $K_{\text{зам}}$ — капиталовложения в замещаемую установку для выработки того же количества энергии, которое производится утилизационной установкой, руб.; $K_{\text{у.у}}$ — капиталовложения в утилизационную установку, руб.; $Q_{\text{и}}$ — использование тепловых ВЭР, ГДж/год; ψ — коэффициент надежности при замещении мощности основных источников энергоснабжения утилизационными установками.

Коэффициент ψ зависит от типа утилизационных установок по их гарантированной мощности с учетом надежности энергоснабжения от утилизационных установок.

Для действующих предприятий эффективность использования ВЭР определяется также по формуле (4.16). При наличии на действующем заводе энергетической установки, работа которой будет частично замещаться использованием ВЭР, причем высвободившаяся мощность не может быть использована для других целей, капиталовложения в замещаемую установку в формуле (4.16) не должны учитываться. Если же действующая энергетическая установка полностью замещается использованием ВЭР и может быть демонтирована, то неамортизированная часть ее первоначальной стоимости должна добавляться к сумме капиталовложений в утилизационные установки.

Может подсчитываться также и заводская эффективность использования ВЭР, которая определяется приростом чистой прибыли (нетто прибыли), полученной за счет осуществления мероприятий по утилизации ВЭР. Прирост прибыли за счет использования ВЭР достигается на предприятии вследствие сокращения поставок топлива, поступления тепловой и электроэнергии со стороны.

В общем случае прирост прибыли за счет использования ВЭР (руб./год) может быть определен по формуле

$$\Delta\Pi = \Delta B_{\text{эк}} C + \Delta Q_{\text{и}} (C_{\text{т}} - C_{\text{т.ут}}) + \Delta W (C_{\text{э}} - C_{\text{э.ут}}) + \Delta C, \quad (4.17)$$

где $\Delta B_{\text{эк}}$ — уменьшение поставок условного топлива на предприятие в результате использования ВЭР, т/год; C — цена сэкономленного

условного топлива по действующим тарифам, руб./т; $\Delta Q_{\text{и}}$ — сокращение потребления теплоты со стороны за счет использования ВЭР, ГДж/год; $C_{\text{т}}$ — цена покупной тепловой энергии, руб./ГДж; $C_{\text{т.ут}}$ — себестоимость получения тепловой энергии в утилизационной установке, руб./ГДж; ΔW — сокращение потребления электроэнергии со стороны за счет утилизации ВЭР, МДж/год; $C_{\text{э}}$ — тариф энергосистемы, руб./МДж; $C_{\text{э.ут}}$ — себестоимость производства электроэнергии на утилизационной установке, руб./МДж; ΔC — уменьшение эксплуатационных затрат по предприятию в связи с переходом на использование ВЭР, кроме расходов по обслуживанию утилизационных установок, руб./год.

Если электрическая мощность утилизационной установки позволит предприятию снизить заявочную мощность (при двухставочном тарифе), то это должно быть учтено при определении дополнительной прибыли.

Если выработка энергии за счет ВЭР превышает собственную потребность предприятия и отпускается на сторону, необходимо учитывать дополнительный прирост прибыли за счет ее реализации.

Срок окупаемости капиталовложений на утилизацию ВЭР рассчитывают по формуле

$$T = \frac{\Delta \Phi}{\Delta \Pi}, \quad (4.18)$$

где $\Delta \Phi$ — капиталовложения для осуществления утилизации ВЭР, руб.; $\Delta \Pi$ — прирост чистой прибыли на предприятии за счет использования ВЭР, руб./год.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные группы ВЭР.
2. Что означает комбинированное использование ВЭР?
3. Какие ВЭР используют в черной металлургии?
4. В каких направлениях можно использовать отработавший производственный пар?
5. Как устроены паровые аккумуляторы переменного давления?
6. Каким образом можно использовать отработавший пар в летнее время?
7. В каком случае экономически целесообразно применение низкочастотного пара для выработки электрической энергии?
8. Чем определяется использование теплоты сбросной охлаждающей воды?
9. В чем сущность метода перевода производственных агрегатов на охлаждение кипящей водой?
10. Каким образом принято оценивать энергетическую эффективность использования вторичных энергоресурсов?

ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

5.1. Термодинамические основы трансформации теплоты

Устройства, служащие для переноса тепловой энергии от тела с более низкой температурой T_n (теплоотдатчика) к телу с более высокой температурой T_b (теплоприемнику), называют трансформаторами теплоты. Чтобы осуществить такое преобразование теплоты, необходимо затратить внешнюю энергию: механическую, электрическую, химическую и др. В зависимости от того, на каком температурном уровне по отношению к температуре окружающей среды T_0 , которую обычно принимают равной 20°C , работают трансформаторы теплоты, их подразделяют на холодильные и теплонасосные установки.

В холодильных установках температура теплоотдатчика ниже температуры окружающей среды — $T_n < T_0$, а температура теплоприемника равна температуре окружающей среды — $T_b = T_0$.

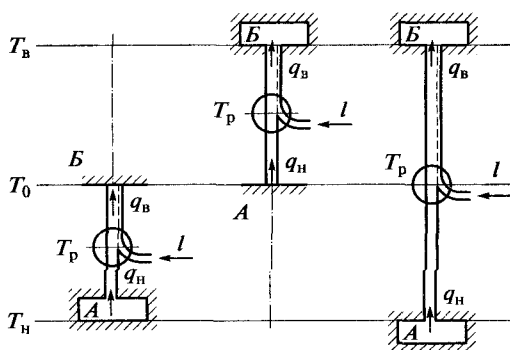
В теплонасосных установках температура теплоотдатчика равна или несколько выше температуры окружающей среды, а температура теплоприемника значительно выше температуры окружающей среды, т.е. $T_n \geq T_0$ и $T_b \gg T_0$.

Трансформатор теплоты может работать одновременно как холодильная и теплонасосная установка. В этом случае $T_n < T_0$ и $T_b > T_0$. Такой процесс называется комбинированным. На рис. 5.1 приведены принципиальные схемы работы трансформаторов теплоты. Холодильный процесс (рис. 5.1, а) протекает следующим образом. Охлажденное тело A отдает теплоту хладагенту при температуре $T_n < T_0$. Затем в холодильной машине за счет подведенной механической энергии l происходит повышение температуры хладагента до температур T_0 . Нагретый хладагент передает в окружающую среду количество теплоты $q_b = q_n + l$. Процесс в тепловом насосе (рис. 5.1, б) протекает аналогично, но при других температурных потенциалах, в соответствии с назначением установки — передать нагреваемому телу B части теплоты окружающей среды с более низкой температурой.

В комбинированном процессе (рис. 5.1, в) происходит одновременно выработка теплоты и холода — охлаждается среда A и нагревается среда B .

Рис. 5.1. Принципиальная схема работы трансформаторов теплоты:

а — холодильная установка; *б* — теплонасосная установка; *в* — комбинированная установка



Согласно второму закону термодинамики переход теплоты от менее нагретого тела к более нагретому возможен только при дополнительной затрате работы или теплоты извне и осуществляется путем совершения обратного кругового термодинамического процесса (цикла). По принципу обратных циклов работают трансформаторы теплоты, предназначенные для переноса теплоты с низшего температурного уровня на более высокий. Наиболее совершенным циклом для осуществления такого процесса является обратный цикл Карно.

На рис. 5.2 изображены обратные циклы Карно для трансформаторов теплоты, осуществляющих холодильный, теплонасосный и комбинированный процессы. Адиабатическое сжатие в цикле Карно осуществляется в компрессоре с затратой работы, а расширение — в детандере с получением работы.

Основное уравнение теплового баланса обратного кругового процесса

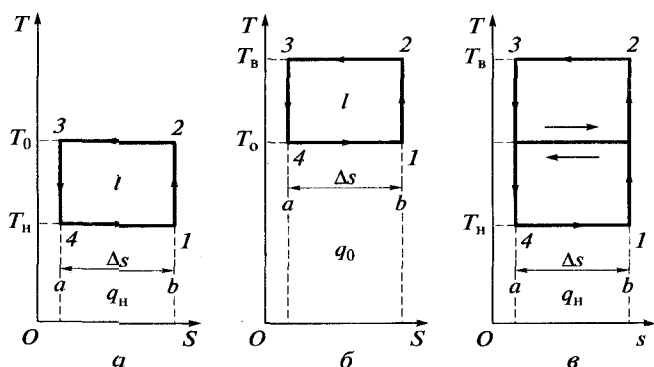


Рис. 5.2. Диаграммы обратных циклов:

а — холодильный цикл; *б* — цикл теплового насоса; *в* — комбинированный цикл

$$q_{\text{в}} = q_{\text{н}} + l, \quad (5.1)$$

где $q_{\text{в}}$ — теплота, переданная телу с более высокой температурой, Дж; $q_{\text{н}}$ — теплота, отведенная от охлажденного тела, Дж; l — энергия, подведенная к рабочему телу, Дж.

Эффективность обратного холодильного цикла (рис. 5.2, а) определяется *холодильным коэффициентом* ε , т.е. отношением количества теплоты, отведенной от охлаждаемого тела, к затраченной в цикле работе:

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{н}}}{l} = \frac{q_{\text{н}}}{q_0 - q_{\text{н}}}, \quad (5.2)$$

где q_0 — начальная теплота тела, Дж.

Холодильный коэффициент цикла Карно

$$\varepsilon_{\text{К}} = \frac{T_{\text{н}} \Delta s}{(T_0 - T_{\text{н}}) \Delta s} = \frac{T_{\text{н}}}{T_0 - T_{\text{н}}}, \quad (5.3)$$

где Δs — изменение энтропии тела, кДж/кг.

Из выражения (5.3) следует, что холодильный коэффициент не зависит от свойств рабочего агента, а определяется лишь температурами охлаждаемой среды $T_{\text{н}}$ и среды, которая воспринимает теплоту T_0 . Увеличение температуры теплопередатчика $T_{\text{н}}$ и уменьшение разности $T_0 - T_{\text{н}}$ повышает холодильный коэффициент и, следовательно, энергетическую эффективность работы холодильной установки. Теория холодильных машин рассматривает условия, при которых коэффициент ε может иметь наибольшее значение. Из совместного решения уравнений (5.2) и (5.3) можно определить минимальную работу, необходимую для холодильной машины, при получении искусственного холода:

$$l = \frac{q_{\text{н}}}{T_{\text{н}}} (T_0 - T_{\text{н}}). \quad (5.4)$$

Соответственно удельные затраты работы (на единицу полученного холода)

$$\Theta_{\text{х}} = \frac{l}{q_{\text{н}}} = \frac{T_0 - T_{\text{н}}}{T_{\text{н}}} = \frac{T_0}{T_{\text{н}}} - 1. \quad (5.5)$$

Тепловой насос (рис. 5.2, б) работает аналогично холодильной машине, но при более высоких температурах.

Эффективность теплового насоса характеризует *коэффициент преобразования* ϕ , т.е. отношение теплоты, полученной телом температурой $T_{\text{в}}$, к механической работе, затраченной в установке:

$$\varphi = \frac{q_B}{l} = \frac{q_B}{q_B - q_0}. \quad (5.6)$$

Коэффициент преобразования и холодильный коэффициент связаны между собой следующим соотношением:

$$\varphi = \frac{q_B}{q_B - q_0} = \frac{q_B - q_0 + q_0}{q_B - q_0} = 1 + \frac{q_0}{q_B - q_0} = 1 + \varepsilon_0, \quad (5.7)$$

где $\varepsilon_0 = \frac{q_0}{q_B - q_0}$.

Соответственно коэффициент преобразования для цикла Карно

$$\varphi_K = 1 + \varepsilon_K = 1 + \frac{T_0}{T_B - T_0} = \frac{T_B}{T_B - T_0}. \quad (5.8)$$

Работу, необходимую для выработки теплоты в теплонасосной установке, можно определить из уравнений (5.6) и (5.8):

$$l = q_B \frac{T_B - T_0}{T_B}; \quad (5.9)$$

Удельная затрата работы (на единицу выработанной теплоты) равна:

$$\Theta_T = \frac{l}{q_B} = \frac{T_B - T_0}{T_B} = 1 - \frac{T_0}{T_B}. \quad (5.10)$$

Трансформаторы теплоты, работающие по комбинированному циклу (рис. 5.2, в), нашли применение на объектах, где одновременно требуется и теплота, и холод, например на предприятиях, расходующих горячую воду температурой 40...70 °С на технологические и бытовые нужды и холодную воду температурой 3...8 °С для кондиционирования воздуха помещений.

В действительных (необратимых) циклах трансформаторов теплоты значения холодильного коэффициента преобразования ниже, чем в обратных циклах. Степень отклонения зависит от необратимых потерь, обусловленных конечной разностью температур при теплообмене с внешними источниками теплоты.

Температура рабочего тела всегда бывает ниже температуры теплодатчика и выше температуры теплоприемника. Увеличение перепада температур $T_0 - T_H$ в холодильном процессе, а в цикле теплового насоса $T_B - T_0$ вызывает в машине дополнительную затрату работы.

На снижение коэффициентов ϵ и ϕ влияют также дополнительная затрата работы на преодоление сил трения в самой машине и потери с дросселированием, вводимым в обратные циклы.

Для холодильных машин, в которых затрачивается тепловая энергия, характеристика цикла определяется *тепловым коэффициентом* ξ , представляющим собой отношение полученного холода (отведенного от охлаждаемого тела) q_n к затраченной в цикле тепловой энергии q_p , т.е.

$$\xi = \frac{q_n}{q_p}. \quad (5.11)$$

Тепловой коэффициент имеет важное значение для термодинамических расчетов холодильных машин.

5.2. Основные типы установок для трансформации теплоты

В холодильных установках осуществляется искусственное охлаждение тел, температура которых ниже температуры окружающей среды.

В настоящее время искусственный холод широко используют в промышленности, на транспорте, в сельском хозяйстве, а также в быту. Применение искусственного холода способствует обеспечению и усовершенствованию технологических процессов, повышению качества продукции, эффективному развитию ряда ведущих отраслей экономики, возникновению новых отраслей техники и улучшению условий труда и бытовых условий населения.

Приведем несколько примеров использования искусственного холода в промышленности:

- металлургическая промышленность — охлаждение и осушка дутьевого воздуха для повышения выхода металла при выплавке чугуна и стали;
- металлообрабатывающая промышленность — получение кислорода и инертных газов для сварки и резки металлов, термическая обработка металлов;
- химическая промышленность — регулирование направлений и скорости химических реакций, ожижение газов;
- нефтяная промышленность — очистка масла от парафина и других легкозастывающих компонентов.

Искусственный холод нашел широкое применение также в газовой, горной, пищевой, медицинской, парфюмерной промышленности, энергетике, авиации и космонавтике, научно-исследовательских лабораториях, спортивных сооружениях, для кондиционирования воздуха в зданиях различного назначения и т.д.

В теплонасосных установках для теплоснабжения используется теплота окружающей среды или других низкопотенциальных сред.

Одним из средств теплоснабжения являются тепловые насосы, которые в настоящее время пока еще не получили широкого распространения. Теплоснабжение от тепловых насосов не может конкурировать с теплофикацией, и только в тех случаях, когда централизованное теплоснабжение экономически нецелесообразно, например, в районах с низкой плотностью теплопотребления, применение теплонасосных установок может оказаться выгоднее, чем работа местных котельных или отопительных печей.

Источниками низкопотенциальной теплоты в теплонасосных установках служат естественная среда (воздух, вода, грунт) или промышленные отходы теплоты.

Основным условием, благоприятствующим применению тепловых насосов, является сравнительно небольшой перепад между температурами теплоприемника T_v и теплоотдатчика T_n . Поэтому при использовании промышленных отходов теплоты тепловые насосы, при прочих равных условиях, расходуют меньше механической энергии, чем при использовании теплоты окружающей среды.

Установки для трансформации теплоты различают по следующим признакам: принципу работы; виду осуществляемого процесса; характеру трансформации; периодичности работы.

По принципу работы трансформаторы подразделяют на компрессионные (паровые и газовые), сорбционные, струйные, термоэлектрические и магнитные установки.

По виду осуществляемого процесса различают трансформаторы теплоты, работающие по замкнутому циклу и по разомкнутому процессу.

В первой группе трансформаторов рабочий агент циркулирует в замкнутом контуре (паровые компрессионные, абсорбционные и некоторые газовые и струйные эжекторные установки). Во второй группе агент при работе полностью или частично выводится из установки (в виде полезного продукта или отхода). Вместо отведенного в установку подается такое же количество рабочего агента извне.

По разомкнутому процессу работают установки для ожижения и замораживания газов и в ряде случаев — газовые компрессионные и струйные установки.

По характеру трансформации различают установки, работающие по повысительной и расщепительной схемам.

В установках, работающих по повысительной схеме, подведенная низкопотенциальная теплота преобразуется в высокопотенциальную. По этой схеме работает большинство холодильных, теплонасосных и комбинированных установок (см. рис. 5.1). В расщепительных схемах поток теплоты среднего потенциала расщепляется на два потока теплоты — низкого и повышенного потенциала. Работа установки осуществляется за счет энергии теплового потока среднего потен-

циала. По расщепительной схеме работают струйные вихревые установки и некоторые компрессионные и абсорбционные установки.

По периодичности работы различают трансформаторы теплоты непрерывного и периодического действия.

Установки периодического действия применяют в некоторых типах трансформаторов теплоты (абсорбционные установки) небольшой производительности. Они могут быть выполнены с меньшим числом элементов оборудования за счет совмещения функций отдельных элементов установки в одном аппарате.

5.3. Рабочие агенты и хладоносители в трансформаторах теплоты

Для осуществления процессов в трансформаторах теплоты применяют рабочие вещества (агенты), обладающие необходимыми термодинамическими и физико-химическими свойствами. Они могут быть однородными или смесью нескольких (обычно двух) веществ. У большинства трансформаторов теплоты рабочие вещества подвергаются фазовым превращениям.

В настоящее время в трансформаторах теплоты применяют следующие рабочие вещества:

- холодильные агенты — вещества, имеющие при атмосферном давлении низкую температуру кипения t_s (80... 130 °С). Холодильные агенты с температурой кипения 80... 30 °С используют обычно в теплонасосных установках, а с более низкими температурами кипения (0... 130 °С) — в установках умеренного холода;

- газы и газовые смеси (в том числе и воздух) с низкими температурами кипения;

- рабочие агенты и абсорбенты абсорбционных установок;

- вода (применяется в холодильных установках, где температура нижнего источника теплоты $t_n > 0$ °С, например для кондиционирования воздуха).

Для экономичной и безопасной работы трансформаторов теплоты холодильный агент должен удовлетворять следующим требованиям:

- иметь невысокое избыточное давление при температуре кипения и конденсации, большую теплопроизводительность на 1 кг агента, малый удельный объем пара, малую теплоемкость жидкости для уменьшения потерь от дросселирования и высокие коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи;

- иметь невысокую вязкость, возможно более низкую температуру затвердения, не растворяться в масле;

- быть химически стойким, не горючим, не взрывоопасным, не вызывать коррозии металлов;

- быть безвредным для организма человека;

- быть доступным и недорогим.

Рабочие агенты газовых холодильных установок должны иметь низкую нормальную температуру кипения, иметь малую вязкость, большую теплопроводность и теплоемкость c_p , мало зависящую от температуры и давления.

Рабочие агенты абсорбционных установок, кроме удовлетворения вышеперечисленных требований, должны хорошо абсорбироваться и десорбироваться в сочетании с соответствующими сорбентами.

Полностью удовлетворить всем перечисленным требованиям не может ни один из используемых в настоящее время холодильных агентов. Поэтому при выборе холодильного агента следует учитывать назначение холодильной установки, условия работы и конструктивные особенности машины.

Основную роль при выборе агента играют следующие его свойства: токсичность, горючесть и воспламеняемость, коррозионная активность и стоимость. Большое значение при расчетах трансформаторов теплоты имеют вязкость, теплопроводность и теплоемкость холодильного агента в жидком и парообразном состоянии. Так, вязкость оказывает влияние на выбор оптимальной скорости агента в клапанах компрессора, в оборудовании и коммуникациях холодильной установки. Теплопередача в теплообменных аппаратах зависит от теплопроводности, теплоемкости и вязкости агента.

Зависимость давлений на всасывании и нагнетании компрессора от заданных температур хладагента определяет размеры компрессора, экономичность его работы, потребляемую мощность. Значение удельной объемной холодопроизводительности на 1 м^3 всасываемого пара q_v также влияет на габариты компрессора: чем больше q_v , тем меньше размеры компрессора.

Основные термодинамические свойства хладагентов приводятся в таблицах и на T, s -диаграммах. Расчет и построение циклов компрессорных машин выполняют с помощью этих диаграмм. Химические свойства хладагентов характеризуются взрывоопасностью и воспламеняемостью, температурой разложения, а также растворимостью в масле, воздействием на материалы (металлы), взаимодействием с водой. Первые два фактора являются решающими при выборе холодильного агента.

Некоторые хладагенты обладают токсичными свойствами. Наиболее опасными в этом отношении являются сернистый ангидрид, хлористый метил и в несколько меньшей степени аммиак. Первые два хладагента в настоящее время не применяют. Менее вредными считаются фреон-11 и фреон-22. Фреон-12 и фреон-114 являются нетоксичными, и их вредное влияние может сказаться при вытеснении этими газами воздуха помещения. Жидкий хладагент, попадая на кожу, вызывает обморожение; он также опасен для глаз.

Аммиак применяют главным образом в поршневых компрессорных и абсорбционных установках. Это бесцветный газ с резким запахом. Он токсичен, горюч и взрывоопасен, разъедает металлы (кро-

ме фосфористой бронзы). Аммиак слабо растворяется в масле, но интенсивно поглощается водой. К достоинствам аммиака относятся высокая объемная теплопроизводительность, малый удельный объем при температурах испарения в основной области его использования, умеренные давления в конденсаторе и испарителе, сравнительно высокие значения теплоты парообразования, теплоемкости и коэффициента теплопроводности. Его утечки легко обнаруживаются по резкому запаху. Область использования аммиака — для температур кипения до -60°C и температур конденсации до $+40^{\circ}\text{C}$.

Фреоны — производные насыщенных углеводородов, содержащие фтор и хлор. Фреоны практически безвредны и в большинстве случаев не взрывоопасны. Фреоны при отсутствии влаги нейтральны ко всем металлам, почти не растворяются в воде, не взаимодействуют со смазочными маслами, но интенсивно растворяются в них. Высокая текучесть фреонов требует особой герметичности всей установки.

Фреоны обладают большой плотностью, что приводит к необходимости снижать скорость их движения в элементах холодильной установки. Термодинамические свойства фреонов зависят от их молекулярного состава. В настоящее время в холодильной технике наиболее часто используют фреон-11, фреон-12, фреон-13, фреон-22 и фреон-142. Из этой группы фреонов самый распространенный — фреон-12. Он обладает меньшей удельной объемной холодопроизводительностью и более низкими давлениями, чем аммиак. Фреон-12 применяют в компрессорных холодильных машинах для температур кипения до -25°C и конденсации до $+60^{\circ}\text{C}$. Другие фреоны применяют в поршневых холодильных машинах и турбокомпрессорах для различных температур кипения и конденсации. Фреон-142 используют в цикле теплового насоса.

Диоксид углерода — бесцветный газ без запаха, применяется в установках для выработки сухого льда. Он относительно безвреден, негорюч, химически неагрессивен. Процессы кипения и конденсации диоксида углерода происходят при высоких давлениях из-за низкой критической температуры ($t_{\text{кр}} = +31^{\circ}\text{C}$) и высокого критического давления ($p_{\text{кр}} = 7,5 \text{ МПа}$). Поскольку рабочий процесс протекает вблизи критической точки, возрастают затраты работы на получение холода.

В качестве рабочих агентов используют также воздух, азот, кислород, водород, метан и нейтральные газы (неон, аргон, гелий и др.).

В рабочем цикле абсорбционных установок осуществляются последовательно реакции поглощения (абсорбция) рабочего вещества абсорбентом, а затем освобождения (десорбция) абсорбента от рабочего агента. Поэтому рекомендовать применение того или иного рабочего вещества можно, если для него найден соответствующий поглотитель (абсорбент).

Хладоносителями называют жидкие или газообразные низкопотенциальные теплоносители, отбирающие теплоту от охлаждаемой

среды и передающие его хладагентам в испарителе холодильной машины. Хладоноситель является транспортирующей средой и участвует в процессах теплообмена у потребителей холода и в испарителе холодильной машины, когда они установлены раздельно. Хладоносители должны удовлетворять следующим требованиям:

- иметь низкую температуру замерзания, обладать высокой теплоемкостью и малой вязкостью;
- быть химически стойкими и нейтральными по отношению к металлам, малотоксичными, негорючими, взрывобезопасными;
- не образовывать отложений на теплопередающих поверхностях холодильных установок;
- быть доступными к применению (изготовлению) и дешевыми.

В качестве хладоносителей обычно применяют: воздух, воду, водные растворы хлоридов кальция и натрия, а в низкотемпературных установках — растворы этиленгликоля, фреон-11, фреон-30 и др.

5.4. Холодильные установки

5.4.1. Газовые компрессионные холодильные машины

В воздушных холодильных машинах низкие температуры получают за счет адиабатного расширения воздуха при совершении внешней работы. Воздух является наиболее распространенным хладоносителем в газовых холодильных машинах. Схемы и рабочие циклы холодильных машин, работающих на других газах, аналогичны.

Схемы работы воздушной холодильной машины и ее цикл на T, s -диаграмме приведены на рис. 5.3.

Воздух из охлаждаемого помещения 4 при температуре T_1 засасывается компрессором 1 и после адиабатного сжатия до давления p_1 (линия 1—2) подается в охладитель 2, где охлаждается водой при постоянном давлении до температуры T_3 . Сжатый охлажденный воздух поступает в детандер (расширитель), где совершает полезную работу при адиабатном расширении до первоначального давления p_0 .

При расширении воздух охлаждается до температуры T_4 (линия 3—4) и вновь поступает в охлаждаемое помещение, где нагревается при постоянном давлении до температуры T_1 (линия 4—1). Далее процесс повторяется. На T, s -диаграмме количество теплоты q_0 , отнятой 1 кг воздуха от охлаждаемого помещения (удельная холодопроизводительность), выражается площадью 1—4—5—6, а количество теплоты q , отданное охлаждающей воде, — площадью 2—3—5—6. Работа $l = q - q_0$, затраченная за цикл, изображается площадью 1—2—3—4. Она равна разности работ компрессора и детандера. Работа l , затрачиваемая в воздушной холодильной машине, значительно больше работы обратного цикла Карно (площадь 1—2'—3—3') при тех же изотермах T_1 и T_3 и адиабатах 1—2' и 3—3',

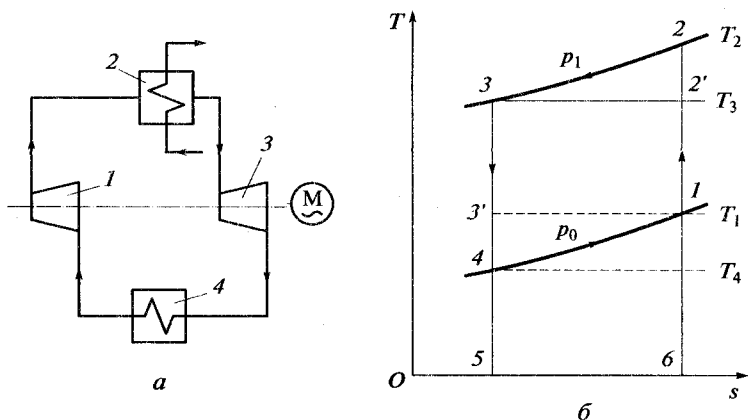


Рис. 5.3. Схема (а) и цикл на T,s -диаграмме (б) газовой компрессионной холодильной машины:

1 — турбокомпрессор с электродвигателем; 2 — охладитель; 3 — детандер; 4 — нагреватель (охлаждаемое помещение)

а холодопроизводительность соответственно меньше (площадь 1—4—5—6 меньше площади 1—3'—5—6). Поэтому холодильный коэффициент теоретического цикла воздушной машины намного ниже, чем в обратном цикле Карно. Кроме того, воздушные холодильные машины громоздки, так как на единицу выработанного холода из-за малой теплоемкости воздуха ($c = 0,998 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$) его требуется подать значительное количество. Вследствие указанных недостатков поршневые воздушные холодильные машины в настоящее время не применяют. Благодаря компактности и способности перемещать большие объемы циркулирующего воздуха распространение получили воздушные холодильные машины с турбокомпрессорами. Холодильный коэффициент теоретического цикла воздушной холодильной машины

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{Gc(T_1 - T_4)}{Gc(T_2 - T_1) - Gc(T_3 - T_4)} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}. \quad (5.12)$$

Из выражения (5.12) следует, что увеличение отношения p/p_0 приводит к снижению холодильного коэффициента (увеличивается разность $T_2 - T_1$).

5.4.2. Паровые компрессионные холодильные машины

В цикле паровой компрессионной холодильной машины происходит непрерывное фазовое превращение рабочего тела (кипение, а

затем конденсация). Принципиальная схема одноступенчатой паровой холодильной машины и ее рабочий цикл на T, s -диаграмме приведены на рис. 5.4. Основными элементами оборудования установки являются компрессор, конденсатор, детандер (расширитель) и испаритель. Цикл машины, представляющий собой обратный цикл Карно, происходит в области влажного пара.

Холодильный агент кипит в испарителе 1 при давлении p_0 и температуре T_0 (линия 4—1 на T, s -диаграмме). При этом от охлаждаемого тела отводится теплота q_0 . Влажный пар из испарителя засасывается компрессором 2 и сжимается адиабатически до давления p_1 (линия 1—2) с повышением температуры до T . Компрессор нагнетает сжатый пар в конденсатор, где пар конденсируется при постоянных давлении p и температуре T (линия 2—3), отдавая охлаждающей воде теплоту q .

Жидкий хладагент поступает в детандер 4 и расширяется адиабатно до давления p_0 и температуры T_0 (линия 3—4), производя полезную работу за счет внутренней энергии. Далее хладагент поступает в испаритель и рабочий цикл повторяется снова. Теплота, отведенная в испаритель q_0 и отданная охлаждающей воде q , измеряется соответственно площадями 1—4—5—6 и 2—3—5—6, а работа, затраченная в цикле, — площадью 1—2—3—4. Холодильный коэффициент цикла, как указывалось выше, равен

$$\epsilon_K = \frac{q_0}{l} = \frac{T_0}{T - T_0}.$$

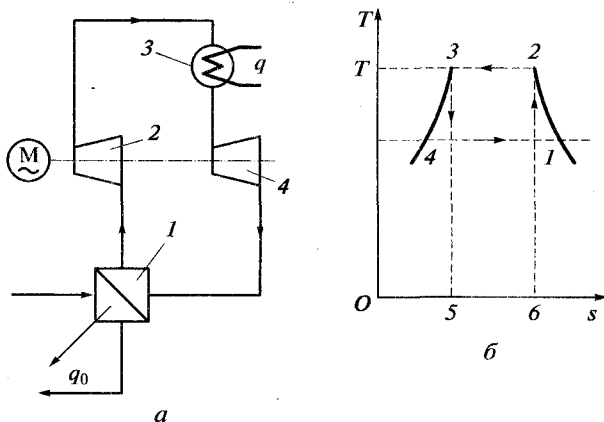


Рис. 5.4. Схема (а) и цикл на T, s -диаграмме паровой компрессионной машины:

1 — испаритель; 2 — турбокомпрессор с электродвигателем; 3 — конденсатор; 4 — детандер

Значения хладагента q_0 и q можно найти через энтальпии

$$q_0 = i_1 - i_4 = r_0 (x_1 - x_4); \quad (5.13)$$

$$q = i_2 - i_3, \quad (5.14)$$

где i_1, i_2, i_4 — энтальпии пара соответственно в точках 1, 2 и 4 рабочего цикла (см. рис. 5.4), кДж/кг; i_3 — энтальпия жидкости при давлении p и температуре T , кДж/кг; r_0 — теплота парообразования при давлении p_0 , кДж/кг; x_1 и x_4 — степень сухости пара в точках 1 и 4 рабочего цикла.

5.4.3. Струйные (пароэжекторные) холодильные машины

Особенность пароэжекторной холодильной машины состоит в том, что для ее работы используется кинетическая энергия струи рабочего пара. В этих машинах в качестве хладагента обычно применяют воду. Принципиальная схема пароэжекторной холодильной установки приведена на рис. 5.5.

Рабочий пар повышенного давления p_1 , образующийся в парогенераторе с затратой теплоты Q_1 , направляется в эжектор, где расширяется до давления p_0 . При этом потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую энергию струи. В камере смешения струя рабочего пара захватывает пар из испарителя и, смешиваясь с ним, поступает в диффузор. В диффузоре кинетическая энергия рабочего пара затрачивается на сжатие смеси потоков пара от давления p_0 в испарителе до давления p_k в конденсаторе. Пар в конденсаторе конденсируется при температуре $t_{н.к.}$, отдавая охлаждающей воде теплоту Q_k . Образовавшийся конденсат разделяется на два потока: один дросселируется в регулирующем вентиле до давления p_0 и поступает в испаритель, где вскипает за счет подвода теплоты Q_0 , а другой питательным насосом подается в парогенератор. При этом затрачивается работа I_n . Тепловой баланс пароэжекторной машины

$$Q_k = Q_1 + Q_0 + I_n, \quad (5.15)$$

где Q_0 , Q_1 — соответственно теплота, полученная хладагентом в испарителе от охлаждаемой среды и подведенная к хладагенту в парогенераторе, Дж; I_n — работа, затраченная насосом, Вт.

Тепловой коэффициент пароэжекторной машины

$$\xi = \frac{Q_0}{Q_1 + I_n}. \quad (5.16)$$

Применяемая в пароэжекторных холодильных машинах вода безвредна, не взрывоопасна и имеет большую теплоту парообразования ($r = 2500$ кДж/кг).

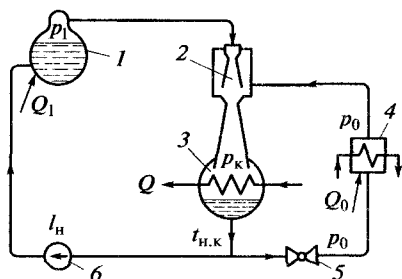


Рис. 5.5. Принципиальная схема парозежекторной холодильной машины:
1 — парогенератор; 2 — эжектор; 3 — конденсатор; 4 — испаритель; 5 — регулирующий вентиль; 6 — питательный насос

Отсутствие в парозежекторных машинах промежуточного теплоносителя позволяет получить температуру охлаждаемой воды, равную температуре кипения в испарителе, что повышает тепловую эффективность и экономичность холодильной машины. К достоинствам парозежекторной холодильной машины следует отнести также простоту конструкции и обслуживания в работе. Однако парозежекторные машины имеют ограниченную область применения: получение холода при положительных температурах $0 \dots 10^\circ\text{C}$. Однако даже и при этих температурах кипения воды в испарителе нужно поддерживать низкое давление ($0,0006 \dots 0,0015$ МПа), что приводит к значительным расходам рабочего пара, а также вызывает подсос воздуха в установку. Большой удельный объем пара низкого давления требует повышенных размеров оборудования и коммуникаций установки. Парозежекторные холодильные машины обычно используют в установках кондиционирования воздуха.

5.4.4. Абсорбционные холодильные машины

В абсорбционных холодильных машинах используют бинарную смесь, компоненты которой имеют резко различные температуры кипения при одинаковом давлении. Хладагент должен иметь низкую температуру кипения, абсорбент (поглотитель) — более высокую.

В холодильной технике обычно используют водоаммиачные и бромистолитиевые растворы.

Водоаммиачная абсорбционная машина работает на растворе, в котором аммиак является хладагентом, а вода — абсорбентом. Принципиальная схема водоаммиачной холодильной машины приведена на рис. 5.6.

Пары аммиака, образующиеся в испарителе при давлении p_0 и температуре t_0 , засасываются в абсорбер, где поглощаются слабым

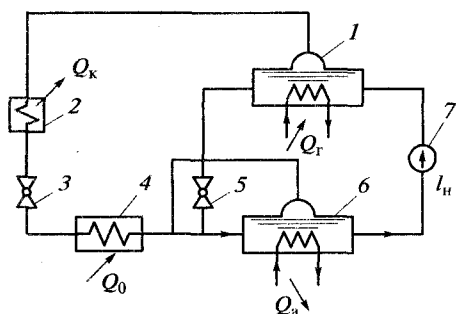


Рис. 5.6. Принципиальная схема водоаммиачной холодильной машины:

1 — генератор; 2 — конденсатор; 3, 5 — дроссели; 4 — испаритель; 6 — абсорбер; 7 — насос

водоаммиачным раствором. Теплота Q_a , выделяющаяся при поглощении паров аммиака, отводится охлаждающей водой. Процесс абсорбции происходит при постоянном давлении, несколько меньшем давления в испарителе p_0 . Полученный в абсорбере крепкий раствор насосом перекачивается в генератор (кипятильник). При этом насосом затрачивается работа l_n . В генераторе водоаммиачный раствор выпаривается при давлении, несколько большем, чем давление в конденсаторе p_k . Теплота Q_g , затраченная на получение водоаммиачного пара, подводится от внешнего источника (пар, горячая вода, газы, электричество). Водоаммиачный пар с большой концентрацией аммиака поступает в конденсатор и в нем конденсируется, отдавая теплоту Q_k охлаждающей воде. Из конденсатора жидкий аммиак через регулирующий вентиль (дроссель) 3 направляется в испаритель, где кипит, производя охлаждающий эффект Q_0 .

После генератора водоаммиачный раствор слабой концентрации (обедненный за счет испарения аммиака) дросселируется в регулирующем вентиле и при пониженном давлении возвращается в абсорбер для поглощения паров аммиака из испарителя. Тепловой баланс абсорбционной холодильной машины

$$Q_k + Q_a = Q_g + l_n + Q_0, \quad (5.17)$$

где Q_k , Q_a — теплота, отведенная водой, соответственно из конденсатора и абсорбера, Дж; Q_0 — тепловая нагрузка испарителя, Дж; Q_g — теплота, подведенная в генераторе, Дж; l_n — работа насоса, Вт.

Тепловой коэффициент рассчитывают по формуле

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_g + l_n}. \quad (5.18)$$

Бромистолитиевые абсорбционные машины в качестве хладагента используют воду, а абсорбентом в них является водный раствор бромида лития. Рабочие процессы в бромистолитиевых машинах протекают так же, как и в водоаммиачных.

Принципиальная схема бромистолитиевой холодильной машины приведена на рис. 5.7. Насыщенный водой раствор бромид лития подается насосом 4 из абсорбера в генератор, где за счет подведенной внешней теплоты (пар, горячая вода, газ) происходит выпаривание раствора.

Образующийся чистый водяной пар, не требующий ректификации, поступает в поверхностный конденсатор и там конденсируется охлаждающей водой. Конденсат через гидрозатвор перетекает в испаритель. Сюда же поступает теплая вода от потребителя холода. Давление (упругость) водяных паров над раствором в абсорбере ниже, чем в испарителе, так как температура воды, поступающей в испаритель, выше температуры раствора в абсорбере. Поэтому в испарителе происходит частичное испарение воды, вследствие чего основная масса ее охлаждается (обычно до температуры $3 \dots 5^\circ\text{C}$).

Охлажденная вода из испарителя насосом 8 подается к потребителю холода, а образующийся пар поступает в абсорбер и поглощается раствором бромистого лития. Процесс абсорбции водяного пара происходит экзотермически, т.е. сопровождается выделением теплоты, которая отводится охлаждающей водой. Насыщенный водой (слабый) раствор бромистого лития подается насосом 4 по двум направлениям. Меньшая часть его, как было указано выше, направляется через теплообменник в генератор для выпаривания; другая часть смешивается с крепким раствором, идущим из генератора. Полученная смесь поступает в абсорбер через разбрызгивающие устройства.

Аппараты бромистолитиевой машины работают под вакуумом. Попадающий в установку воздух отводится из абсорбера и конденсатора вакуум-насосом 9.

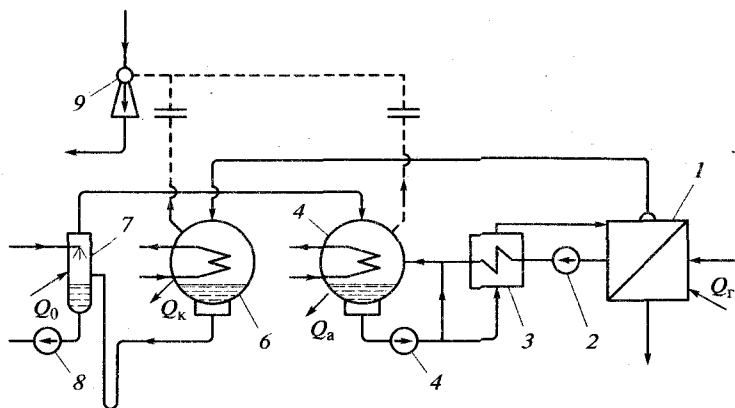


Рис. 5.7. Принципиальная схема бромистолитиевой холодильной машины:
1 — генератор; 2, 4 — насосы для раствора; 3 — теплообменник; 5 — абсорбер;
6 — поверхностный конденсатор; 7 — испаритель; 8 — насос для охлажденной воды;
9 — вакуум-насос

Бромистолитиевые холодильные машины имеют следующие отличительные особенности:

- концентрация рассола в генераторе возрастает, а в абсорбере понижается (в водоаммиачных машинах имеет место обратное явление);
- поскольку хладагентом является вода, то температура кипения в испарителе должна быть выше 0°C .

К недостаткам бромистолитиевых машин можно отнести:

- агрессивность бромистого лития по отношению к черным металлам, вследствие чего трубки в абсорбере и генераторе следует выполнять из антикоррозионной стали или медноникелевого сплава, а на поверхность корпуса аппаратов наносить специальные покрытия;
- работу установки под глубоким вакуумом, что усложняет ее эксплуатацию и требует расхода энергии на вакуум-насосы;
- невозможность получения в установке холода сравнительно низкой температуры.

Однако бромистолитиевые машины имеют ряд положительных качеств, благодаря чему они получили широкое распространение как в нашей стране, так и за рубежом.

Основными преимуществами бромистолитиевых машин являются:

- бромистый литий не ядовит, не горюч и не взрывоопасен;
- полученный в аппаратуре водяной пар свободен от примеси бромистого лития, в установке не нужен ректификатор, что повышает ее экономичность (тепловой коэффициент);
- меньшая масса и большая компактность, чем у водоаммиачных холодильных машин.

Бромистолитиевые машины применяют в основном для охлаждения воды и, в частности, для установок кондиционирования воздуха.

Контрольные вопросы

1. Что такое трансформаторы теплоты и по каким признакам их можно классифицировать?
2. Чем отличается холодильная установка от теплонасосной установки?
3. Что называют рабочими агентами в трансформаторах теплоты и какие требования к ним предъявляют?
4. Что такое холодильный коэффициент? Напишите его формулу.
5. Что такое коэффициент преобразования компрессионного теплового насоса и его связь с холодильным коэффициентом?
6. Какой вид имеет теоретический цикл воздушной холодильной машины в h , s -диаграмме?
7. Что такое холодопроизводительность холодильной машины и как ее определить?
8. Опишите принцип работы пароструйной холодильной машины.
10. Как работает абсорбционная холодильная машина?
11. Перечислите преимущества и недостатки бромистолитиевой холодильной машины.

ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ И МОНТАЖА ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

6.1. Основы организации эксплуатации теплотехнического оборудования

6.1.1. Организационная структура теплоэнергетического хозяйства промышленного предприятия

Теплоэнергетическое хозяйство промышленного предприятия представляет собой весьма разнообразный и сложный комплекс, состоящий из источников теплоты, тепловых сетей и систем потребления теплоты. Лицом, ответственным за общее состояние теплового хозяйства промышленного предприятия, является главный энергетик или главный механик. В зависимости от размеров и сложности теплоэнергетического хозяйства кроме главного энергетика (или механика) в тепловых и технологических цехах имеется инженерно-технический персонал, ответственный за техническое состояние и безопасную эксплуатацию оборудования котельного цеха, тепловых сетей и теплоиспользующих установок. В распоряжении инженерно-технического персонала указанных участков находится необходимое количество обслуживающего и ремонтного персонала.

Эксплуатация теплового хозяйства должна осуществляться в соответствии с Правилами эксплуатации теплопотребляющих установок и тепловых сетей потребителей и Правилами техники безопасности при эксплуатации теплопотребляющих установок и тепловых сетей потребителей Ростехнадзора, а также ведомственными и другими нормативно-техническими документами, которые обязательны для всех министерств, ведомств и организаций.

Основными задачами организаций, эксплуатирующих системы теплоснабжения независимо от ведомственной принадлежности, являются:

- обеспечение надежного и бесперебойного теплоснабжения технологических и коммунально-бытовых потребителей;
- повышение надежности, безопасности и экономичности работы котельных установок, тепловых сетей и теплоиспользующих аппаратов;
- организация эксплуатации всего оборудования в соответствии с действующими нормативно-техническими документами;
- снижение себестоимости производства и реализации тепловой энергии, повышение производительности труда персонала.

Правильная эксплуатация оборудования обеспечивается путем организации и ведения учета по следующим показателям:

- расход пара, горячей воды и других энергоносителей по агрегату или установке, цеху и предприятию;
- количество вторичного пара, возвращаемого конденсата, охлаждающей воды, газов и других вторичных энергетических ресурсов;
- количество исходных технологических материалов и готового продукта;
- часовой, сменный, суточный, месячный и годовой расходы энергоносителей и продуктов;
- удельный расход и экономия энергии по нормированным видам продукции, по агрегатам, цехам и предприятию в целом.

Отчетность по цехам и предприятию представляется отделом главного энергетика вышестоящим организациям и местной инспекции Ростехнадзора по соответствующим формам и в установленные сроки. Нормирование потребления энергии на предприятии — одно из важнейших условий правильной эксплуатации оборудования, повышения ее культуры, снижения удельных расходов сырья и экономии энергии.

Экономия энергии определяется при сопоставлении фактических удельных расходов энергии с нормами, установленными вышестоящей организацией, или нормами, принимаемыми на основании внедрения новой техники, рациональных режимов эксплуатации энерготехнологического оборудования и прогрессивных методов работы обслуживающего персонала. Под нормой удельного расхода энергии следует понимать расход энергии (или топлива), необходимый для выработки единицы продукции в условиях применения наиболее совершенной технологии и выгоднейшего режима работы, полного использования оборудования, организации производства и эксплуатации энергохозяйства в соответствии с достижениями передовой техники. Нормы расхода энергии, устанавливаемые для отдельных технологических процессов и энергоемких установок, цехов и предприятия, утверждаются вышестоящей организацией одновременно с планами производства на предстоящий хозяйственный год.

Ответственный за теплоэнергетическое хозяйство предприятия и работники, ответственные за техническое состояние и безопасную эксплуатацию котельных установок, тепловых сетей и теплоиспользующих аппаратов, обязаны обеспечить:

- надежную, экономичную и безопасную работу всего оборудования на своих участках;
- разработку и внедрение норм удельных расходов топлива, тепловой энергии и электроэнергии, расходуемой на собственные нужды;
- техническую приемку оборудования, вводимого в эксплуатацию на своих участках;

- организацию подготовки вновь принятого и периодическую проверку знаний работающего персонала, а также его систематический инструктаж на рабочих местах;
- ведение установленной технической документации, устранение неполадок, неисправностей или нарушений в режиме работы оборудования;
- своевременное выполнение планово-предупредительного и капитального ремонта оборудования на своих участках;
- технический надзор за соблюдением правил безопасности и эксплуатационных инструкций;
- контроль над состоянием измерительных приборов и соответствием их показаний параметрам, предусмотренным режимными картами и инструкциями по обслуживанию оборудования;
- разработку производственных инструкций применительно к конкретным условиям содержания и эксплуатации установленного оборудования;
- необходимый запас средств индивидуальной защиты противопожарного инвентаря;
- обязательное выполнение предписаний Ростехнадзора в установленные сроки.

Ответственные за теплоэнергетическое хозяйство предприятия и работники, ответственные за эксплуатацию отдельных участков, несут ответственность за организацию и выполнение противопожарных мероприятий. В их обязанности входят:

- разработка и согласование с местной пожарной охраной противопожарных инструкций и организация тренировок персонала по тушению пожара;
- назначение лиц, ответственных за противопожарное состояние отдельных участков, а также за исправное состояние пожарного инвентаря и первичных средств пожаротушения, из числа руководящего персонала;
- утверждение графика проверки средств пожаротушения, контроль его выполнения и принятие решения по результатам проверки;
- контроль проведения инструктажа работников, вновь принятых на работу, а также переведенных на другой участок работы.

Каждый случай пожара подлежит расследованию комиссией с обязательным участием работников пожарной охраны для установления причин пожара, убытков, виновников и для разработки противопожарных мероприятий.

6.1.2. Подготовка эксплуатационного персонала

Надежная и безопасная работа теплотехнического оборудования в значительной мере зависит от качества подготовки эксплуатационного персонала и систематической работы с ним. В соответствии с

Правилами, утвержденными Ростехнадзором, инженерно-технический персонал и рабочие, занятые обслуживанием и ремонтом котельных установок, тепловых сетей и теплоиспользующего оборудования, должны иметь специальную подготовку и сдать экзамен по правилам технической эксплуатации и технике безопасности в объеме выполняемой работы.

При подготовке персонала должны применяться следующие формы обязательного обучения и повышения квалификации:

- курсовое обучение по повышению квалификации эксплуатационного персонала, проводимое 1 раз в год, для изучения оборудования, оптимальных режимов и лучших приемов работы по разработанным программам;
- индивидуальный производственный инструктаж по безопасным и рациональным методам работы на эксплуатируемом оборудовании, проводимый не реже 1 раза в три месяца;
- противоаварийные тренировки, проводимые для проверки умения оперативного персонала самостоятельно, быстро и правильно ориентироваться в различных ситуациях, возникающих при эксплуатации оборудования;
- изучение правил Ростехнадзора, правил техники безопасности, должностных и эксплуатационных инструкций, а также других руководящих документов, относящихся к работе основного и вспомогательного теплотехнического оборудования.

Проверка знаний персонала бывает первичная, периодическая и внеочередная. Первичной проверке подвергается обслуживающий и ремонтный персонал после производственного обучения перед дублированием на рабочем месте под наблюдением и руководством наиболее опытного работника. Допуск к дублированию и его срок (обычно дублирование продолжается от двух до четырех недель) оформляется распоряжением по цеху (или участку). Первичную проверку персонал проходит также при переходе на другую работу на том же или на новом предприятии. Инженерно-технические работники проходят первичную проверку после назначения на работу в сроки, установленные администрацией предприятия.

Периодической проверке знаний ежегодно подвергаются рабочие, непосредственно обслуживающие котельные установки, тепловые сети и теплоиспользующие аппараты или выполняющие на них наладочные, ремонтные и монтажные работы. Знания инженерно-технических работников, относящихся к оперативному персоналу, также подвергаются ежегодной проверке. Остальные инженерно-технические работники, связанные с эксплуатацией и ремонтом оборудования, сдают экзамен 1 раз в 3 года.

Внеочередной проверке знаний могут быть подвергнуты рабочие и инженерно-технические работники, допустившие нарушение правил технической эксплуатации, техники безопасности или производственных и должностных инструкций. Объем и сроки внеочередной

проверки знаний устанавливаются администрацией предприятия или цеха.

Производственное обучение обслуживающего и ремонтного персонала проводится в профессионально-технических училищах соответствующего профиля или на специальных курсах, по окончании которых учащиеся сдают экзамен квалификационной комиссии, присваивающей право на замещение соответствующей должности.

Для проверки знаний персонала (первичной, периодической и внеочередной) на предприятии создаются комиссии в составе не менее трех человек. Комиссию по проверке знаний рабочего персонала возглавляет начальник цеха (участка), а инженерно-технического персонала — главный инженер (главный энергетик) предприятия.

При допуске к работе на оборудовании, регистрируемом в органах Ростехнадзора, в работе квалификационной комиссии обязательно участие представителя местного органа Ростехнадзора. При повторной проверке знаний инженерно-технических работников и рабочих обязательно оповещение местных органов Ростехнадзора (не менее чем за 5 дней), а участие их представителя в комиссии необязательно.

Результаты проверки знаний работников оформляются протоколом за подписью председателя комиссии и ее членов, а также заносятся в журнал с указанием даты и результатов проверки. Каждому работнику, прошедшему испытания, выдается удостоверение о проверке знаний, а работникам, обслуживающим электроустановки, контрольно-измерительные приборы и аппаратуру автоматического регулирования, в удостоверении отмечается также присвоение квалификационной группы по технике безопасности. Лица, получившие при проверке знаний неудовлетворительную оценку, к работе не допускаются и подвергаются повторным проверкам вплоть до положительной аттестации.

Инструктаж на рабочем месте проводится с целью обучить каждого рабочего правильным и безопасным методам работы на эксплуатируемом им оборудовании. При инструктаже проверяется знание персоналом производственных инструкций, рациональных методов эксплуатации и ремонта оборудования, а также правил техники безопасности. Результаты инструктажа заносят в специальный журнал и заверяют подписями инструктирующего и инструктируемого.

Противоаварийные тренировки следует проводить не реже 1 раза в месяц. Во время противоаварийных тренировок персонал обучают принимать лучшие решения при ликвидации аварий и неполадок в работе оборудования. Противоаварийные тренировки проводятся с таким расчетом, чтобы каждый оперативный работник участвовал в них не реже 1 раза в квартал. Целесообразно проводить такие тренировки на специальных тренажерах. Можно проводить тренировки на резервном или работающем оборудовании, используя для этого специальные плакаты, которые персонал вывешивает на оборудова-

нии. Руководитель тренировки должен проинструктировать персонал, подчеркнув при этом, что на резервном или работающем оборудовании категорически запрещается изменять положение задвижек, вентилей, кнопок управления и т.д. По окончании тренировки руководитель должен лично убедиться, что все плакаты, использовавшиеся для тренировки, убраны с оборудования.

Лица, принимаемые на работу, связанную с подготовкой тепло-технического оборудования к обслуживанию и ремонту, должны быть не моложе 18 лет и подвергаться предварительному медицинскому освидетельствованию для определения соответствия их состояния здоровья требованиям, предъявляемым правилами техники безопасности. Впоследствии медицинское переосвидетельствование производится периодически 1 раз в 2 года.

В зависимости от характера выполняемых работ рабочее место каждого работающего должно быть оборудовано и оснащено необходимыми устройствами, приспособлениями и инструментом для выполнения производственных операций, а также приборами и защитными устройствами для предупреждения аварии и возможного травматизма. Кроме того, на пульте управления должны быть установлены устройства связи (телефон и телеэкраны для визуального наблюдения, микрофон для передачи команд и т.д.), а также световое табло и сигнализации аварийного назначения. В соответствии с санитарными нормами все рабочие места должны иметь хорошее освещение и вентиляционные устройства.

Лица, нарушающие правила технической эксплуатации оборудования, правила Ростехнадзора и должностные инструкции, подвергаются взысканиям в зависимости от степени и характера нарушений в административном или уголовном порядке. Каждый случай аварии, брака и нарушения в работе оборудования должен быть тщательно расследован и учтен администрацией предприятия в установленном порядке. При этом должны быть выявлены причины возникновения таких аварий и разработаны мероприятия по их предотвращению.

За аварии и брак в работе несут персональную ответственность следующие лица:

- работники, непосредственно обслуживающие оборудование котельных, тепловых сетей, теплоиспользующих аппаратов, — за каждую аварию и брак в работе, происшедшие по их вине, а также за неправильную ликвидацию любых аварий;
- работники, ремонтирующие оборудование, — за каждую аварию и брак в работе, происшедшие из-за низкого качества ремонта, а эксплуатационный инженерно-технический персонал — за аварии и брак в работе, происшедшие вследствие несвоевременного ремонта по их вине и некачественной приемки оборудования после ремонта;
- начальники смен, дежурный и оперативно-ремонтный персонал котельных, тепловых сетей, теплоиспользующих аппаратов — за ава-

рии и брак в работе, происшедшие по их вине, а также по вине подчиненного им персонала;

- начальник цеха, его заместитель, инженеры и мастера — за аварии и брак в работе, происшедшие по их вине, вине подчиненного им персонала, а также из-за неудовлетворительного и несвоевременного ремонта, испытаний и наладки оборудования, противоаварийных мероприятий.

6.1.3. Техническая документация, контроль и отчетность

На предприятии, эксплуатирующем теплотехническое оборудование, должна иметься техническая документация, характеризующая установленное оборудование.

В организациях, эксплуатирующих котельные установки, должна иметься следующая документация: акты отвода земельных участков в соответствии с существующим положением Ростехнадзора; геологическая, гидрологическая документация, а также данные о территории с результатами испытаний грунтов; акты приемки скрытых сооружений и устройств (при реконструкции акты о заложении фундаментов с разрезами шурфов); генеральный план участка с нанесением всех зданий и сооружений, включая подземное хозяйство; утвержденный технический проект и проектное задание со всеми последующими их изменениями; технические паспорта зданий, сооружений и оборудования; исполнительные чертежи оборудования и сооружений, чертежи всего подземного хозяйства; инструкции по обслуживанию оборудования и сооружений, а также должностные инструкции по каждому рабочему месту; инструкции по технике безопасности и противопожарной безопасности; инструкции по защите котлов от коррозии; инструкции по грозовой защите.

На каждую теплоиспользующую установку необходимо иметь: паспорт установленной формы с протоколами и актами испытаний, осмотров и ремонтов; рабочие чертежи оборудования; исполнительные схемы всех трубопроводов с нумерацией арматуры и расстановкой средств измерения; инструкцию по эксплуатации и ремонту; положение о правах и обязанностях персонала.

На трубопроводы, подведомственные Ростехнадзору, должна иметься следующая документация: паспорт; исполнительная схема трубопровода с указанием на ней диаметров труб и расположения продувочных, дренажных и других устройств; свидетельства о качестве изготовления и монтажа трубопроводов; акт приемки в эксплуатацию трубопровода от монтажной организации; паспорта и другая документация на сосуды, являющиеся неотъемлемой частью трубопровода (грязевики, водоотделители и т.д.).

В инструкциях по обслуживанию оборудования по каждой установке должны быть указаны: порядок пуска, останова и обслужива-

ния оборудования во время нормальной эксплуатации и при аварийных режимах; порядок допуска персонала к ремонту оборудования; требования по технике безопасности и противопожарные мероприятия; специфические особенности для данной установки.

В должностной инструкции по каждому рабочему месту должны быть указаны: перечень инструкций по обслуживанию оборудования, схем и устройств оборудования, знание которых обязательно для данной должности; права и обязанности персонала; взаимоотношение с вышестоящим, подчиненным и другим связанным по работе персоналом.

В случае изменения состояния или условий эксплуатации оборудования в инструкции необходимо вносить соответствующие дополнения с доведением их до сведения работников, для которых обязательно знание этих инструкций. Инструкции следует пересматривать не реже 1 раза в 3 года.

Качество обслуживания оборудования в значительной мере зависит от организации вахтенной службы и рабочего места оперативного персонала. Вахтенный персонал работает по графику, составленному начальником цеха или участка.

Вахтенный персонал является на работу за 30 мин до ее начала для приема смены. Прием смены проводится на каждом рабочем месте с целью ознакомления персонала с режимом работы оборудования, распоряжениями руководства цеха, производственным заданием и записями предыдущей смены в вахтенном журнале. Вахтенный персонал начинает нести полную ответственность с момента росписи в вахтенном журнале.

У начальника смены (старшего машиниста) находятся: вахтенный журнал, журнал дефектов и неполадок в работе оборудования и книга распоряжений вышестоящего персонала. В вахтенном журнале отмечаются результаты проверки оборудования, время и порядок производимых в течение смены переключений, выполнение оперативных распоряжений, устранение мелких неполадок в работе оборудования, прием и сдача смены. В журнале дефектов и неполадок указываются дефекты, которые не удалось устранить вахтенному персоналу. В книгу распоряжений заносятся указания, имеющие срок действия более суток.

Вахтенный журнал и журнал дефектов и неполадок ежедневно просматривается и визируется инженерно-техническим или руководящим персоналом цеха. Прием смены при неисправном оборудовании проводится только с разрешения начальника цеха или его заместителя. При аварийной ситуации прием и сдача смены не проводятся. Явившийся на смену персонал выполняет распоряжения лица, руководящего ликвидацией аварии. После восстановления нормального режима работы оборудования проводятся прием и сдача смены.

Руководящий и инженерно-технический персонал цеха систематически как в дневное, так и в ночное время проверяет работу вах-

тенного персонала. Результаты проверки заносятся в вахтенный журнал.

Вахтенный персонал должен быть обеспечен обтирочным материалом, необходимыми смазками и маслами, сальниковой набивкой, инструментом, переносными лампами напряжением 12 В и т. д. Начальник дневной смены обязан проверять и пополнять запасы необходимых инструментов и эксплуатационных материалов. Вахтенный персонал обязан поддерживать чистоту и порядок на своих рабочих местах. Для этого в специально отведенных местах должен храниться необходимый инвентарь: шланги, щетки, швабры и т. д.

В основу технико-экономических показателей работы теплотехнического оборудования должна быть положена статистическая и бухгалтерская документация, действующая на предприятии.

Основными технико-экономическими показателями работы теплотехнического оборудования предприятия являются:

- количество выработанной и отпущенной потребителям теплоты;
- себестоимость реализованной теплоты;
- удельный расход условного топлива (на единицу выработанной и отпущенной мощности);
- удельный расход теплоты (на единицу выпущенной продукции);
- потери теплоты в теплопроводах и расход энергии на собственные нужды;
- удельная численность персонала (приходящаяся на единицу энергии).

Отдел главного энергетика (механика) должен разработать нормативные характеристики для установленного теплотехнического оборудования, которые ежегодно проверяются и при необходимости корректируются. При внесении существенных изменений в условия работы оборудования (реконструкция, переход на сжигание другого вида топлива и т. п.) нормативные характеристики следует в кратчайший срок корректировать в соответствии с результатами испытаний, проведенных после переоборудования.

6.2. Монтаж теплотехнического оборудования

6.2.1. Организация монтажно-сборочных работ

Монтаж теплотехнического оборудования производят ремонтно-монтажные бригады предприятия или специализированные организации.

Работы по строительству зданий и сооружений поручают строительной организации, выполняющей координационные функции генерального подрядчика. Эта организация привлекает в качестве субподрядчиков специализированные организации для выполнения

монтажных, сантехнических, электротехнических, теплоизоляционных и других работ.

В зависимости от объема строительно-монтажных работ и размеров объекта на строительной площадке сооружаются различные строительно-приготовительные узлы, деревообрабатывающие, ремонтно-механические, трубозаготовительные, электромонтажные и другие мастерские. Все эти производственные базы создаются на основе проекта организации строительства с целью обеспечения строительных и монтажных участков готовыми строительными конструкциями, деталями и узлами. При такой организации работ широко внедряются индустриальные методы строительства и монтажа, которые сводятся главным образом к сборке готовых деталей и узлов.

Для выполнения монтажных работ разрабатывается проект производства работ, который содержит следующие разделы:

- сведения об объемах монтажных работ и сметно-финансовые расчеты по трудовым затратам;
- монтажные характеристики оборудования (масса, габариты) и технические условия монтажа;
- объемы изготовления металлоконструкций и трубопроводов, а также трудовые затраты на их изготовление и монтаж;
- *технические решения по монтажу оборудования с применением грузоподъемных кранов и средств механизации;*
- график совмещенного производства строительных, монтажных и специальных работ, выполняемых всеми организациями на объекте;
- рабочие чертежи конструкций металлических детализовочные и рабочие чертежи конструкций трубопроводов детализовочные, а также схемы и технологические карты на последовательность монтажа металлоконструкций и трубопроводов;
- перечень монтажного оборудования, механизмов, инструмента и материалов, необходимых для выполнения монтажных работ;
- чертежи на необходимые подмости, леса, лестницы и площадки для производства работ на высоте;
- перечень мероприятий по технике безопасности и охране труда.

В проекте производства работ по монтажу теплотехнических установок особо обращают внимание на такелажные операции: доставку оборудования в зону монтажа, сборку деталей оборудования и крупных трубопроводов, выбор грузоподъемных механизмов, приспособлений и инструмента. Очередность производства отдельных видов монтажных работ определяется календарным графиком, в котором указывают сроки начала и окончания работ и время пуска объекта в эксплуатацию.

При разработке календарного графика обращают внимание на использование передовых методов ведения работ, обеспечивающих высокую производительность труда монтажников путем рационального использования имеющихся механизмов и машин.

В настоящее время наиболее прогрессивной формой организации труда являются комплексные бригады, которые выполняют монтажные работы по графику движения рабочей силы. В связи с многообразием монтажных работ рабочие комплексных бригад должны быть достаточно квалифицированными и владеющими несколькими профессиями.

На протяжении всей работы бригад необходимо следить за бесперебойным снабжением материалами, деталями, инструментом, а также за четкой работой механизмов и машин, чтобы свести производительные работы и простои до минимума. Большое значение для своевременного выполнения монтажных работ приобретают мероприятия по оздоровлению условий труда. На монтажных участках необходимо создавать хорошее освещение, устройства для обогрева людей в зимний период года, а также проводить мероприятия по предупреждению производственного травматизма.

Приемка и хранение оборудования, а также подготовительные работы должны обеспечивать технически целесообразное, экономное и высокопроизводительное ведение монтажа.

Теплотехническое оборудование, поступающее с завода-изготовителя, тщательно проверяется и принимается в соответствии с технической документацией, включающей паспорт, инструкцию по монтажу и эксплуатации, перечень запасных частей и инструментов, а также рабочие чертежи запасных и быстроизнашивающихся частей.

Оборудование, предназначенное для хранения, распределяют после очистки от грязи и масла и тщательного осмотра на четыре группы:

1) оборудование, портящееся под действием атмосферных осадков и требующее хранения в теплых закрытых складах: регуляторы, контрольно-измерительные приборы, щиты управления, аппаратура автоматического регулирования, эмалированные, гуммированные и футерованные детали;

2) оборудование, реагирующее на воздействие атмосферных осадков и сырости, но допускающее хранение в закрытых холодных помещениях: аппараты и детали из цветных металлов, арматура, детали трубопроводов, редукторы, мешалки, шнеки, моторы и т. п.;

3) оборудование, реагирующее на воздействие осадков, но допускающее хранение под навесом в условиях переменной влажности и температуры: стальные теплообменники, барабаны и крышки, топочные механизмы, лестницы и площадки, гарнитура;

4) оборудование, которое может храниться на открытых площадках: громоздкая чугунная и стальная аппаратура, металлические конструкции, стальные и чугунные трубы больших диаметров и т. п.

Для предохранения оборудования от атмосферной коррозии все части аппаратуры и механизмов следует покрыть масляной краской или лаком, а детали или части, не подлежащие окраске, — густым слоем консистентной смазки и обернуть плотной бумагой или тка-

нюю (шейки валов, вкладыши подшипников и т. п.). На поступившее для хранения оборудование заводятся карточки, необходимые для строгого учета, проводимого 2—3 раза в год.

Перед началом монтажа выполняют планировочные и дорожные работы, прокладку вспомогательных трубопроводов и электрического кабеля, установку приспособлений, монтажного и такелажного инструмента.

6.2.2. Оборудование и средства механизации монтажных работ

При монтаже тяжеловесного оборудования выполняют такелажные работы, состоящие из погрузочно-разгрузочных операций, перемещения груза от склада к месту монтажа, а также подъема его на высоту с установкой и закреплением на фундаменте. Погрузочно-разгрузочные операции осуществляют с помощью гусеничных или пневмоколесных кранов. Для перемещения и транспортировки оборудования используют тракторы и автомобили с прицепными платформами или трейлерами, а также железнодорожные платформы специального назначения.

Для выполнения монтажных работ применяют механизмы, предусмотренные проектом производства работ. Выбор механизмов зависит от конструкции, массы и габаритов оборудования. Обычно используют гусеничные стреловые или башенные краны необходимой грузоподъемности, лебедки, блоки, полиспасты, тали и другие инструменты. Для монтажа тяжеловесных колонн и аппаратов применяют металлические мачты, порталы и другие устройства, обеспечивающие безопасные способы производства такелажных работ.

Подвешивание грузов производят с помощью стропов, представляющих собой отрезки мягких канатов с устройствами для увязки груза. На рис. 6.1 показаны стропы, применяющиеся при монтаже теплотехнического оборудования.

Для крепления стропов на оборудовании должны быть приварены скобы, ложные штуцера или проушины. Способы строповки теплотехнического оборудования показаны на рис. 6.2. Кроме стропов используют захваты, траверсы и специальные устройства, облегчающие крепление аппаратов к крюку грузоподъемного крана. Все стропы, захваты и траверсы должны проходить 2 раза в год проверку на статическую нагрузку, равную 1,25 номинальной грузоподъемности. Грузозахватные крюки должны надежно крепиться к стропам и соответствовать стандартным размерам.

На строительстве промышленных объектов более 90 % монтажных работ выполняется с помощью грузоподъемных машин и механизмов. Наибольшее распространение получили самоходные стрело-

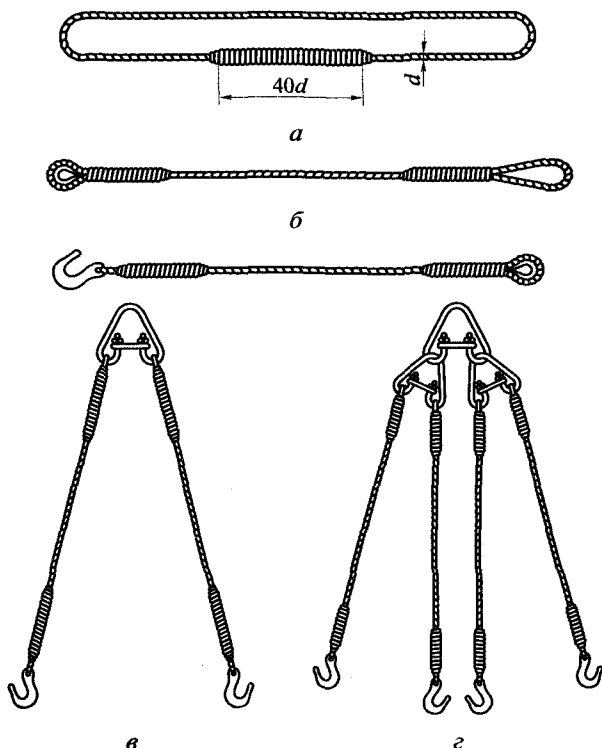


Рис. 6.1. Стропы:

a — универсальный; *б* — облегченный; *в* — двухветвевой; *г* — четырехветвевой

вые краны, обладающие высокой маневренностью, большой грузоподъемностью и достаточной высотой подъема груза.

Гусеничные краны выпускают со стрелой 10 ... 30 м и грузоподъемностью 6,3 ... 160 т. Гусеничные краны оснащают дизельными или электрическими двигателями. Отечественная промышленность выпускает целый ряд кранов и трубоукладчиков на базе гусеничных тракторов. Длина стрелы таких кранов составляет 6 м, что позволяет поднимать груз до 25 т на высоту 5,2 м. Скорость передвижения тракторных кранов не более 6 км/ч.

Автомобильные краны применяют на строительном-монтажных площадках благодаря большой скорости передвижения (до 60 км/ч) и достаточно большой грузоподъемности (10 ... 40 т). При длине стрелы 10 и 15 м максимальная высота подъема грузового крюка составляет 8 и 12 м. Краны монтируются на автомобильном шасси и имеют общий двигатель, который с помощью редукторов осуществляет работу лебедки и поворотного механизма. Автомобильные краны

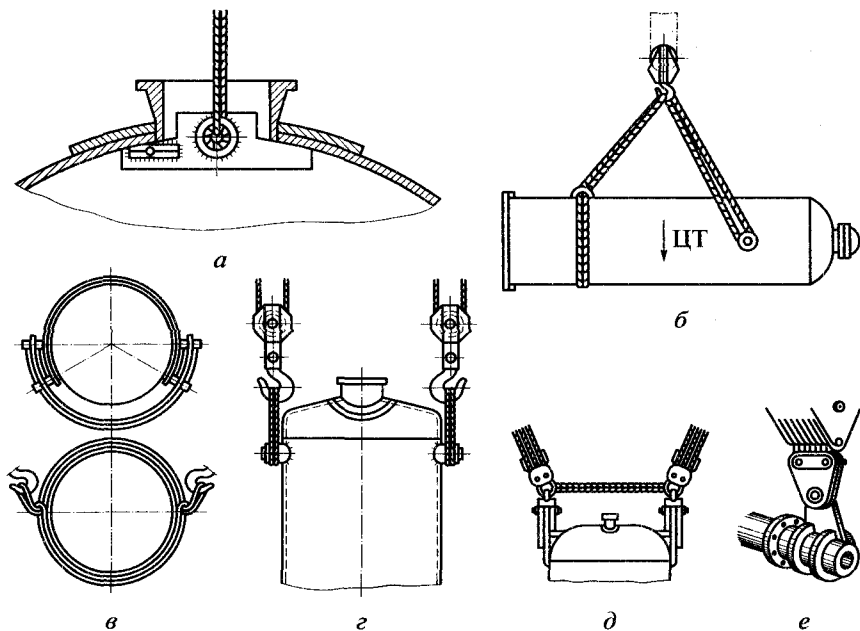


Рис. 6.2. Способы строповки оборудования:

а — строповка аппарата без патрубков; *б* — комбинированная строповка; *в* — строповка аппарата большого диаметра; *г* — строповка за грузоподъемные штуцера; *д* — строповка за приварные скобы; *е* — бестросовый захват

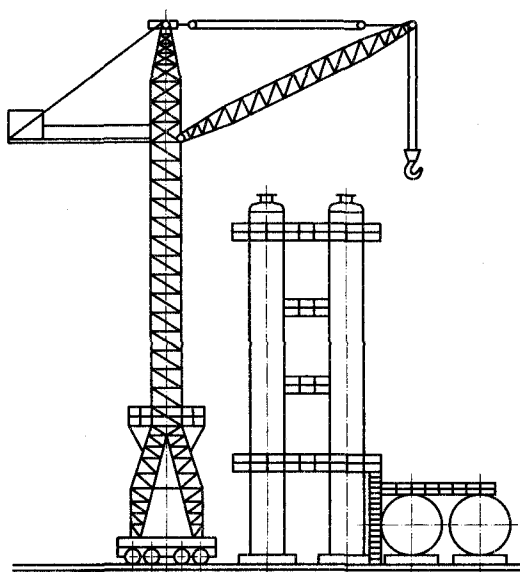


Рис. 6.3. Монтаж оборудования с помощью башенного крана

снабжены выносными опорами для повышения устойчивости при подъеме и повороте груза.

Козловые краны используют главным образом для обслуживания складов оборудования и металлоконструкций, а также для монтажа барабанных сушилок, цементных печей и изготовления емкостного

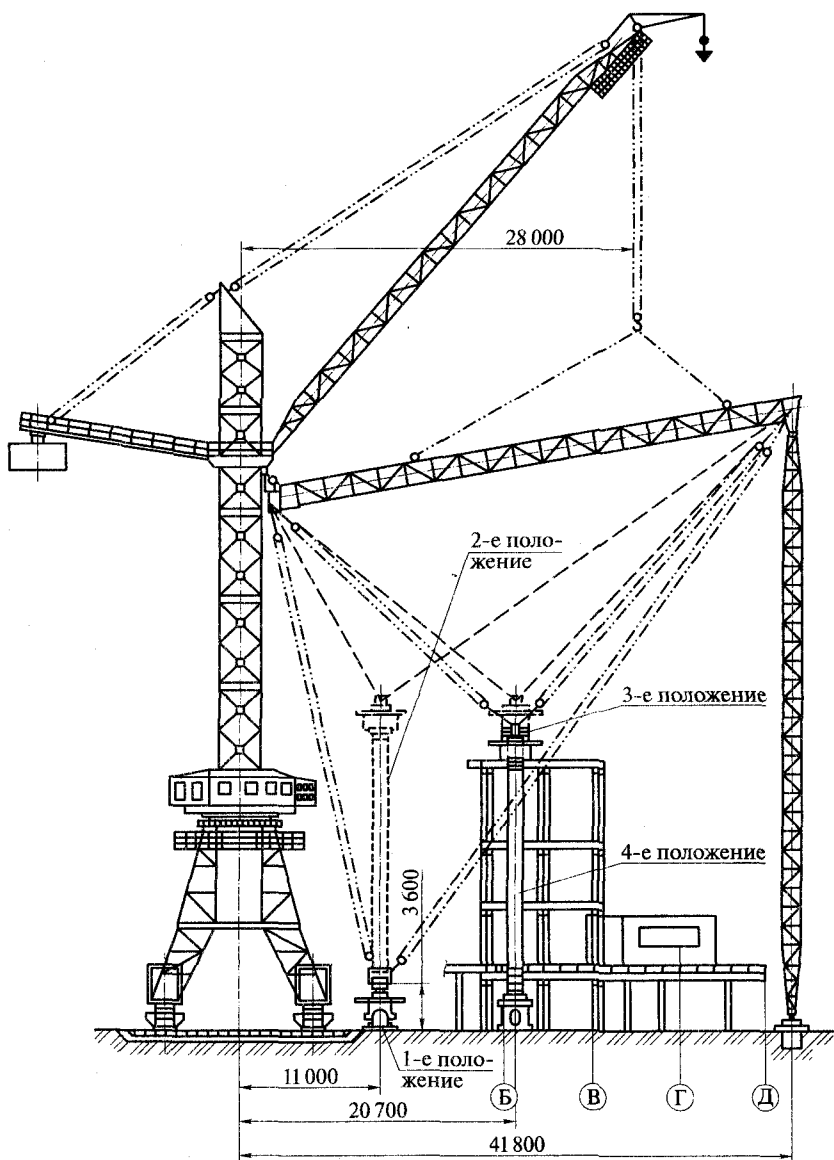


Рис. 6.4. Монтаж оборудования башенным краном со специальной приставкой

оборудования по месту монтажа. На строительномонтажных площадках применяют козловые краны типов К-183, К-253 и К-451, имеющие ширину пролета 30 м и высоту подъема крюка 24 м при грузоподъемности 12...20 т.

Башенные краны являются универсальными для выполнения строительных и монтажных работ. Краны этого типа имеют следующие преимущества:

- стрела крана располагается выше уровня монтируемых конструкций и оборудования, что создает удобство работы;
- отсутствуют ванты, которые загромождают площадку;
- благодаря наличию ходовых колес кран передвигается по рельсам вдоль здания, что расширяет сферу его действия на строительномонтажной площадке. Для выполнения монтажных работ применяют башенные краны (рис. 6.3) грузоподъемностью 10, 15, 25 и 40 т.

На открытых площадках для монтажа тяжеловесного оборудования применяют башенные краны со специальной приставкой, позволяющей увеличить в 2—3 раза грузоподъемность крана. На рис. 6.4 показана схема такого крана со специальной приставкой, временно превращающей башенный кран в козловой, где мачта приставки опирается шаровой опорой на подпятник башмака и несет на себе ригель с закрепленными к нему полиспастами.

Подъем и перемещение монтируемого оборудования вдоль ригеля осуществляют грузовыми лебедками путем натяжения сбегающих канатов грузовых полиспастов. Устойчивость съемного устройства в вертикальном положении обеспечивается краном и вантами, закрепленными к якорям по бокам приставной мачты.

Таким образом, модификация башенного крана позволяет использовать его как для ведения строительных работ, так и для монтажа технологического оборудования.

6.2.3. Способы монтажа теплотехнического оборудования

Монтажные работы заключаются в установке теплообменных аппаратов на фундаменте, установке и присоединении вспомогательного оборудования, присоединении трубопроводов, деталей узлов поступления и отвода продуктов, установке приборов теплового контроля и автоматического регулирования. В процессе монтажа выявляются и устраняются дефекты конструкции и изготовления аппаратуры. Одновременно осуществляется наладка работы деталей и механизмов в целях подготовки аппаратов к эксплуатации.

Теплообменные аппараты доставляются заводомпоставщиком к месту монтажа, как правило, в собранном виде, за исключением аппаратов, размеры которых превышают транспортные габариты.

Проектом производства работ по монтажу теплотехнического оборудования обычно предусматривается следующий порядок операций:

- 1) установка корпуса аппарата на фундамент;
- 2) установка греющей поверхности внутри аппарата;
- 3) установка обслуживающих площадок и лестниц;
- 4) установка элементов, находящихся внутри аппарата (сепараторов, мешалок, распиливающих устройств, регуляторов уровня и др.);
- 5) установка крышки аппарата;
- 6) подгонка и присоединение всех трубопроводов;
- 7) установка арматуры и контрольно-измерительных приборов;
- 8) герметизация мест соединения аппарата (крышек, люков, фланцев, сальниковых уплотнений и др.);
- 9) присоединение вспомогательных механизмов и устройств;
- 10) установка ограждений;
- 11) испытание аппарата на герметичность и сдача инспекции Ростехнадзора;
- 12) обкатка механизмов в течение одной рабочей смены;
- 13) пробная эксплуатация установки;
- 14) проведение теплоизоляционных работ;
- 15) сдача установки в эксплуатацию.

Выбор способа производства монтажных работ и используемых механизмов зависит от конструкции, массы и габаритов оборудования. При монтаже теплообменных аппаратов применяют следующие методы монтажа.

Метод скольжения (рис. 6.5, а) без отрыва от земли применяют для установки вертикальных аппаратов с помощью самоходных кранов или двух мачт и порталов. Аппарат приподнимается за монтажные устройства, укрепленные на корпусе выше центра тяжести. Нижняя часть аппарата, уложенная на сани или тележку, при подъеме подтаскивается трактором или лебедкой к фундаменту с таким рас-

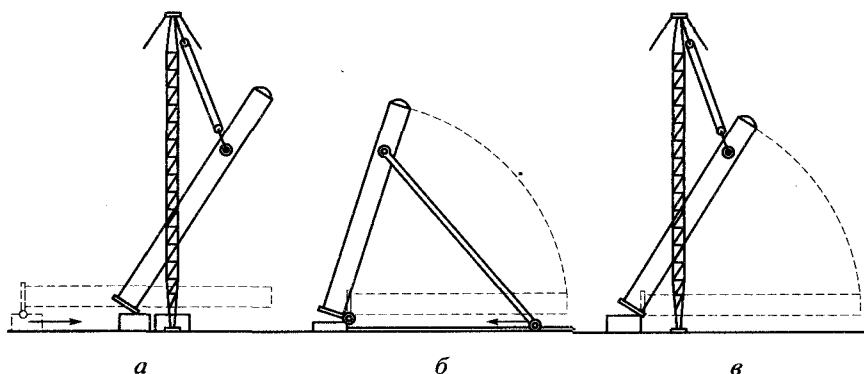


Рис. 6.5. Схемы монтажа теплообменных аппаратов:

а — методом подъема и скольжения; б — методом выжимания; в — методом поворота вокруг шарнира

четом, чтобы аппарат установился на фундамент при достижении вертикального положения. Грузоподъемность крана на необходимом для монтажа вылете крюка должна быть не менее массы аппарата. В некоторых случаях аппарат поднимают на высоту 0,2 м верха анкерных болтов фундамента и поворачивают стрелу крана до положения, при котором аппарат совмещается с расположением фундамента и его болтов. Затем аппарат опускают на фундамент, выверяют и закрепляют болтами.

Метод выжимания (рис. 6.5, б) является разновидностью метода поворота вокруг шарнира. Поднимаемый аппарат оснащается двумя толкателями в виде подъемного портала, закрепленного с помощью шарнира к корпусу. Нижние концы толкателей устанавливаются на рельсовые пути и соединяют полиспастами. При работе лебедки концы толкателей движутся по рельсам и поднимают аппарат до вертикального положения. Этот метод применяют в стесненных условиях, когда нельзя использовать грузоподъемные краны и невозможно установить мачты с растяжками. Метод выжимания используют для монтажа колонной аппаратуры, устанавливаемой на низкие фундаменты.

Метод поворота вокруг шарнира (рис. 6.5, в) применяют для установки колонной аппаратуры с помощью мачт, порталов и самоходных кранов. Этот метод предусматривает применение шарнира, расположенного у фундамента и прикрепленного к нему с помощью металлического банджа или болтов, заделанных в приливе фундамента. Нижний конец аппарата соединяют с шарнирным устройством с таким расчетом, чтобы при подъеме за верхушку аппарат поворачивался в шарнире и при достижении вертикального положения своим основанием устанавливался на фундамент. Таким способом можно поднимать аппараты значительно большей массы по сравнению с грузоподъемностью монтажных кранов или механизмов. Кроме того, этот способ позволяет выполнять монтаж колонной теплотехнической аппаратуры, высота которой больше подъема крюка.

Технология подъема аппаратов позволяет применять спаренные краны при закреплении стропов на $\frac{2}{3}$ высоты от основания аппарата. После установки аппарата на фундамент производится выверка, закрепление на временные расчалки и подливка фундаментных болтов. После необходимой выдержки для схватывания цемента аппарат закрепляют на анкерные болты и удаляют расчалки и все табельные приспособления.

Монтаж оборудования теплотехнических установок производят с помощью самоходных стреловых кранов. После установки оборудования на фундамент или другое основание выполняют выверку по отклонениям от проектных осей и отметок в горизонтальном и вертикальном направлениях.

На основании опыта получены допускаемые отклонения по главным осям аппарата, которые должны составлять ± 20 мм. Высотная

отметка смонтированного аппарата не должна превышать отклонение ± 10 мм. Отклонения аппарата от оси вертикали должны находиться в пределах ± 3 мм на 1 м высоты, но не более 35 мм на весь аппарат. Выверку правильности установки аппарата производят с помощью теодолита, уровня и отвеса.

Фундаменты аппаратов, установленные на естественном грунте, имеют, как правило, незначительную вибрацию, которая не оказывает влияния на работу аппарата и расположенного вблизи оборудования. При установке аппаратов на площадках особое внимание нужно обращать на тщательность балансировки вращающихся механизмов (шкивов, питателей, мешалок и др.), что необходимо для предотвращения значительной вибрации, вредно влияющей на здание или на установленное оборудование.

Глубина заложения фундамента в естественном грунте должна быть не менее глубины его промерзания.

При установке теплообменного аппарата на металлической конструкции ее колонны следует сваривать и собирать с минимальными допусками в размерах (± 5 мм). Установленные и выверенные колонны крепят на фундаментах анкерными болтами. На кронштейнах смонтированных колонн устанавливают неподвижные опоры и подвижные ролики для установки аппарата. После установки корпуса и основных элементов аппарата приступают к монтажу обслуживающих площадок. Коммуникации (паро- и конденсатопроводы, трубопроводы обрабатываемой среды, дренажи, воздушники и др.) монтируют после полной сборки, окончательной выверки и закрепления аппарата на его основании.

При монтаже отдельных частей аппаратов необходимо обращать внимание на расположение фланцевых соединений и их отклонения от проектных отметок. Особенности монтажа комплектующих деталей и агрегатов состоят в том, чтобы при монтаже совпадали все разъёмные соединения. Очень важно, чтобы совпадали соединения трубопроводов, монтируемых для присоединения насосов, кипятильников, конденсаторов и другого теплообменного оборудования.

Прокладку готовых труб, фасонных частей и арматуры, а также блоков трубопроводов (при блочной сборке) производят на предварительно установленных опорах и подвесках. При этом на неподвижной опоре труба должна лежать без зазора на подушке, а хомут должен плотно прилегать к стенке трубы. Подвижные опоры не должны препятствовать свободному перемещению трубопровода от теплового удлинения, а также не должно быть перекосов и заеданий подвижных частей. Шейки роликов подвижных опор должны лежать на всей опорной поверхности гнезда, а подвижная плоскость роликовой опоры — на ролике без зазора. Ролики и шарики подвижных опор должны свободно, без заеданий, вращаться в своих гнездах.

Пружинные подвески должны иметь приспособления для регулирования сжатия пружин. Нагрузка пружинных опор при установке на

холодный трубопровод не должна превышать 50 % максимально допустимой.

После укладки всех деталей или блоков собираемого участка трубопровода осуществляется предварительная сборка фланцевых соединений на болтах без прокладок. Закрепив первое фланцевое соединение, тщательно проверяют параллельность уплотняющих поверхностей при помощи щупа. Окончательную сборку всех фланцевых соединений выполняют после окончания укладки, выверки и сборки на временных болтах отдельных участков трубопроводов и установки постоянных прокладок.

Для быстрой подгонки стыков под сварку на сварных трубопроводах при укладке труб следует устанавливать подкладные кольца, а если они не предусмотрены, прокладывать стальной лист толщиной, равной величине требуемого зазора между свариваемыми трубами. Закрепив трубы в опорах и удалив заложенные листы, необходимо прихватить трубы между собой, еще раз выверить укладку всего трубопровода и после этого окончательно сваривать отдельные части или блоки.

Стыки для холодного натяга трубопровода располагают вблизи гнутых компенсаторов или самокомпенсирующих гнутых участков трубопровода. Компенсатор должен быть растянут в холодном состоянии на величину, указанную в чертеже. Растяжка компенсатора производится натяжением оставленного для этой цели стыка трубопровода после сварки или закреплением фланцев всех стыков на участке между опорами и закреплением до отказа самих неподвижных опор.

6.2.4. Испытание теплотехнического оборудования после окончания монтажных работ

После окончания монтажных работ все аппараты и машинное оборудование подвергают испытанию. Вначале проводят подготовительные работы, связанные с осмотром и проверкой состояния всех частей и узлов аппарата. При этом обращают особое внимание на наличие арматуры, приборов, крышек, заглушек, болтов, прокладок и других деталей, обеспечивающих герметичность системы. В программу испытаний входит гидравлическое или пневматическое испытание аппаратов совместно с трубопроводами на давление, указанное в рабочем чертеже, или на давление, соответствующее правилам Ростехнадзора. При испытаниях выявляют герметичность и надежность работы вентилей, кранов, клапанов и другой арматуры, а также плотность всех разъемных соединений.

Гидравлическое испытание. В процессе сборки аппарата или всей установки производят отдельно гидравлическое испытание корпусов, трубной системы (если она извлекается из аппарата) и собран-

ного аппарата, а также аппарата со вспомогательным оборудованием на месте эксплуатации.

Правилами Ростехнадзора установлены следующие нормы испытательного давления для сосудов: для сосудов на рабочее давление до 0,5 МПа — 0,75 МПа, но не менее 0,2 МПа; для сосудов на рабочее давление более 0,5 МПа — 0,625 МПа, но не менее рабочего давления плюс 0,3 МПа; для сосудов, работающих под вакуумом, — 0,2 МПа. При гидравлическом испытании аппаратов значительных размеров принимают меры против прогиба корпуса при наполнении его водой.

Подготовку и проведение гидравлического испытания корпуса аппарата проводят в следующем порядке. После внутреннего и внешнего осмотра и очистки заглушают все отверстия, патрубки, штуцера и люки. Для этого применяют резьбовые пробки и заглушки с резиновыми прокладками, а также крышки для люков и лазов. В отверстия, просверливаемые в верхней части аппарата (обычно в заглушках на штуцерах), или в имеющиеся штуцера ввертывают или вваривают временные ниппеля. Через один ниппель аппарат наполняют посредством шланга водой из водопровода, другой ниппель служит для выхода воздуха из аппарата при наполнении его водой. Третий временный ниппель, устанавливаемый в нижней части аппарата, служит для удаления воды после испытания.

Чтобы поверхность аппарата не запотевала, температура воды должна быть не ниже температуры окружающей среды, но не выше 40 °С, чтобы температурные расширения не нарушили вальцовку. Нельзя также проводить гидравлическое испытание сосудов водой температурой 0 °С. Необходимо следить за тем, чтобы в аппарате не оставались воздушные мешки. После наполнения водой аппарат плотно закрывают резьбовой пробкой с резиновой прокладкой. Вместо шланга от водопровода к водяному ниппелю присоединяют шланг от гидравлического насоса или пресса с ручным механическим приводом. На шланге должен быть установлен трехходовой кран для сообщения аппарата с атмосферой и для установки манометра. Приведя в действие насос, в аппарате создают испытательное давление, поддерживаемое в течение 5 мин. За это время показание манометра не должно заметно измениться. Через 5 мин давление в аппарате снижают с помощью трехходового крана до рабочего давления, которое поддерживают в течение всего периода технической приемки аппарата, но не менее 2 ч. При этом проводят наружный осмотр аппарата с целью обнаружения нарушений прочности или плотности: вспучиваний в корпусе, разрывов бандажей, трещин в швах или возле отверстий, течи и запотевания в сварных и заклепочных швах и в резьбовых соединениях. Район швов обстукивают молотком массой от 0,5 до 1,5 кг. При испытаниях кожуха с вставленной трубной системой или с жестко закрепленными трубками просматривают плотность вальцовки или других креплений труб. Места с недостаточной плотностью или прочностью отмечают мелом.

Результаты гидравлического испытания признают удовлетворительными, если в течение 2 ч снижение давления по манометру не превышает 5 % испытательного давления. Результаты гидравлического испытания заносят в книгу-паспорт аппарата, хранящуюся в ОТК завода.

Для удобства обнаружения мест неплотности в сварных соединениях сварные швы перед испытаниями окрашивают мелом, разведенным на воде, а затем просушивают. В случае неплотности в местах пропусков воды при гидравлическом испытании образуются влажные пятна, видные на меловом покрытии. Дефектные места в сварных швах вырубают на всю глубину и вновь заваривают вручную электродом с качественной обмазкой. Трубы с признаками неплотности в месте закрепления (течи, слезинки, запотевания) подвальцовывают, подваривают или заменяют новыми. Подвальцовка (не более 2 раз) дает положительный результат только в том случае, когда деформация трубной доски происходит в пределах упругой области. После устранения обнаруженных дефектов обязательно проводят повторное гидравлическое испытание в прежнем порядке.

Для создания условий безопасности в процессе работ, связанных с гидравлическими испытаниями и устранением дефектов, все работы выполняют при надежной изоляции испытательного стенда от других рабочих мест в цехе. Рабочих, участвующих в испытаниях, обеспечивают защитными приспособлениями и устройствами: спецодеждой, очками, масками, переносными щитками. Работы по устранению дефектов (подвальцовку труб, вырубку швов, заварку и др.) производят только на сосуде, не наполненном водой, и при атмосферном давлении.

Пневматическое испытание. Если гидравлическое испытание неосуществимо (большие напряжения от веса воды, трудность удаления воды, наличие внутри сосуда футеровки, препятствующей заполнению сосуда водой), разрешается заменять его пневматическим испытанием с помощью воздуха или инертного газа на такое же испытательное давление, как при гидравлическом способе. Пневматические испытания проводят с особыми мерами предосторожности в присутствии лиц, ответственных за их проведение и за технику безопасности.

Пневматическое испытание включает следующие основные этапы:

1) слабые элементы сосуда окрашивают мелом, а сварные швы и разъемные соединения смачивают мыльной водой;

2) давление в сосуде повышают постепенно до 50 % рабочего давления. Если обнаружатся мыльные пузырьки, принимают меры к устранению течи на сосуде, освобожденном от пневматического давления;

3) дальнейшее повышение давления до испытательного производят ступенями по 10 % рабочего давления, с тщательным осмотром

в перерывах швов и изменений в меловом покрытии на слабых местах сосуда.

4) давление в сосуде должно быть немедленно снижено на $\frac{1}{3}$, если в наиболее слабых элементах сосуда появляются признаки текучести металла (слой меловой побелки растрескался и начал осыпаться);

5) сосуд считается выдержавшим пневматическое испытание, если при его проведении не были замечены текучесть металла и пропуски воздуха в сварных швах и в разъемных соединениях. Если при удовлетворительной герметичности сосуда обнаружены признаки текучести металла, то либо максимальное рабочее давление устанавливают равным 50 % испытательного независимо от установленного по проекту, либо сосуд бракуют;

6) для быстрого выявления пропусков и течи в сварных швах и в разъемных соединениях аппарата рекомендуется проводить пневматическое испытание воздухом или газом с примесью аммиака. Если к сварным швам и разъемным соединениям сосуда поднести смоченный в соляной кислоте жгут, то образование белого дыма указывает на наличие течи и пропусков.

Подготовка теплообменных аппаратов к эксплуатации включает проверку расходов теплоносителей (пара, воды, воздуха и др.), температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменных аппаратов, давления в рабочих сосудах и трубопроводах. При этом обращать внимание на легкость и надежность управления технологическими процессами. Компрессоры, насосы, газодувки после обкатки включают в работу на рабочие параметры с целью проверки их производительности, надежности и работоспособности в эксплуатации. Все проверочные испытания проводят согласно инструкциям с соблюдением правил техники безопасности.

Результаты испытаний, выявленные дефекты, недоделки и другие замечания заносят в акт испытаний на каждую машину и аппарат в отдельности. Теплообменные установки считаются принятыми в эксплуатацию после подписания акта со стороны представителей монтажной организации и заказчика, т. е. эксплуатирующего предприятия.

6.3. Особенности эксплуатации теплообменных и холодильных установок

Теплообменные установки, как правило, входят в технологическую схему производства в целях обеспечения термической обработки среды (нагрева, охлаждения, конденсации паров и т. д.).

В большинстве случаев греющим теплоносителем в подогревателях служит водяной пар. Снижения его расхода достигают уменьшением количества подогреваемой среды (например, путем уменьшения балластных примесей, растворителей и т. п.), повышением

начальной и снижением конечной температуры подогреваемой среды, снижением температуры конденсата, уменьшением тепловых потерь, повышением коэффициента теплопередачи и другими путями.

Подогреватели жидкости характеризуются такими показателями, как тепловая производительность, максимальная температура нагреваемой жидкости, номинальный расход теплоносителей, предельное допускаемое давление первичного и вторичного теплоносителей. Поэтому подогревательная установка должна быть оборудована термометрами на входящих и выходящих трубопроводах греющей и подогреваемой среды, а также манометрами и расходомерами на трубопроводах первичного и вторичного теплоносителей.

На трубопроводах готового продукта и конденсатопроводах от подогревателей предусматриваются устройства для отбора проб, по которым определяется качество конденсата. За работой подогревательной установки наблюдают с помощью мерных или смотровых стекол. Уровень жидкости в подогревателе может повыситься из-за неплотности, разрыва трубок либо засорения конденсационного горшка или дренажной шайбы, а также из-за неисправности насоса.

В процессе эксплуатации подогревателей систематически контролируют состояние конденсатоотводчиков, предохранительных клапанов и воздухоотводящих вентилей. Чтобы быть уверенным в отводе воздуха и неконденсирующихся газов, воздушный вентиль держат открытым настолько, чтобы температура отводящей трубы была около 50 °С, при этом более низкая температура указывает на то, что воздух не отводится, а более высокая — на выпуск с воздухом значительного количества пара.

Работу подогревателей регулируют по температуре или расходу теплоносителей с помощью вентиля, установленного на трубопроводе греющего теплоносителя, либо путем изменения количества обогреваемой среды. Для автоматического регулирования работы подогревателей жидкости используют импульс от термоизмерительного прибора, устанавливаемого на выходном трубопроводе, передаваемый на сервомотор, приводящий в движение впускной вентиль или задвижку.

Значительное увеличение разности температур греющего теплоносителя (пара) и выходящей из подогревателя нагреваемой жидкости может быть обусловлено загрязнением поверхности нагрева или наличием воздуха в паровом пространстве. Снижение температуры нагреваемой среды может быть вызвано также тем, что часть этой среды проходит через обводную систему подогревателя. Снижение температуры подогрева среды, сопровождаемое снижением давления пара в подогревателе, происходит вследствие неисправности обратного клапана на линии отбора пара, недостаточного открытия или неисправности задвижки на этой линии.

Подогревательная установка должна обслуживаться не менее чем двумя перекачивающими (питательными) насосами, причем их характеристики должны допускать параллельную работу насосов.

Выпарные установки предназначены для концентрирования растворов. Оптимальный режим выпарной установки обеспечивает получение в заданном количестве концентрированного раствора из последней ступени и вторичного пара нужных параметров из промежуточных корпусов при минимальной затрате теплоты. Расход острого пара, греющего первый корпус, обычно минимален при максимально возможном отборе необходимого количества вторичного пара из корпусов, находящихся ближе к концу выпарной установки.

Для обеспечения оптимального режима работы выпарной установки необходимо поддерживать заданное давление греющего пара и предусмотренное технологическим процессом распределение температур и давлений по корпусам, обеспечивать непрерывное питание выпарной установки, поддерживать заданное разрежение в выпарных аппаратах, работающих под вакуумом, а также поддерживать в пределах, заданных технологическим режимом, температуру воды, отводимой из барометрического конденсатора.

В случае остановки выпарной установки необходимо прекратить подачу греющего пара, а затем отключить поступление исходного раствора. Опорожнение выпарной установки и промывку корпусов водой выполняют по инструкции. При остановке на длительное время все аппараты и трубопроводы освобождают от продукта.

Сушильные установки предназначены для обезвоживания (сушки) материала. Установки состоят из устройств для нагрева сушильного агента, камеры и сооружений для очистки отходящих газов. Эксплуатация сушильных установок весьма разнообразна и зависит от свойств высушиваемого материала. Сушка минерального сырья и топлива производится в барабанных сушилках или сушилках с кипящим слоем, а сушка термолабильных веществ в жидком виде — в распылительных сушилках. В качестве сушильного агента используются дымовые газы, полученные в печах для сжигания топлива, или воздух, нагреваемый в калориферах.

Запуск сушилок в работу начинают с растопки печи и прогрева всей системы установки. Когда температура в сушильной камере достигнет стабильной и заданной величины, в работу включают устройство для загрузки материала. Сыпучие материалы подаются с помощью шнековых питателей или дозирующих устройств, а жидкие материалы — с помощью насосов по трубам через регулятор расхода.

Во избежание хлопков и взрывов в сушильной камере необходимо поддерживать стабильный режим сушки. Если сушка органических веществ сопровождается окислением или образует с сушильным агентом (воздухом) взрывные концентрации, то необходимо вести контроль за содержанием кислорода в дымовых газах или заменить

их на инертные газы. Распылительные сушилки должны иметь исправные взрывные мембраны и приборы противопожарного назначения.

Сооружения для очистки отходящих газов должны обеспечивать высокую степень очистки и не допускать выброса газов с содержанием вредных веществ выше предельно допустимых концентраций. Высушенный продукт из сушилок выгружается в автоматические упаковочные машины или сборники.

Барабанные сушилки требуют постоянного обслуживания приводных механизмов, роликовых опор и загрузочно-разгрузочных устройств. Для нормальной работы барабанных сушилок необходимо следить за состоянием уплотнительных устройств во избежание подсоса воздуха и нарушения тяги. Разрежение в барабанной сушилке обычно составляет 150...200 Па. Для регулирования тяги на дымоходах устанавливают шиберы или подвижные заслонки. Во избежание возможного загорания сажи и накопившейся пыли на стенках газоходов необходимо производить периодическую чистку или продувку острым паром.

Для нормальной работы сушильных установок сооружают пульта управления, оснащенные приборами, автоматическими устройствами и блокировками для предупреждения аварийного состояния по важнейшим параметрам сушки.

Реакционные аппараты предназначены для проведения химических реакций в твердой, жидкой или газообразной среде с подводом или отводом теплоты по установленному технологическому режиму. К реакционным аппаратам относят: автоклавы, конвертеры, химические конденсаторы, хлораторы, нитраторы и т. д.

В зависимости от характера производственного процесса реакционные аппараты могут работать периодически и непрерывно. Условия работы реакционных аппаратов весьма разнообразны. В некоторых случаях в начале технологического процесса требуется подвод теплоты к реакционной массе, а в конце — отвод теплоты от нее.

Для контроля технологического режима в аппарате устанавливают следующие контрольно-измерительные приборы: термометры на трубопроводах или на камерах греющего и охлаждающего агентов, на входе в аппарат, в самом аппарате и на выходе из него по пути следования обрабатываемого продукта; на каждом аппарате, работающем под давлением, — по манометру, при паровом обогреве — автоматический регулятор давления на паропроводе; расходомеры, счетчики или весы — для определения расхода обрабатываемого продукта; вакуумметры, указатели уровня, концентратомеры и другие приборы в зависимости от условий работы аппарата.

На реакционных аппаратах, работающих под давлением, устанавливают предохранительные клапаны, открывающиеся при превышении рабочего давления на 10 %, или предохранительные пластины,

разрывающиеся при превышении давления в аппарате не более чем на 25 % рабочего давления.

При подготовке химических аппаратов к пуску особое внимание должно быть уделено герметизации и исправности тракта, по которому движутся токсичное сырье или ценные химикаты.

Ректификационные установки предназначены для разделения бинарных жидкостей многократным испарением и конденсацией легколетучего компонента.

Постоянный режим работы ректификационных колонн обеспечивается стабильностью парообразования в дистилляционном кубе и неизменным количеством возвращаемой флегмы. Изменяя подвод и подачу флегмы, можно регулировать работу колонны. Наибольшие трудности вызывает обычно поддержание паропроизводительности дистилляционного куба на необходимом постоянном уровне из-за неизбежных колебаний давления греющего пара и связанных с этим колебаний температурного перепада на поверхности кубового нагревателя. С изменением количества образующегося в кубе пара изменяются расходы и скорости прохода пара и опускающейся флегмы, гидравлическое сопротивление колонны, величина поверхности контакта фаз и, в конечном счете, производительность колонны. Постоянную производительность дистилляционного куба, соответствующую определенному режиму работы колонны, поддерживают автоматическим регулированием давления греющего пара.

Степень разделения компонентов контролируется по температурам в нижней и верхней частях колонны. Температура внизу колонны должна соответствовать температуре кипения кубового остатка, а температура сверху колонны — температуре кипения дистиллята.

Процесс ректификации регулируется изменением расхода количества исходной смеси на входе в колонну, а также отбором готового продукта.

Холодильные установки поставляются предприятиям в комплектном виде и имеют разработанную инструкцию по эксплуатации. Перед пуском в работу всю систему холодильной установки проверяют на герметичность, а затем заполняют хладагентом.

Надежная и высокоэффективная работа *струйной (пароэжекторной) холодильной* установки определяется, прежде всего, ее герметичностью. При монтаже агрегатов и трубопроводов необходимо обращать особое внимание на качество уплотнений разъемных соединений. Плохая герметичность системы не только может значительно ухудшить энергетические характеристики установки, но и исключить возможность получения холода.

Перед пуском выполняют проверку холодильной установки и системы трубопроводов на герметичность воздухом. Аппараты, работающие под вакуумом, не рассчитаны на высокое внутреннее давление, и поэтому при испытании на герметичность давление воздуха в установке не должно превышать 0,15 МПа избыточных. Для эжектор-

ных машин средней мощности с поверхностными конденсаторами герметичность системы считается удовлетворительной, если падение давления воздуха в системе от первоначального, равного 0,1 МПа, не превышает 0,005 МПа в течение 30 мин.

Запуск установки после проверки на герметичность начинают с пуска насоса охлаждающей воды и проверки ее циркуляции через конденсаторы. Затем подают рабочий пар на вспомогательные эжекторы, сначала второй, а потом первой ступени. По достижении вакуума в системе включают насос рабочей воды, главные эжекторы и конденсатный насос. В процессе работы установки ведут наблюдение за давлением рабочего пара, вакуумом в аппаратах, температурами охлаждающей и рабочей воды и уровнями рабочей воды в испарителе и конденсата в главном конденсаторе.

Периодически контролируют работу насосов рабочей воды и конденсатного. Отклонение от нормального режима работы этих насосов обусловлено, как правило, подсосами воздуха на всосе или недостаточным уровнем воды в аппаратах, что можно обнаружить по изменению шума, создаваемого этими насосами.

Наиболее частыми неполадками в работе парозежекторных холодильных установок являются ухудшение вакуума вследствие недостаточной герметичности системы или засорения сопел вспомогательных эжекторов; повышение давления в главном конденсаторе вследствие нарушения герметичности или загрязнения внутренней поверхности конденсаторных труб; повышение температуры рабочей воды за испарителем вследствие срыва работы эжектора или засорения сопл главных эжекторов; гидравлические удары в барометрических трубах вследствие неравномерного удаления воды из конденсаторов из-за неплотностей или загрязнений.

В качестве автоматически действующих приборов, предупреждающих повышение давления в аппаратах выше расчетного под действием давления рабочего пара, ставят обычно автоматические предохранительные клапаны или электромагнитные вентили, сблокированные с реле давления.

Остановку парозежекторной холодильной машины проводят в следующем порядке: прекращают подачу рабочего пара на главный эжектор, останавливают главный эжектор, останавливают насос рабочей воды, выключают вспомогательные эжекторы и останавливают насосы охлаждающей воды и конденсатный.

Абсорбционные холодильные установки перед заполнением рабочим веществом испытывают гидравлическим давлением на прочность, а затем давлением воздуха на герметичность.

Заполнение абсорбционной холодильной установки выполняют в следующем порядке. Вначале в установку вводят дистиллированную воду с растворенным в ней в количестве 0,2 % антикоррозионным веществом (аммонием или натрием). Затем вливают жидкий аммиак. Давление в генераторе начинает при этом повышаться; по до-

стижении примерно 0,15 МПа полученный водоаммиачный раствор перепускают в абсорбер, одновременно откачивая из него новую порцию дистиллята в кипятильник. Через абсорбер пропускают в это время охлаждающую воду, которая препятствует быстрому повышению в нем давления. Таким путем абсорбер заполняют до давления в нем 0,02... 0,05 МПа и при этом периодически выпускают воздух из абсорбера и генератора, чтобы к концу зарядки удалить его из аппаратов полностью. Для заполнения аммиаком испарителя и ресивера конденсатора установку включают в работу, при этом пары аммиака отсасываются из испарителя. Под действием вакуума жидкий аммиак засасывается в ресивер конденсатора и в испаритель. После заполнения жидким аммиаком ресивера конденсатора и испарителя установку выключают.

При пуске холодильной машины в работу выполняют следующие операции:

- 1) включают охлаждающую воду в конденсатор, абсорбер и дефлегматор;
- 2) подают греющий пар (постепенно увеличивая) в генератор и открывают выпуск из него конденсата;
- 3) включают водоаммиачный насос и открывают вентиль на линии слабого раствора с таким расчетом, чтобы его уровень в ресивере оставался постоянным;
- 4) постепенно открывают всасывающий вентиль на трубопроводе испаритель — абсорбер;
- 5) открывают вентиль на трубопроводе ресивер конденсатора — испаритель. При этом уровень жидкости в ресивере должен оставаться постоянным;
- 6) включают насос циркуляции хладоносителя (рассола);
- 7) с понижением температуры рассола до оптимальной включают потребителей холода.

Порядок остановки холодильной машины:

- 1) выключают подачу пара в генератор;
- 2) останавливают водоаммиачный насос;
- 3) прекращают подачу слабого раствора в абсорбер;
- 4) закрывают всасывающий вентиль на линии аммиачных паров перед абсорбером;
- 5) прекращают подачу жидкого аммиака в испаритель;
- 6) прекращают подачу воды в абсорбер, дефлегматор и конденсатор;
- 7) отключают потребителей холода.

Оптимальный режим и наибольший холодильный эффект достигаются поддержанием постоянных параметров греющего пара, заданных температур охлаждающей воды и кипения и конденсации холодильного агента, а также оптимальной концентрации слабого раствора. Основными условиями надежной работы абсорбционных холодильных установок являются своевременный и качественный ремонт

водоаммиачных насосов и очистка теплопередающих поверхностей аппаратов от загрязнений. Аппараты абсорбционной установки не нуждаются в ремонте и не требуют запасных частей.

Безопасная работа абсорбционной холодильной установки при увеличении давления пара выше допустимого должна быть обеспечена пружинными предохранительными клапанами. Ими оснащены все технологические аппараты непосредственного охлаждения: кожухотрубчатые испарители, конденсаторы, ресиверы, холодильные баббаны и другое оборудование. Предохранительные клапаны ставят выше уровня жидкого аммиака. Выкидная труба от предохранительных клапанов для выпуска паров аммиака в атмосферу должна быть выведена не менее чем на 1 м выше карниза близлежащего здания в радиусе 50 м. Конец этой трубы должен быть загнут вниз на 180°.

6.4. Правила техники безопасности при эксплуатации теплотехнического оборудования

Для того чтобы теплоиспользующие аппараты, которые работают под давлением, не представляли опасности для обслуживающего персонала, находящегося вблизи оборудования и помещений, где эти аппараты установлены, должны осуществляться меры безопасности эксплуатации. В соответствии с «Правилами устройства и безопасности эксплуатации сосудов, работающих под давлением», утвержденными Ростехнадзором, теплоиспользующие установки с рабочим давлением свыше 0,07 МПа должны быть зарегистрированы в местной инспекции Ростехнадзора. На них должны быть заведены специальные книги, в которые заносятся результаты испытания и освидетельствования аппаратов, а также изменения, которым они подвергаются.

Обслуживающий персонал обязан знать и выполнять инструкции и правила технической эксплуатации и техники безопасности и немедленно сообщать обо всех замеченных им неисправностях в работе основного и вспомогательного оборудования, а также о нарушениях правил техники безопасности. Директоры, главные инженеры, главные энергетики (механики) предприятий, начальники цехов, участков, мастерских и лабораторий обязаны обеспечить: проведение организационных и технических мероприятий для создания безопасных условий труда; инструктаж и обучение персонала безопасным методам работы и контроль за выполнением правил и инструкций по технике безопасности.

На участках, где это требуется по условиям работы, следует вывешивать плакаты по технике безопасности и предупредительные надписи: «Не включать, работают люди», «Взрывоопасно», «Осторожно, высокое напряжение», «Без противогаза не входить» и т.п. Ответственность за несчастные случаи и профессиональные отрав-

ления на производстве несут лица административно-технического персонала, не обеспечившие соблюдения правил техники безопасности и промышленной санитарии и не принявшие мер для предотвращения несчастных случаев и случаев профессионального отравления. Каждый несчастный случай должен быть тщательно расследован, причем должны быть установлены причины его возникновения и приняты меры по предотвращению подобных случаев в дальнейшем.

Для оказания первой помощи при несчастном случае на участке, в цехе, на ремонтной или монтажной площадке должна быть аптечка с набором медикаментов и перевязочных средств. На предприятиях и на крупных ремонтных и монтажных участках организуются постоянные или временные медицинские пункты.

Все работники цеха должны быть ознакомлены с характером опасности, знать инструкции по рабочему месту и по технике безопасности и строго их соблюдать. Инструктаж проводится не реже 1 раза в 3 месяца, а его результаты регистрируются.

Необходимо поддерживать в цехе чистоту, свободу проходов и исправность средств защиты. Кроме того, в наличии всегда должны быть средства и медикаменты для оказания первой помощи. В случае работы с токсичными материалами на рабочих местах должны быть краны с водой для смыwania этих материалов. На фланцевых соединениях трубопроводов с токсичными веществами ставят защитные чехлы для предохранения от попадания капель этих веществ на тело или одежду обслуживающего персонала при повреждении прокладок. На видном месте в производственных помещениях вывешивают инструкции по обслуживанию оборудования и технике безопасности.

В цехах с вредными материалами персонал допускается к работе только в спецодежде и с необходимыми защитными средствами (рукавицами, очками, противогазами, резиновыми сапогами или галошами и т. п.)

Категорически запрещается превышать в аппаратах и трубопроводах давление и температуру, предусмотренные инструкцией по эксплуатации и паспортом на аппарат или трубопровод. Аппаратура и трубопроводы должны быть герметичны и исправны. Движущиеся механизмы должны иметь ограждения. Смазка движущихся механизмов и набивка сальников на ходу запрещены. Электродвигатели включают в резиновых перчатках и в резиновой обуви с резиновым ковриком под ногами. Местное освещение и переносные лампы подключают к электросети с напряжением не более 36 В.

Большое внимание необходимо уделять безопасности хранения химических веществ. Для обеспечения безопасности при организации их хранения надлежит строго руководствоваться правилами совместного хранения огнеопасных и ядовитых веществ, которые обладают способностью к воспламенению и загоранию от искры, от-

крытого огня, действия воды и других причин. К таким веществам относятся: взрывчатые; способные к образованию взрывчатых смесей; самовозгорающиеся и самовоспламеняющиеся; легковоспламеняющиеся, отравляющие и ядовитые, а также сжатые и сжиженные газы.

В связи с токсичностью и взрывоопасностью аммиака особенно велика роль техники безопасности на водоаммиачных холодильных абсорбционных установках. По токсичности аммиак близок к хлору, но отличается более сильным воспалительным действием. Предельная санитарная норма аммиака в производственных помещениях не должна превышать 0,07 мг/л. Взрывоопасные концентрации аммиака — 16...28,8 %. Разработаны специальные Правила техники безопасности на аммиачных холодильных установках компрессионной и абсорбционной систем, утвержденные Ростехнадзором, которые должны неукоснительно выполняться при обращении с аммиаком.

Ремонтные работы внутри сосудов и аппаратов производят только по письменному разрешению начальника цеха или смены, выдаваемому лицу, ответственному за производство ремонта. В разрешении указываются готовность оборудования к ремонту и меры безопасности при производстве ремонта.

Перед началом ремонта лицо, ответственное за его проведение, знакомится с объемом, содержанием и условиями производства работ, обращая особое внимание на готовность аппаратов к ремонту (тщательность очистки и промывки, отключение электрического напряжения и проводов, заглушение от действующих коммуникаций).

Установку и удаление заглушек выполняют с особой тщательностью. Неправильный подбор материала для изготовления заглушек, неточный расчет их толщины или небрежная их установка могут привести к авариям, взрывам, пожарам и несчастным случаям. Места установки заглушек записывают в специальный журнал по соответствующей форме. Все работы по установке и удалению заглушек проводят под руководством и наблюдением начальника цеха или его заместителя.

Особенно тщательно должен быть подготовлен ремонт реакционных аппаратов с ядовитыми, горючими и взрывоопасными жидкостями и газами. Все складки и щели на поверхности аппарата просматривают, очищают и нейтрализуют остатки вредной среды.

Работы по ремонту теплоиспользующих аппаратов начинают только после их остывания или искусственного охлаждения до температуры не выше 30 °С. Ремонтные работы внутри аппарата с применением открытого огня (паяльные, сварочные и им подобные) производят только по письменному разрешению главного инженера или пожарной охраны предприятия. Ремонтные работы внутри аппаратов выполняются бригадой в составе двух или более человек, один из которых участвует в работах в качестве наблюдателя и нахо-

дится вне аппарата со всем необходимым для оказания помощи работающему. Рабочие со слабым здоровьем к работе внутри аппаратов для химически вредных веществ не допускаются.

Ремонтные рабочие должны получать инструктаж по специфике ремонтных работ и по мерам безопасности; они обеспечиваются спецодеждой и обувью, а также защитными приспособлениями (очками, шлемами, противогазами — фильтрующими или с активной подачей воздуха, предохранительным поясом с лямками и веревкой и т. п.). При работе на высоте более 3 м и при невозможности соорудить леса рабочий обязан надеть предохранительный пояс с веревкой, надежно привязанной к опоре. Инструмент, крепежный материал и другие мелкие предметы должны переноситься и храниться на высоте в специальных ящиках или сумках.

Пробивка отверстий в перекрытиях, крепление на них такелажных устройств и нагружение перекрытий деталями и предметами для ремонта разрешаются только по указанию технического персонала по строительству.

При производстве работ внутри аппаратов разрешается пользоваться электроосвещением и электроинструментами с напряжением до 12 В, при этом пользуются резиновыми перчатками и резиновыми ковриками. Запрещается работать электроинструментом, если: корпус инструмента находится под напряжением; неисправен или оголен шнур; нет заземляющего провода.

Контрольные вопросы

1. Каковы основные задачи организаций, эксплуатирующих системы теплоснабжения?

2. Какие формы обязательного обучения и повышения квалификации применяют при подготовке персонала к работе на теплотехническом оборудовании?

3. Что относится к основным технико-экономическим показателям работы теплотехнического оборудования предприятия?

4. Какие основные разделы должен содержать проект производства работ по монтажу теплотехнического оборудования?

5. На какие группы подразделяется оборудование, предназначенное для хранения?

6. Какими преимуществами обладают башенные краны при выполнении строительных и монтажных работ?

7. Какова последовательность операций, предусмотренная проектом производства работ по монтажу теплотехнического оборудования?

8. Какие методы монтажа применяют при монтаже теплообменных аппаратов?

9. Каким испытаниям подвергают теплообменные аппараты после окончания монтажных работ?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Бакластов А. М.* Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок / А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, П. Г. Удыма. — М. : Энергоиздат, 1981. — 336 с.
2. *Елизаров Д. П.* Теплоэнергетические установки электростанций: учебник для вузов / Д. П. Елизаров — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Энергоиздат, 1982. — 264 с.
3. *Касаткин А. Г.* Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / А. Г. Касаткин. — 9-е изд., испр. — М. : Химия, 1973. — 750 с.
4. *Луканин В. Н.* Теплотехника: учебник для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др. ; под ред. В. Н. Луканина. — 2-е изд., перераб. — М. : Высшая школа, 2000. — 671 с.
5. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. — М. : Машиностроение, 1989. — 367 с.
6. *Эстеркин Р. И.* Эксплуатация, ремонт, наладка и испытания теплотехнического оборудования: учебник для техникумов / Р. И. Эстеркин. — 3-е изд., перераб. и доп. — СПб. : Энергоатомиздат, 1991. — 304 с.
7. *Юркинский В. П.* Теплотехника. Тепломассоперенос: учеб. пособие для вузов / В. П. Юркинский, И. Б. Сладков, В. А. Зайцев. — СПб. : Изд-во СПбГПУ, 2007. — 293 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Основные сведения о теплотехническом оборудовании	5
1.1. Классификация теплообменных аппаратов	5
1.2. Теплоносители	8
1.3. Определение физических параметров и скоростей движения теплоносителей	11
Глава 2. Теплообменные аппараты	16
2.1. Рекуперативные теплообменные аппараты непрерывного действия	16
2.2. Расчеты рекуперативных теплообменных аппаратов	28
2.2.1. Тепловой расчет	28
2.2.2. Конструктивный расчет	37
2.2.3. Поверочный расчет	41
2.2.4. Гидравлический расчет	45
2.3. Рекуперативные теплообменные аппараты периодического действия	48
2.4. Регенеративные теплообменные аппараты	52
2.5. Смешивающие теплообменные аппараты	56
2.6. Теплообменные аппараты с химическими превращениями	63
Глава 3. Выпарные аппараты, дистилляционные, ректификационные и сушильные установки	66
3.1. Выпарные аппараты	66
3.1.1. Основные сведения о процессе выпаривания водных растворов	66
3.1.2. Классификация выпарных аппаратов	68
3.1.3. Конструкции выпарных аппаратов	69
3.1.4. Многокорпусные выпарные установки непрерывного действия	78
3.2. Дистилляционные и ректификационные установки	82
3.2.1. Дистилляционные установки	82
3.2.2. Ректификационные установки	84
3.3. Сушильные установки	94
3.3.1. Способы сушки	94
3.3.2. Конструкции сушильных установок	94
Глава 4. Ресурс- и энергосберегающие технологии	104
4.1. Классификация вторичных энергетических ресурсов	104

4.2. Роль вторичных энергоресурсов в топливо- и теплоснабжении различных отраслей промышленности	108
4.3. Источники образования, виды и возможности утилизации вторичных энергоресурсов	114
4.2. Оборудование по использованию вторичных энергетических ресурсов	121
4.2.1. Установки для использования отработавшего и вторичного производственного пара	121
4.2.2. Схемы использования теплоты горячей воды	127
4.3. Энергетическая эффективность использования вторичных тепловых ресурсов для теплоснабжения	133
4.4. Определение экономической эффективности использования вторичных энергоресурсов	134
Глава 5. Трансформаторы теплоты	140
5.1. Термодинамические основы трансформации теплоты	140
5.2. Основные типы установок для трансформации теплоты	144
5.3. Рабочие агенты и хладоносители в трансформаторах теплоты	146
5.4. Холодильные установки	149
5.4.1. Газовые компрессионные холодильные машины	149
5.4.2. Паровые компрессионные холодильные машины	150
5.4.3. Струйные (пароэжекторные) холодильные машины	152
5.4.4. Абсорбционные холодильные машины	153
Глава 6. Организация эксплуатации и монтажа теплотехнического оборудования	157
6.1. Основы организации эксплуатации теплотехнического оборудования	157
6.1.1. Организационная структура теплоэнергетического хозяйства промышленного предприятия	157
6.1.2. Подготовка эксплуатационного персонала	159
6.1.3. Техническая документация, контроль и отчетность	163
6.2. Монтаж теплотехнического оборудования	165
6.2.1. Организация монтажно-сборочных работ	165
6.2.2. Оборудование и средства механизации монтажных работ	168
6.2.3. Способы монтажа теплотехнического оборудования	172
6.2.4. Испытание теплотехнического оборудования после окончания монтажных работ	176
6.3. Особенности эксплуатации теплообменных и холодильных установок	179
6.4. Правила техники безопасности при эксплуатации теплотехнического оборудования	186
Список литературы	190

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ISBN 978-5-7695-9887-6



Издательский центр «Академия»
www.academia-moscow.ru