

Министерство образования и науки Российской Федерации

САНКТ–ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

**Приоритетный национальный проект «Образование»
Национальный исследовательский университет**

Л. В. ЗЫСИН, А. А. КАЛЮТИК

ТЕПЛООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2010

УДК 62-52(075.8)

ББК 32.816я73

Т 41

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор
Санкт-Петербургского государственного политехнического
университета *В. В. Сергеев*

Доктор технических наук, профессор
Северо-Западного государственного заочного технического
университета *З. Ф. Каримов*

Зысин Л. В., Калютник А. А. Теплообменное оборудование: Учеб. пособие.
СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 230 с.

ISBN 978-5-7422-1845-6

Приведены сведения об устройстве, принципах действия, основных параметрах и характеристиках современных теплообменных аппаратов. Рассмотрена конструкция рекуперативных и регенеративных теплообменных аппаратов, выпарных, дистилляционных, ректификационных, а также сушильных установок. Содержатся необходимые сведения о теплообменных аппаратах со смешиванием теплоносителей, трансформаторах теплоты и холодильных установках. Приводятся сравнительные характеристики и тенденции развития конструкций теплообменных аппаратов. Даются методики теплового, конструктивного и гидравлического расчетов теплообменного оборудования.

Пособие предназначено для подготовки магистров по направлению «Теплоэнергетика и теплотехника». Пособие может быть полезно для студентов, обучающихся по другим специальностям и направлениями, а также специалистам, непосредственно занимающимся эксплуатацией теплотехнического оборудования.

Работа выполнена в рамках реализации программы развития национального исследовательского университета «Модернизация и развитие политехнического университета как университета нового типа, интегрирующего мультидисциплинарные научные исследования и надотраслевые технологии мирового уровня с целью повышения конкурентоспособности национальной экономики».

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

© Зысин Л. В., Калютник А. А., 2010

© Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет, 2010

ISBN 978-5-7422-1845-6

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1. Основные сведения о теплообменном оборудовании.....	9
1.1. Классификация теплообменных аппаратов	9
1.2. Теплоносители.....	14
1.3. Определение физических параметров и скоростей движения теплоносителей.....	20
2. Теплообменные аппараты.....	27
2.1. Рекуперативные теплообменные аппараты непрерывного действия.....	27
2.2. Проектирование рекуперативных теплообменных ап- паратов.....	43
2.2.1. Общие сведения.....	43
2.2.2. Тепловой расчет.....	47
2.2.3. Конструктивный расчет.....	60
2.2.4. Поверочный расчет.....	64
2.2.5. Гидравлический расчет.....	70
2.3. Рекуперативные теплообменные аппараты периодичес- кого действия	73
2.4. Регенеративные теплообменные аппараты.....	79
2.5. Теплообменные аппараты смешивающего типа.....	86
3. Теплообменные установки.....	97
3.1. Выпарные установки.....	97
3.1.1. Основные сведения о процессе выпаривания водных растворов.....	97
3.1.2. Классификация выпарных аппаратов.....	99
3.1.3. Конструкции выпарных аппаратов.....	101
3.1.4. Многокорпусные выпарные установки непре- рывного действия.....	116
3.2. Дистилляционные и ректификационные установки.....	121
3.2.1. Дистилляционные установки.....	121
3.2.2. Ректификационные установки.....	124

3.3. Сушильные установки	136
3.3.1. Способы сушки.....	136
3.3.2. Конструкции сушильных установок.....	137
4. Ресурсо- и энергосберегающие технологии.....	151
4.1. Классификация вторичных энергетических ресурсов.....	151
4.2. Роль вторичных энергоресурсов в топливо- и тепло- потреблении различных отраслей промышленности.....	157
4.3. Источники образования, виды и возможности утилизации вторичных энергетических ресурсов.....	166
4.4. Оборудование по использованию вторичных энер- гетических ресурсов.....	177
4.4.1. Установки для использования отработавшего и вторичного производственного пара.....	177
4.4.2. Схемы использования теплоты горячей воды.....	185
4.5. Энергетическая эффективность использования вторичных тепловых ресурсов для теплоснабжения.....	193
4.6. Определение экономической эффективности исполь- зования вторичных энергоресурсов.....	195
5. Трансформаторы теплоты.....	204
5.1. Термодинамические основы трансформации теплоты.....	204
5.2. Основные типы установок для трансформации теплоты...	209
5.3. Рабочие агенты и хладоносители в трансформаторах теплоты.....	212
5.4. Холодильные установки.....	217
5.4.1. Газовые компрессионные холодильные машины....	217
5.4.2. Паровые компрессионные холодильные машины...	219
5.4.3. Струйные (пароэжекторные) холодильные машины.....	221
5.4.4. Абсорбционные холодильные машины.....	223
Библиографический список.....	229

ВВЕДЕНИЕ

Согласно «Энергетической стратегии России на период до 2030 года», утвержденной Правительством Российской Федерации, повышение надежности и эффективности функционирования систем теплоснабжения, обеспечение бесперебойного и качественного снабжения потребителей тепловой энергией — одна из основных задач органов государственной власти на современном этапе развития страны. В настоящее время различные отрасли экономики страны потребляют огромное количество тепловой энергии на технологические нужды, отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. В Российской Федерации на долю теплоты приходится примерно 70–80 % всей расходуемой энергии.

Разнообразные процессы, связанные с потреблением теплоты без ее превращения в другие виды энергии, можно по назначению расходуемой теплоты отнести к двум основным категориям: потребление теплоты для коммунально-бытовых нужд 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.

В настоящее время энергоемкость экономики России в 2,5–3 раза выше, чем в развитых странах мира. Причиной такого высокого уровня неэффективности в различных отраслях промышленности является устаревшее оборудование. Так, более чем на четверти предприятий эксплуатируется оборудование, которому уже более 25 лет. А в целом, почти 55–60 % всего оборудования работает свыше 10 лет.

В ноябре 2009 года принят новый Федеральный Закон об энергосбережении и повышении энергетической эффективности,

который изменил правовое регулирование деятельности в сфере энергосбережения. Новый закон осуществил переход к нормам прямого действия и существенно расширил спектр возможных механизмов энергосбережения.

Согласно данному закону энергосбережение в теплоснабжении будет осуществляться по следующим основным направлениям: повышение коэффициента полезного действия теплофикационных установок на основе современных технологий сжигания топлива, когенерационной выработки тепловой и электрической энергии, увеличение коэффициента использования тепловой мощности, развитие систем распределенной генерации тепла с вовлечением в теплоснабжение возобновляемых источников энергии, повышение технического уровня автоматизации и механизации мелких теплоисточников, оснащение их системами учета и регулирования отпуском тепловой энергии, а также обоснованное разделение сферы централизованного и децентрализованного теплоснабжения.

Одним из наиболее распространенных и важнейших элементов современных теплофикационных, коммунально-бытовых и технологических установок является теплообменное оборудование.

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 приходится также значительная доля 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 переменного режима. 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 производиться с учетом большой сложности происходящих в нем процессов, а также значительного влияния параметров процесса теплообмена на технико-экономические показатели соответствующих установок.

Теплообменные аппараты имеют весьма многообразное назначение. Вместе с тем они должны отвечать определенным общим требованиям, которые являются исходными при проектировании аппаратов. 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.

Научной основой при создании теплообменников служит теория теплообмена. Многочисленные и систематические исследования в данной области ведутся многие десятилетия, накоплен обширный экспериментальный материал, разработана теория подобия, позволяющая осознанно моделировать процессы теплообмена. Однако

общие теоретические решения носят ограниченный характер. Развитие техники постоянно выдвигает новые задачи, обусловленные появлением новых теплоносителей, более совершенных конструктивных форм, что требует новых теоретических и экспериментальных исследований и инновационных подходов к ним.

Основной задачей учебного пособия является ознакомление будущих теплоэнергетиков 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 современного теплообменного оборудования. В пособии рассмотрены различные промышленные теплообменные установки без акцента на те отрасли промышленности, в которых они нашли применение, что позволило сделать полезные обобщения, произвести необходимую классификацию и применить единые методы тепловых расчетов.

Настоящее пособие содержит расширенный курс лекций по дисциплине «Теплообменное оборудование» и охватывает весь перечень вопросов, обозначенных в рабочей программе дисциплины, что позволяет студентам освоить дисциплину в полном объеме. Также рассмотрены некоторые теоретические и практические вопросы, непосредственно связанные со специализацией учащихся, в том числе ранее не включавшиеся в учебные пособия. Наряду с литературными данными при подготовке пособия авторы использовали материалы, накопленные ими в ходе исследования, проектирования и эксплуатации промышленного оборудования.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по магистерской программе «Энергоэффективные и энергосберегающие технологии в теплоэнергетике и теплотехнике» направления подготовки магистров «Теплоэнергетика и теплотехника». Оно может быть также использовано при обучении в системах повышения квалификации и в учреждениях дополнительного профессионального образования.

1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛООБМЕННОМ ОБОРУДОВАНИИ

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

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

Необходимость передачи теплоты от одного теплоносителя к другому возникает во многих отраслях техники: в энергетике, в химической, металлургической, нефтяной, пищевой и других отраслях промышленности.

Тепловые процессы, происходящие в теплообменных аппаратах, могут быть самыми разнообразными: 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 применяют классификацию теплообменных аппаратов по функциональным признакам:

- 1) по принципу действия: поверхностные и смешивающие;
- 2) по роду теплового режима;
- 3) по характеру движения теплоносителей относительно теплопередающей поверхности;
- 4) в зависимости от изменения агрегатного состояния теплоносителей.
- 5) по роду теплоносителя.

Независимо от принципа действия теплообменные аппараты,

применяющиеся в различных областях техники, как правило, имеют свои специфические названия. Эти названия определяются 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 делятся на 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 называются такие теплообменные аппараты, в которых теплообмен между теплоносителями происходит через разделительную стенку. Обращенная к греющей среде поверхность стенки является поверхностью охлаждения (или теплоотвода), а поверхность, обращенная к более холодной среде — поверхностью нагрева (или теплоподвода). 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. Регенеративные теплообменные аппараты могут быть неподвижными и подвижными (например, вращающимися).

По роду теплового режима теплообменные аппараты могут быть со стационарными и нестационарными процессами теплообмена. В большинстве рекуперативных теплообменников теплота передается непрерывно через стенку от теплоносителя к другому теплоносителю. Такие теплообменники называются *теплообменниками непрерывного 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, называются теплообменниками периодического действия.

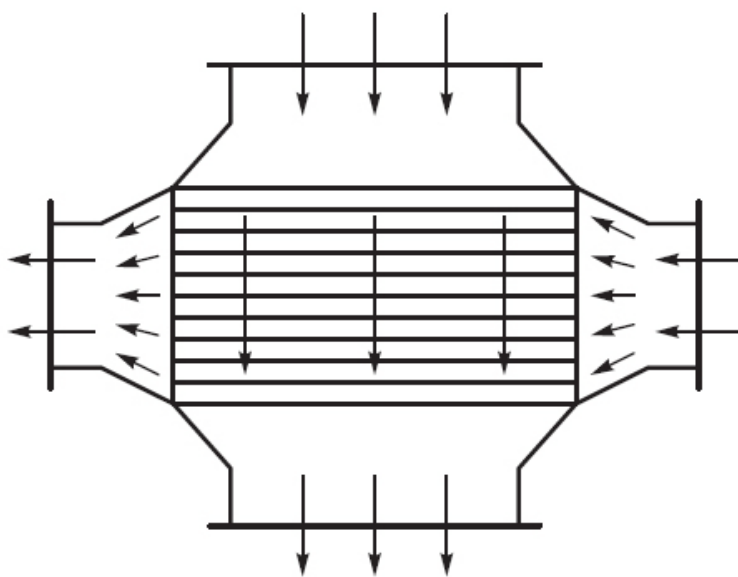


Рис. 1.1. Трубчатый теплообменник

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.

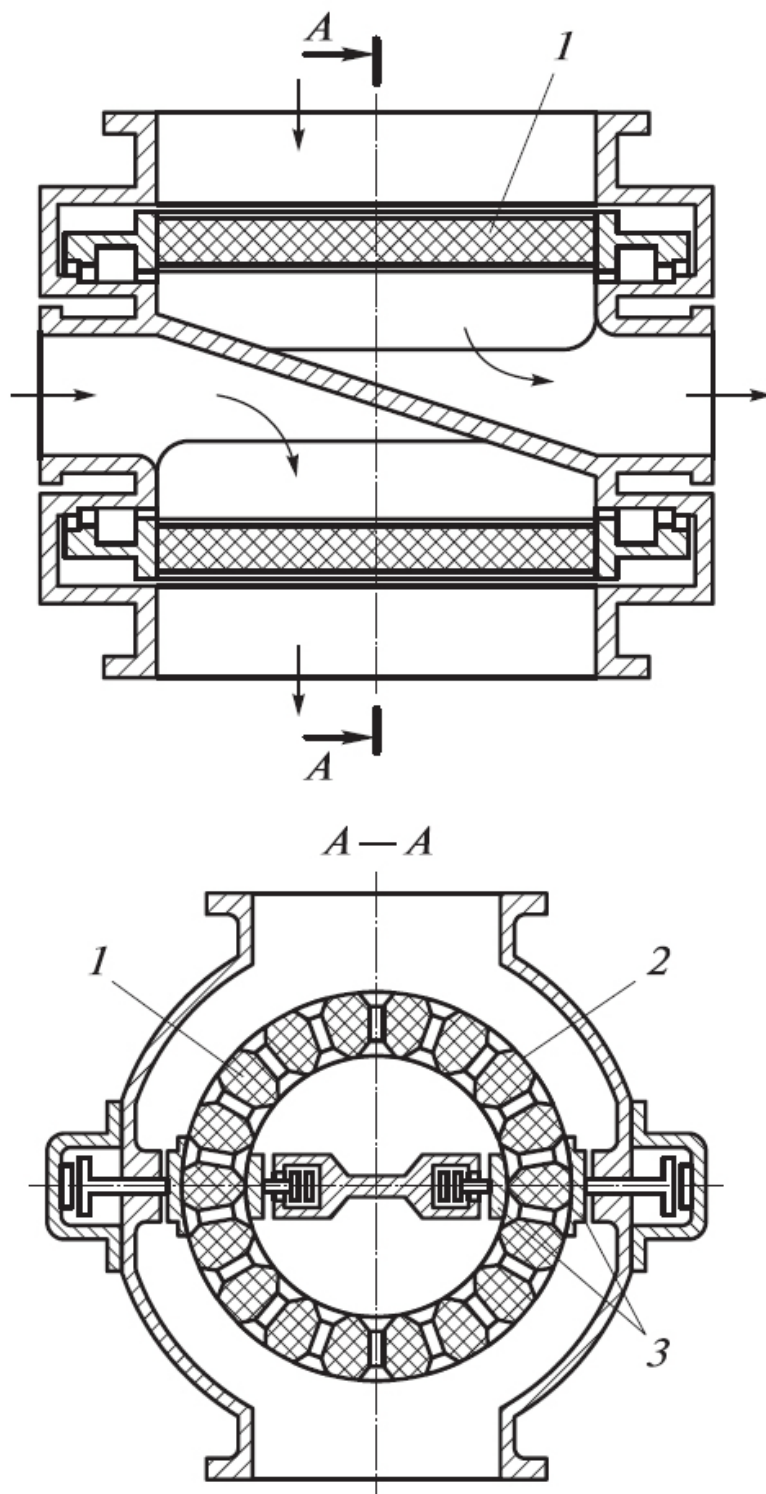


Рис. 1.2. Теплообменник с барабанным ротором

Ротор 1 разделен на секции 2, в каждой из которых размещается 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 горячий теплоноситель (газ), через другую — холодный. Уплотнения имеются 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. Теплообменники такого типа обладают высокой компактностью, но 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.

Смешивающими называются такие теплообменные аппараты, в которых тепло- и массообмен происходит при непосредственном контакте и смешении теплоносителей. Поэтому смешивающие теплообменники иногда называют контактными. 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 соответствующей главе.

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.

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 качестве *теплоносителей* в зависимости от назначения производственных процессов 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 имели высокие температуры 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 не давали в процессе работы отложений на поверхность теплообмена, так как отложения понижают коэффициент теплопередачи и теплопроизводительность оборудования.

3) Быть недорогими и достаточно доступными в отечественных ресурсах. Дорогостоящие или малодоступные вещества увеличивают капитальные затраты и эксплуатационные расходы, что иногда приводит к явной нецелесообразности применения их 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 большое распространение вследствие ряда своих достоинств:

1) Высокие коэффициенты теплоотдачи при конденсации водяного пара позволяют получать относительно небольшие поверхности теплообмена.

2) Большое изменение энтальпии при конденсации водяного пара позволяет расходовать малое его массовое количество для передачи сравнительно больших количеств теплоты.

3) Постоянная температура конденсации при заданном давлении дает возможность наиболее просто поддерживать постоянный режим и регулировать процесс в аппаратах.

Основным недостатком водяного пара является значительное

повышение давления в зависимости от температуры насыщения. Так, например, 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 применяется в процессах нагревания, происходящих при умеренных температурах (порядка 60–150 °С).

Наиболее часто употребляемое давление греющего пара в теплообменниках составляет от 0,2 до 1,2 МПа. Теплообменники с паровым обогревом для высоких температур получаются очень тяжелыми и громоздкими 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 непостоянна и изменяется от 70 до 150 °С.

Дымовые и топочные газы как греющая среда применяются 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, а последний нагревает обрабатываемый материал.

Достоинством топочных газов является возможность нагрева ими материала до весьма высоких температур, которые требуются иногда по технологическим условиям производства. Но это достоинство не всегда может быть использовано, потому что вследствие трудности регулировки возможны перегрев материала и ухудшение его качества. С другой стороны, по условиям техники безопасности не всегда можно пользоваться огневым обогревом. Высокая температура топочных газов приводит к большим тепловым потерям. Газы, покидающие топку с температурой выше 1000°C , доходят до потребителя с температурой не выше 700°C , так как осуществить удовлетворительную термоизоляцию при таком высоком уровне температур достаточно трудно.

Можно отметить еще ряд недостатков дымовых и топочных газов как греющей среды, а именно:

1) Малая плотность газов влечет за собой 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; последнее обстоятельство 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, включают в себя минеральные масла, органические соединения, расплавленные металлы и соли. Они должны обладать следующими свойствами:

- 1) высокой температурой кипения при атмосферном давлении;
- 2) высокой интенсивностью теплообмена;
- 3) низкой температурой отвердевания;
- 4) термической стойкостью;
- 5) безвредностью для материалов трубопроводов и теплоотдающих поверхностей;
- 6) невоспламеняемостью, взрывобезопасностью, отсутствием токсичности;
- 7) экономичностью.

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

В связи с бурным развитием атомной энергетики и некоторых областей современной техники в настоящее время расширяется применение *жидко-металлических теплоносителей*. Характерными их особенностями являются высокая теплопроводность и электрическая проводимость, а также относительно низкая вязкость.

Еще одна особенность жидких металлов как теплоносителей связана с тем, что они сильно взаимодействуют с электрическими и магнитными полями. Кроме того, вследствие сильного взаимодействия жидких металлов с кислородом воздуха, на обтекаемые поверхности происходит выпадение тонких порошков окислов. В результате увеличивается термическое сопротивление у поверхностей теплообмена, а также электрическое контактное сопротивление.

Поэтому теплообменные аппараты, в которых используются жидко-металлические теплоносители, должны снабжаться соответствующими фильтрами и очистителями в контуре циркуляции жидкого металла.

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

Электрическая энергия, хотя и является не теплоносителем в обычном смысле этого слова, а скорее способом обогрева, также нашла широкое применение для нагревания веществ в технологических процессах. Применяются 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 подводки и устройства, удобство контроля, регулировки и обслуживания, возможность получить почти любую температуру, компактность и, наконец, экологическая чистота. При переходе электрической энергии в тепловую часто удается использовать почти 100 % подведенной энергии.

Важное значение имеет экономическое обоснование выбора электроэнергии в качестве теплоносителя. Дело в том, что с термодинамической точки зрения использование электроэнергии, выработанной на тепловых электростанциях, как правило, является невыгодным из-за большой необратимости в теплосиловых установках электростанций.

При использовании электрического обогрева можно говорить о расходе условного топлива на выработку единицы продукции (в данном случае теплоты). Величина расхода условного топлива при электрическом обогреве может быть рассчитана с помощью формулы:

$$B = \frac{3600\Delta}{29,31 \cdot 10^3 \eta_y \eta_\varepsilon} = 0,123 \frac{\Delta}{\eta_y \eta_\varepsilon},$$

где Δ — теоретический удельный расход электроэнергии на единицу продукции, кВт/ч; η_y — суммарный КПД электронагревательной установки (составляет обычно 50–90 %); η_ε — эффективный КПД тепловой электростанции (обычно 25–45 %); $29,31 \cdot 10^3$ — теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Если стоимость топлива меньше стоимости другого вида теплоносителя, то электрический обогрев экономически выгоден. Однако, в ряде случаев даже при отсутствии прямых экономических предпосылок предпочтение отдается, тем не менее, электрообогреву из-за его эксплуатационных достоинств, указанных выше.

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

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

Средняя температура среды t_{cp} , °С, приближенно определяется как среднее арифметическое начальной t_n и конечной t_k температур:

$$t_{cp} = \frac{t_n + t_k}{2}. \quad (1.1)$$

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 представлены в справочниках 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 справочных источниках физические параметры даны при температуре 20 °С, а теплота парообразования жидкости — при температуре ее кипения. Если средняя температура заданного вещества отличается от 20 °С, то следует сделать поправку на температуру.

Для большинства физических параметров существует линейная зависимость величины параметра от температуры. Например, теплоемкость большинства вязких жидкостей является линейной функцией от температуры:

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

где c_t — теплоемкость при заданной температуре; α — опытный коэффициент, принимаемый по справочнику; t — средняя температура, при которой определяется теплоемкость жидкости; c_{20} — теплоемкость жидкости при 20 °С.

Поправку на температуру, Дж/(кг·К), производят по формуле

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

Если жидкость состоит из смеси нескольких компонентов, то теплоемкость смеси рассчитывается по уравнению

$$c_{\text{см}} = \frac{c_1 m_1 + c_2 m_2 + \dots + c_n m_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}, \quad (1.3)$$

где $c_1, c_2, \dots, c_n$ — теплоемкости компонентов; $m_1, m_2, \dots, m_n$ — массы компонентов.

Зная процентное соотношение компонентов, для расчета теплоемкости смеси можно использовать следующее уравнение:

$$c_{\text{см}} = ac_1(1-a)c_2, \quad (1.4)$$

где a — массовая концентрация (массовая доля) одного из компонентов; $(1-a)$ — массовая концентрация второго компонента.

Теплоемкость одной жидкости 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 °С; λ_1 — коэффициент теплопроводности первой жидкости при 20 °С; ρ_1 — плотность первой жидкости при 20 °С; c_2 — теплоемкость эталонной жидкости; λ_2 — коэффициент теплопроводности эталонной жидкости; ρ_2 — плотность эталонной жидкости.

Зависимость плотности от температуры можно найти по формуле

$$\rho_t = \rho_{20} - \beta_t(t - 20 \text{ °С}) \quad (1.6)$$

где ρ_t — плотность жидкости при средней температуре; t — средняя температура; ρ_{20} — плотность при температуре 20 °С; β_t — температурная поправка на 1 °С.

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

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

где β — коэффициент объемного расширения жидкости, K^{-1} .

Для смеси жидкостей или газов плотность вычисляется по уравнению

$$\rho_{\text{см}} = n_1\rho_1 + n_2\rho_2 + \dots + n_m\rho_m, \quad (1.8)$$

где $n_1, n_2, \dots, n_m$ — объемные доли компонентов; $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_m$ — плотности компонентов.

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

Коэффициент теплопроводности также линейно зависит от температуры:

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

где λ_t — коэффициент теплопроводности при средней температуре; λ — значение коэффициента теплопроводности при 0°C ; β — опытный коэффициент; t — средняя температура вещества.

Коэффициент теплопроводности воды при $t = 20^\circ\text{C}$ равен примерно $0,58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; для вязких жидкостей находится в пределах $0,12\text{--}0,29 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; для газов коэффициент теплопроводности имеет величину, лежащую в пределах $0,012\text{--}0,006 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Для вязких жидкостей и газов существуют приближенные формулы расчета коэффициента теплопроводности, но лучше всегда пользоваться справочными данными.

При определении коэффициента теплопроводности смеси нескольких жидкостей для ориентировочных подсчетов применяют закон аддитивности (слагаемости):

$$\lambda_{см} = \lambda_1 n_1 + \lambda_2 n_2 + \dots + \lambda_m n_m, \quad (1.11)$$

где $n_1, n_2, \dots, n_m$ — доли компонентов в смеси; $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_m$ — коэффициенты теплопроводности компонентов.

Для определения вязкости газовых смесей можно использовать зависимость

$$\frac{M_{см}}{\mu} = \frac{m_1 M_1}{\mu_1} + \frac{m_2 M_2}{\mu_2} + \dots + \frac{m_n M_n}{\mu_n}, \quad (1.12)$$

где $M_1, M_2, \dots, M_n$ — молекулярные массы компонентов смеси; $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$ — динамические вязкости компонентов; $m_1, m_2, \dots, m_n$ — объемные доли компонентов в смеси.

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

$$\lg \mu_{см} = m_1 \lg \mu_1 + m_2 \lg \mu_2 + \dots + m_n \lg \mu_n, \quad (1.13)$$

где $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$ — динамические вязкости компонентов смеси; $m_1, m_2, \dots, m_n$ — молярные концентрации компонентов в смеси.

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

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

где μ_c — вязкость суспензии; $\mu_{ж}$ — вязкость чистой жидкости; φ — объемная концентрация твердой фазы в суспензии.

При конструировании теплообменной аппаратуры обычно выбирают такие скорости теплоносителей, при которых коэффициенты теплоотдачи и гидравлические сопротивления 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 делает аппарат более компактным. Однако при этом значительно возрастают гидравлические сопротивления и, естественно, увеличивается расход электроэнергии на перекачку, 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 рекомендуются скорости жидкости 1,5–2 м/с и 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 допускать переходный или даже ламинарный режим.

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

Вопросы для самоконтроля

1. Какие устройства называются теплообменными аппаратами?
2. В чем состоит отличие рекуперативного теплообменника от регенеративного?
3. Какие теплообменные аппараты называются смешивающими?
4. Какие процессы теплообмена могут протекать в теплообменных аппаратах?
5. Каковы достоинства и недостатки воды как теплоносителя?
6. На какие основные типы делят теплообменные аппараты по характеру движения теплоносителей относительно теплопередающей поверхности?

7. Какими свойствами должны обладать высокотемпературные теплоносители и в каких случаях их применение в теплообменниках рационально?
8. Какими качествами должны обладать теплоносители с точки зрения технической и экономической целесообразности их применения?
9. Почему выбор оптимальной скорости теплоносителя имеет большое значение для качественной работы теплообменного аппарата?

2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

2.1. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Конструкции современных рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия и поверхностного типа весьма разнообразны, поэтому рассмотрим наиболее характерные.

Рассмотрим классификацию поверхностных теплообменных аппаратов по отдельным группам.

Кожухотрубчатые теплообменники представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, скрепленных при помощи трубных решеток (досок) и ограниченных 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 предназначаются для теплообмена: между различными жидкостями, между жидкостями и паром, между жидкостями и газами. Они применяются в случаях, когда требуется большая поверхность теплообмена.

При нагреве жидкости паром в большинстве случаев пар вводится в межтрубное пространство, а нагреваемая жидкость протекает по трубкам. 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 более низкие и коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. На рис. 2.1 показаны различные типы кожухотрубчатых теплообменников.

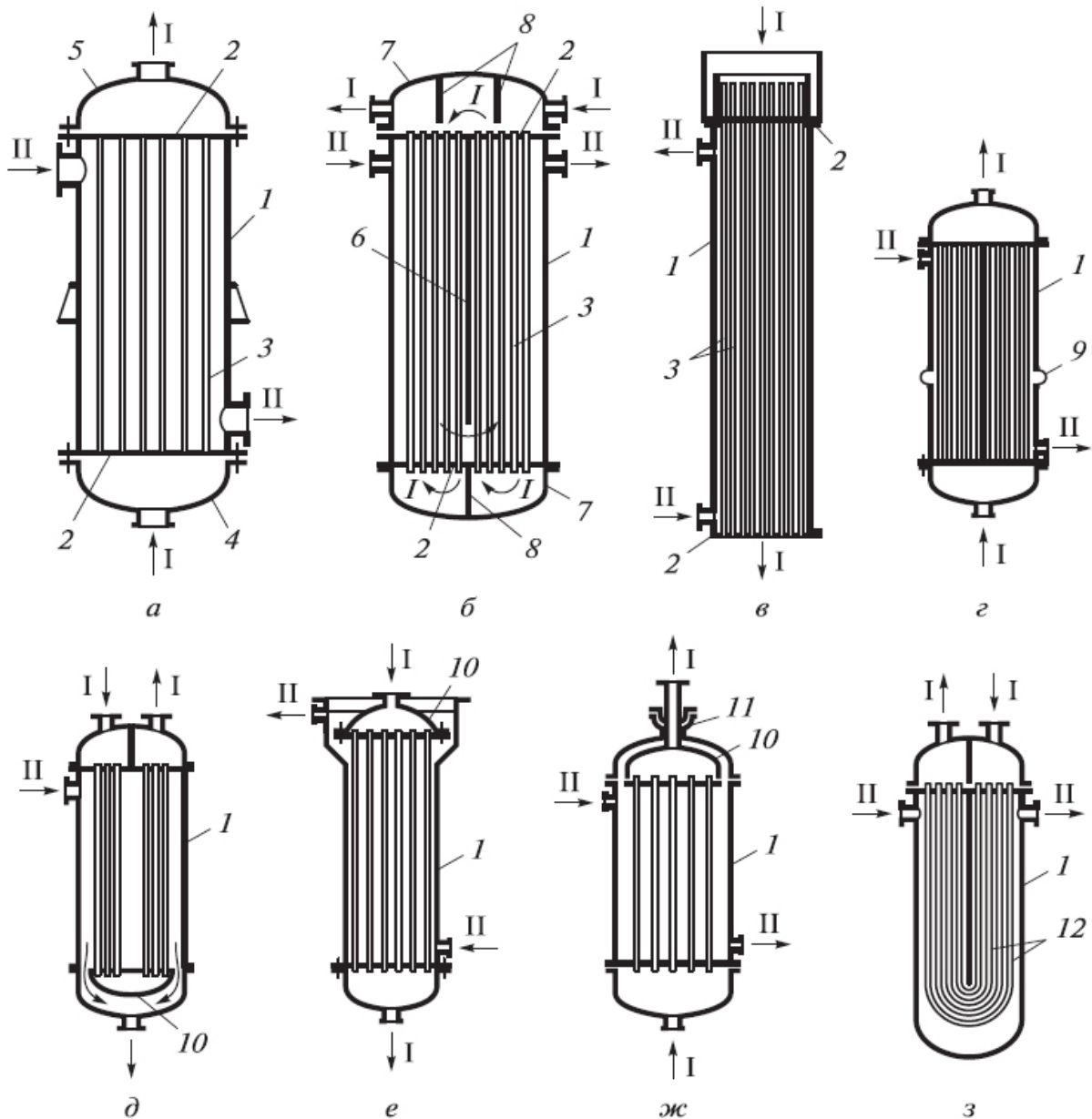


Рис. 2.1. Типы кожухотрубчатых теплообменников:

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

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

Трубки кожухотрубчатых аппаратов изготавливают прямыми или изогнутыми (U-образными) диаметром от 12 до 57 мм. Материал трубок выбирается в зависимости от среды, омывающей ее поверхность. Применяются 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 зажимаются болтами между фланцами кожуха и крышки или привариваются к кожуху, или соединяются болтами только с фланцами свободной камеры (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-, противо- и поперечноточные, горизонтальные, вертикальные и наклонные. Вертикальные аппараты

имеют большее распространение, так как они занимают меньше места и более удобно располагаются в рабочем помещении. Исходя из условий удобства монтажа и эксплуатации, максимальную длину трубок для них выбирают не более 5 м.

Компенсация различного температурного удлинения труб и кожуха достигается различными способами: закреплением труб в решетках на сальниках, устройством подвижной трубной решетки, установкой линзового компенсатора на корпусе (рис. 2.1, 2–3).

Секционные теплообменники представляют собой 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).

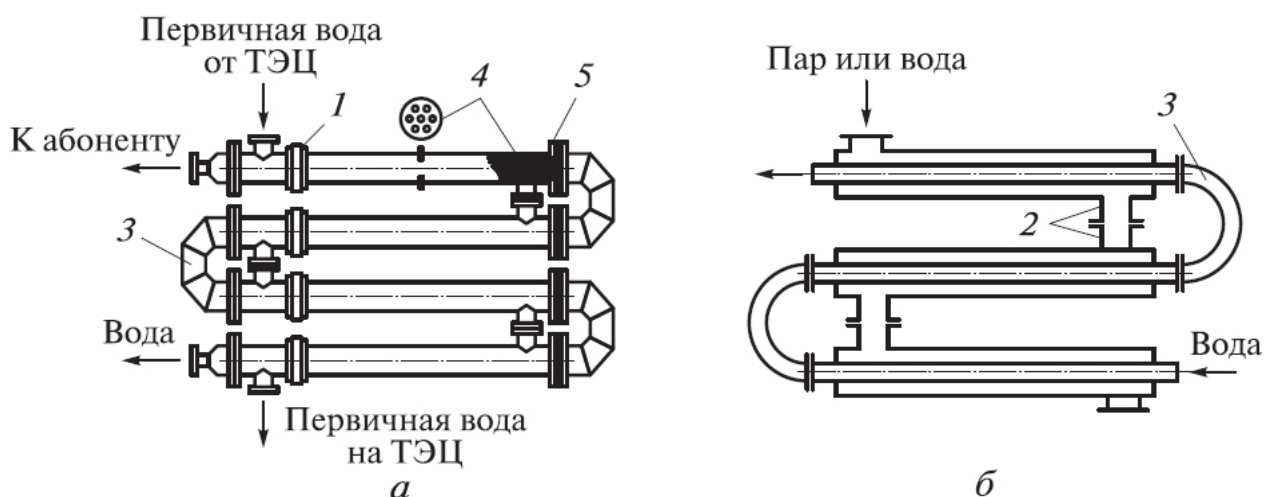


Рис. 2.2. Секционные теплообменники:

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

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»: 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.

Кожухи серийных секционных теплообменников изготавливают из труб длиной до 4 м, внутренним диаметром от 50 до 305 мм. Число труб в секции от 4 до 151, поверхность нагрева от 0,75 до 26 м², трубы латунные диаметром 16/14 мм. Отношение поверхности нагрева к объему теплообменника достигает 80 м²/м³, а удельный конструкционный вес составляет 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, которые служат поверхностью теплообмена. Внутренние концы спиралей соединены разделительной перегородкой. Для обеспечения жесткости конструкции и фиксирования расстояния между спиральями приваривают бобышки. Спирали изготавливают так, что торцы листов лежат 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 выполняются горизонтальными и вертикальными; часто их устанавливают блоками по два, четыре и восемь аппаратов.

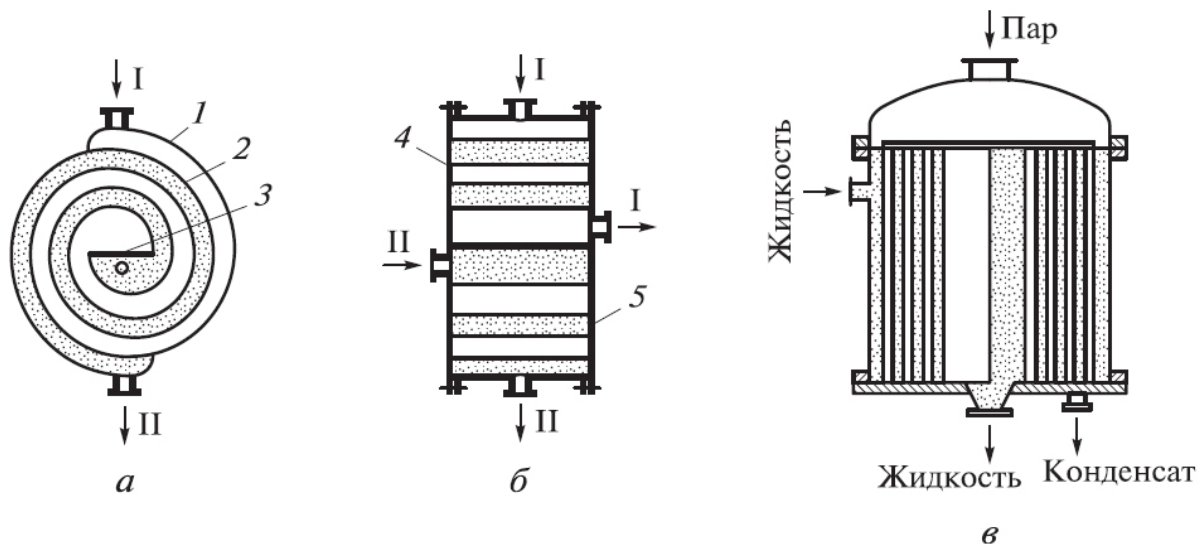


Рис. 2.3. Типы спиральных теплообменников:

a — горизонтальный спиральный теплообменник; *б* — вертикальный спиральный теплообменник;
1, 2 — листы; 3 — разделительная перегородка; 4 — крышки

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 изготавливаются с поверхностью теплообмена 15 м^2 (ширина спирали 375 мм) и 30 м^2 (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 применяются для теплообмена между жидкостями и газами и работают при перепадах давлений до 12 МПа. На рис. 2.4 представлено несколько конструкций теплообменников такого типа. Благодаря незначительному расстоянию между пластинами (6–8 мм) такие теплообменники имеют высокую компактность: удельную поверхность нагрева $F/V = 200\text{--}300 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Поэтому пластинчатые теплообменники в ряде случаев вытесняют трубчатые и спиральные.

На величину 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 величина разности температур греющего теплоносителя на входе и нагреваемого теплоносителя на выходе при противотоке. Чем меньше это величина, тем больше поверхность теплообмена, выше стоимость аппарата и тем меньше эксплуатационные расходы.

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.

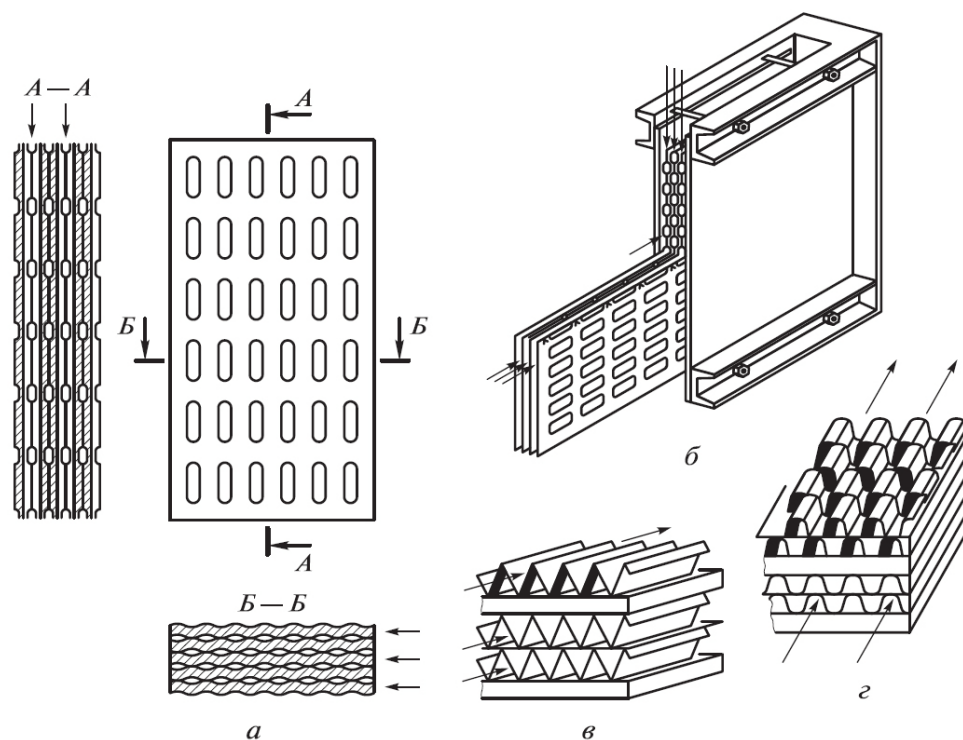


Рис. 2.4. Пластиновые теплообменники:

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

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, а именно: 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 применяются 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, имеющих длину 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 являются более интенсивный теплообмен и пониженный расход охлаждающей воды.

Ребристые теплообменники применяются в тех 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 из рисунка, ребристые теплообменники изготавливают самых различных конструкций. Ребра выполняют поперечными, продольными, в виде спиралей и т. д.

Исследования показали, что для каждого типа ребристой поверхности существует определенная оптимальная высота ребер и межреберных расстояний, которые при прочих равных условиях определяют его наибольшую теплопроизводительность и компактность.

Расчет ребристых поверхностей производится по известным 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.

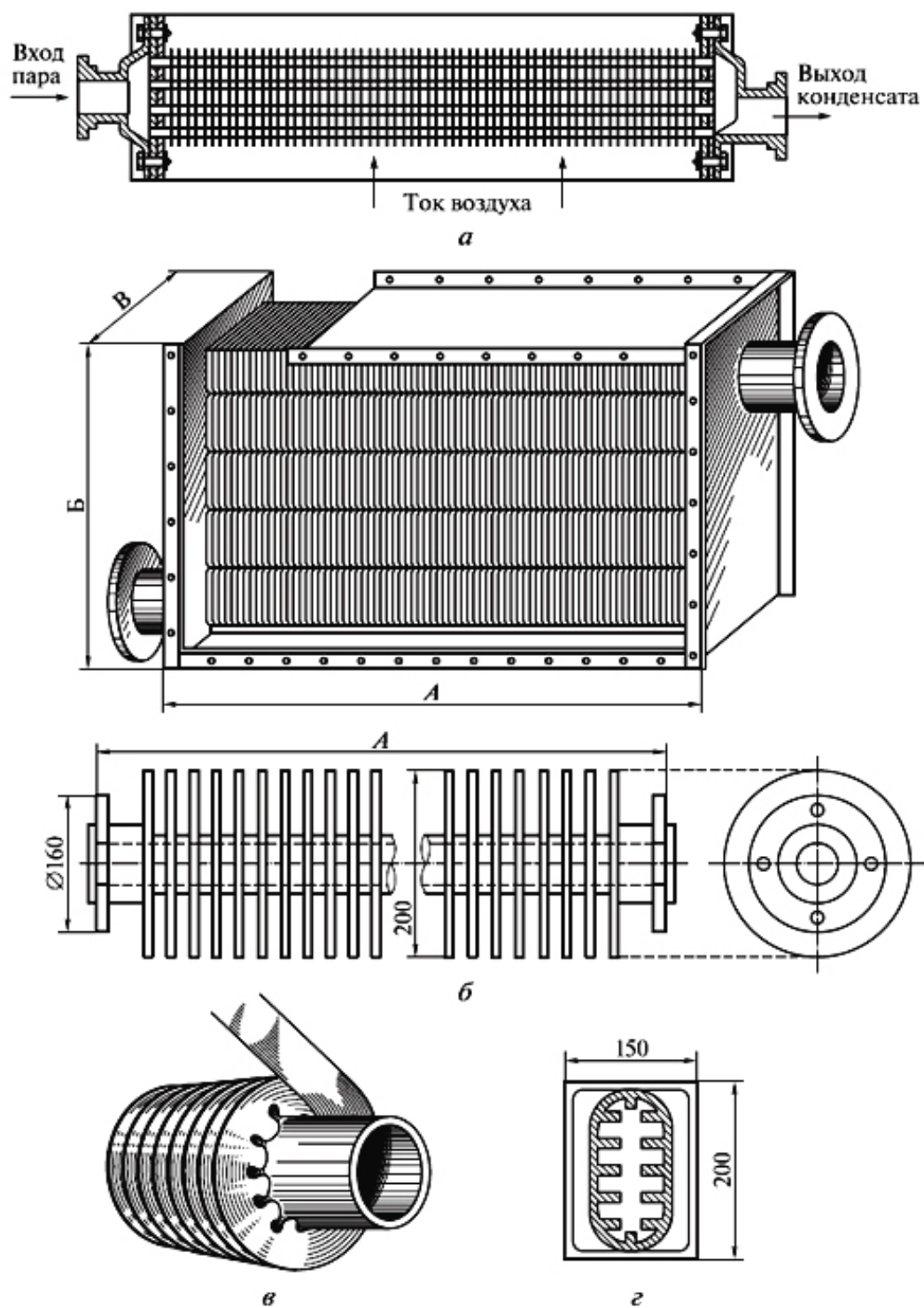


Рис. 2.5. Типы ребристых теплообменников:

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

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

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

Коэффициент теплопередачи через ребристую стенку, Вт/(м²·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 α_1 — коэффициент теплоотдачи с гладкой стороны, Вт/(м²·К); $\alpha_{2пр}$ — приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны ребристой поверхности, Вт/(м²·К); $R_{заг}$ — термическое сопротивление загрязнений ребристой поверхности, м²·К/Вт; t_{cp1} и t_{cp2} — средние температуры теплоносителей, °С; δ_c и λ_c — толщина и коэффициент теплопроводности материала стенки; F_c — площадь гладкой поверхности стенки, м²; $F_{p.c} = F_p + F_{п}$ — площадь ребристой поверхности стенки, м², равная сумме площади ребер F_p и площади стенки в промежутках между ребрами $F_{п}$.

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

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

$$\alpha_{2пр} = \alpha_2 \left(\frac{F_p' \theta_0}{F_{p.c}' \theta_1} + \frac{F_{п}'}{F_{p.c}'} \right), \quad (2.3)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи к воздуху от поверхности, свободной от ребер, определяемый по критериальному уравнению,

соответствующему условиям теплообмена стенки со средой; F'_p — поверхность ребер на 1 м длины, $\text{м}^2/\text{м}$; $F'_{\text{п}}$ — внешняя поверхность, не занятая ребрами, на 1 м длины, $\text{м}^2/\text{м}$; $F'_{\text{р.с}}$ — полная внешняя поверхность 1 м длины теплообменного аппарата; θ_1 — разность между температурами основной поверхности теплообменного аппарата и воздуха; θ_0 — разность между температурами поверхности ребер и воздуха, меньшая, чем θ_1 вследствие изменения температуры на поверхности ребер.

Отношение θ_0/θ_1 находится 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 $\alpha_1 F_c \approx \alpha_2 F_{\text{р.с}}$.

Отношение величин оребренной поверхности $F_{\text{р.с}}$ 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 $\delta_c \approx 0$, в ряде случаев можно считать, что $k \approx \alpha_{\text{меньшее}}$.

Если в предыдущем примере принять гладкую поверхность трубы, увеличенную путем оребрения в 10 раз, а коэффициенты теплоотдачи принять прежними, то коэффициент теплопередачи, определяемый по величине гладкой внутренней поверхности F_c , $k_c = 460 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а отнесенный к ребристой поверхности (без учета неравномерности распределения температур по поверхности ребер) $k_{\text{р.с}} = 46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Поэтому при оценке эффективности теплообмена ребристых теплообменников следует знать, к какой поверхности относится коэффициент теплопередачи.

Оросительные теплообменники состоят из змеевиков,

орошаемых снаружи жидким теплоносителем (обычно водой), и применяются главным образом в качестве холодильников или конденсаторов. На рис. 2.6 показана схема такого 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 количества орошающей воды обычно испаряется. Вследствие сильного испарения орошающей воды оросительные холодильники обычно устанавливают на открытом воздухе.

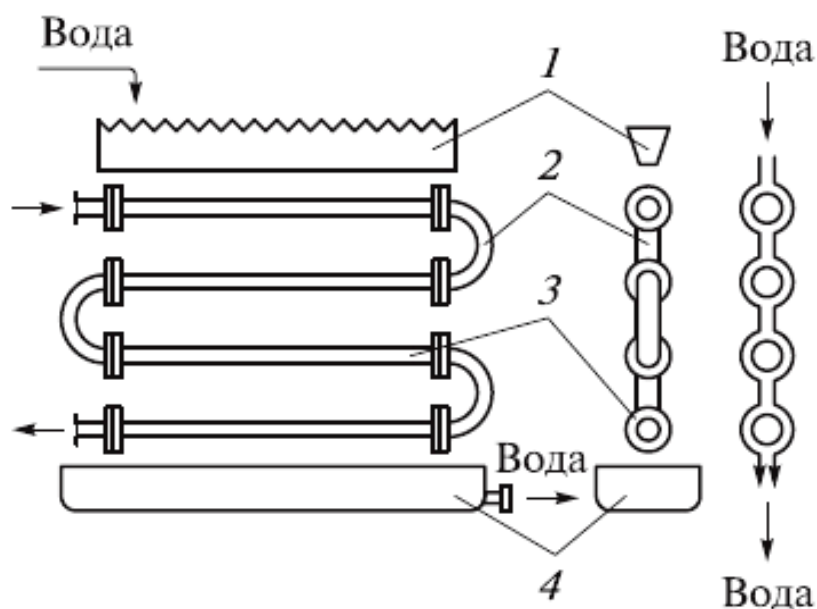


Рис. 2.6. Оросительный теплообменник:

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

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

Конструкции паропреобразователей и испарителей мало отличаются. Разница 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 кипяtilьных трубках. На рис. 2.7 показаны вертикальный и горизонтальный испарители.

В вертикальном испарителе естественная циркуляция воды в трубках происходит вследствие разности плотностей пароводяной эмульсии в кипяtilьных трубках и воды в кольцевом зазоре — между корпусом и трубной системой, где ей сообщается значительно меньшее количество теплоты на единицу объема. В горизонтальном испарителе со свободной циркуляцией воды между трубками вода для равномерного распределения подается в нескольких местах по длине корпуса. Трубная система выполнена из нескольких 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 нескольких параллельных секций.

На рис. 2.8 приведена схема погружного теплообменника, состоящего из цилиндрических змеевиков, установленных в круглом сосуде. Змеевик выполнен из концентрически расположенных параллельных секций.

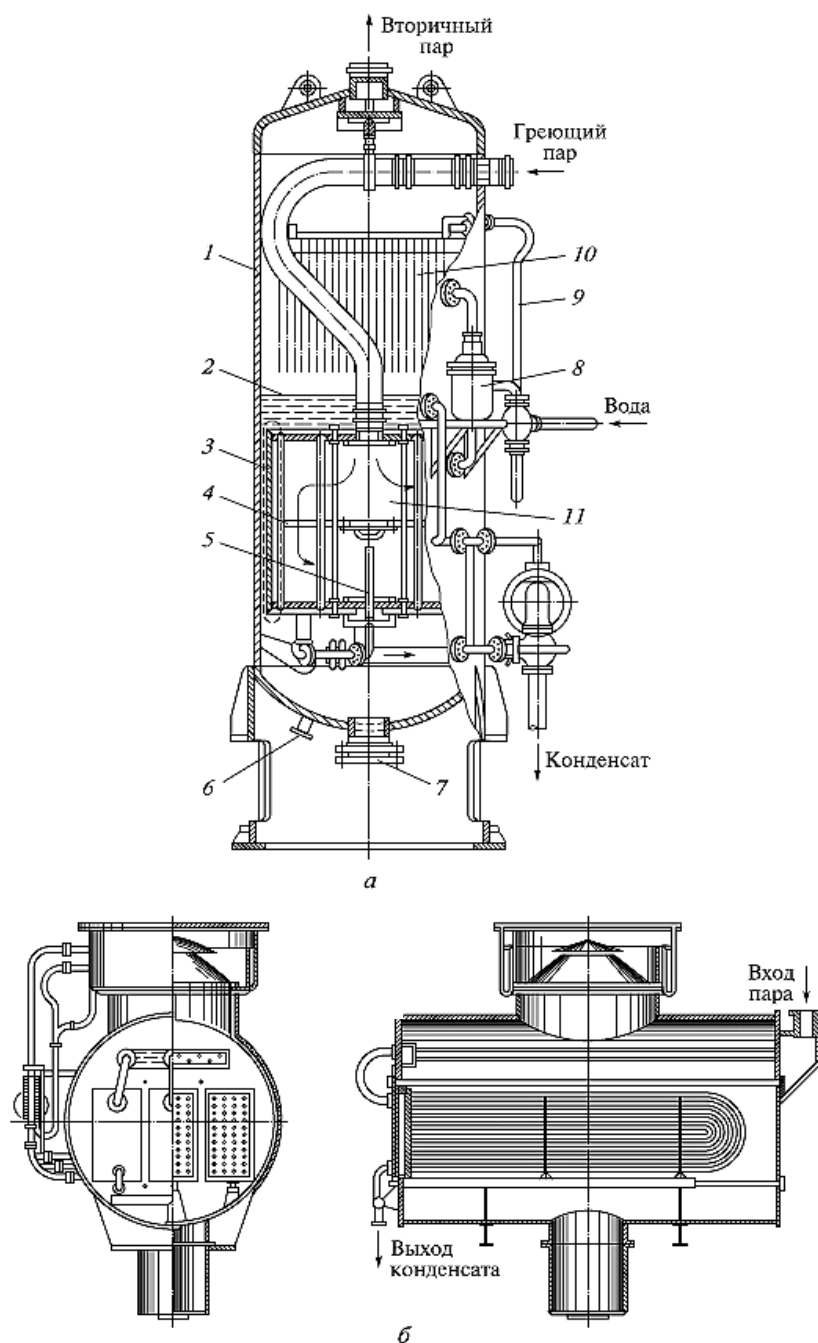


Рис. 2.7. Типы испарителей:

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

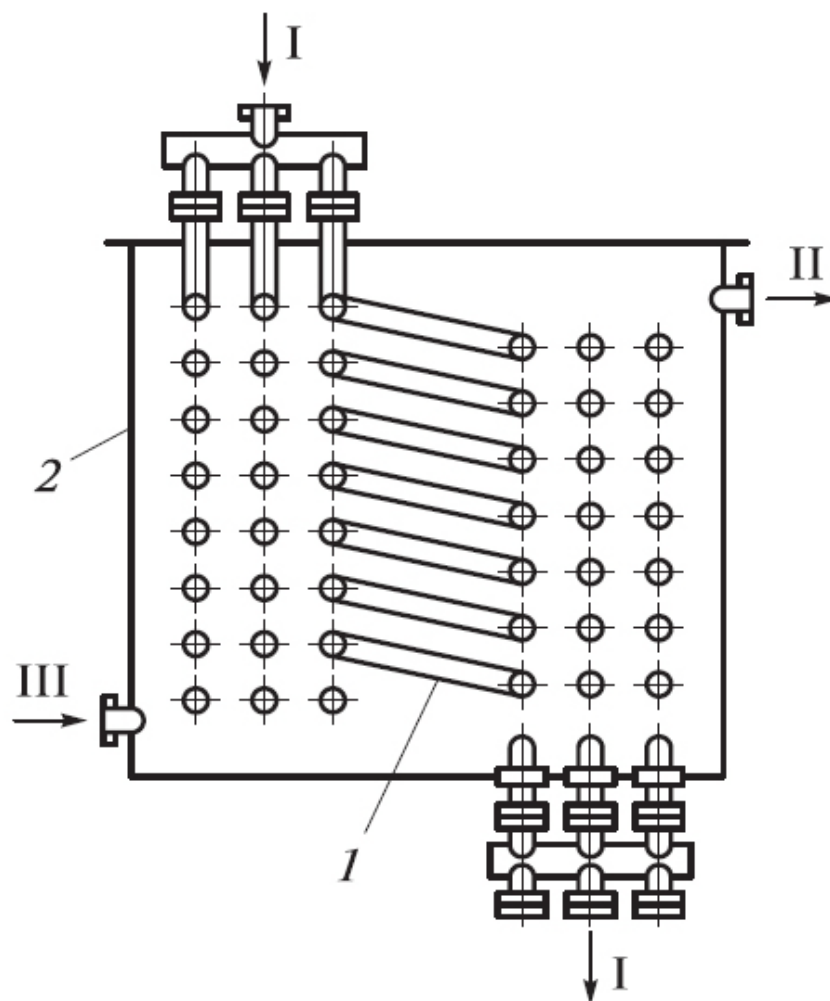


Рис. 2.8. Погружной теплообменник с цилиндрическими змеевиками:

1 — змеевик; 2 — сосуд; I, II — 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,

стеклопластиками, полимеризационными пластмассами и др. В последнее время в качестве конструкционного материала для теплообменников, работающих на агрессивных средах, применяется 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. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

2.2.1. Общие сведения

В настоящее время практически во всех отраслях промышленности типы, параметры и конструктивные размеры теплообменной аппаратуры общего назначения нестандартизированы. Конкретные характеристики выпускаемых промышленностью теплообменников приводятся в многочисленных каталогах фирм-производителей. Таким образом, в производственной практике обычно используются стандартные теплообменники. Задача проектировщика заключается в том, чтобы правильно выбрать теплообменник и при необходимости осуществить его поверочный расчет. Проектирование нового (нетипового) теплообменника допускается только при достаточно веских к тому основаниях.

Проектирование рекуперативного теплообменника, как и любая другая проектная работа, является творческим процессом, основанным на субъективном сочетании достаточно глубокого представления о происходящих в нем физических и других процессах с личным практическим опытом, в том числе и проектной работы. В результате эксплуатационные качества теплообменника во многом зависят от квалификации разработчика, точнее лица, принимающего окончательное решение. Дело в том, что на практике в проектировании участвует несколько человек, например: один

выполняет теплогидравлические расчеты, другой — прочностные, третий разрабатывает конструкцию. Такое разделение труда вполне оправданно, так как специализация исполнителей способствует повышению качества проектирования. Однако, окончательные решения принимаются одним человеком. От того, насколько последний хорошо представляет все разделы проектной работы, в конечном счете и будет зависеть оправданность принятых им субъективных решений.

Для того, чтобы свести к минимуму субъективный фактор при проектировании, обязательным является выполнение требований действующих государственных и отраслевых стандартов. В ведущих отраслях промышленности существуют также обязательные к применению: руководящие технические материалы (РТМ), методические указания (РД), нормали т.п., определяющие порядок и содержание проектирования как в целом, так и отдельных его этапов. Эти материалы, в частности, определяют условия применения стандартных деталей и узлов, а в некоторых случаях вносят дополнительные ограничения по сравнению с государственными стандартами.

Несмотря на большое разнообразие в функциональном назначении теплообменной аппаратуры и условиях ее эксплуатации, существует ряд общих принципов, которых следует придерживаться во всех случаях.

Начинать следует с разработки технического задания (ТЗ) или технических условий (ТУ). Существуют стандарты, определяющие содержание этих документов, но в общем случае в них должны содержаться следующие сведения:

- 1) Функциональное назначение теплообменника в технологической схеме производства (рекуперация тепла, охлаждение, нагревание, испарение, конденсация, кристаллизация и др.).

2) Вид и характеристики теплоносителей, в том числе указания на их агрессивность по отношению к конструкционным материалам, пожаро- и взрывоопасность.

3) Тепловая нагрузка (тепловой поток), передаваемая в теплообменнике с учетом потерь в окружающую среду.

4) Максимально допускаемые в аппарате гидравлические сопротивления по трактам теплоносителей.

5) Параметры теплоносителей (температура и давление).

6) Требования по эксплуатационной надежности (срок службы, периодичность обслуживания и т. п.).

7) Условия пуска, остановки и изменения нагрузки, если они накладывают дополнительные требования при расчете или конструировании. Например, возможность резкого изменения температуры одного из теплоносителей.

После внимательного изучения ТЗ (или ТУ) следует познакомиться с опытом промышленной эксплуатации аналогичного оборудования в промышленных условиях, изучить литературные, рекламные и патентные материалы. На основе и с учетом всей указанной информации можно приступить собственно к проектированию. При этом целесообразно придерживаться следующей последовательности:

Выбор конструктивной схемы аппарата, включая направление движения теплоносителей (или схем, если изначально не ясно, какая схема предпочтительна).

Предварительные тепловой и гидравлический расчеты, в ходе которых определяется площадь поверхности теплообмена и выбирается конкретная схема компоновки теплообменных поверхностей. При этом изначально коэффициенты теплоотдачи принимаются по данным аналогов, а потом уточняются. Указанные расчеты носят вариантный характер. Обычно требуется не менее 5–7 вариантов, только опытному проектировщику удастся ограничиться 3–5 вариантами.

Разработка конструктивной схемы теплообменных поверхностей является первым этапом конструирования и базируется на предварительных результатах теплогидравлических расчетов. На этом этапе выбираются конструкционные материалы, производятся прочностные расчеты и уточняется компоновка теплообменных поверхностей. Например, в кожухотрубных многоходовых теплообменниках может возникнуть необходимость сместить некоторые трубы в пучке для размещения перегородок.

Иногда на этой стадии приходится принимать решение о секционировании теплообменников, т. е. применение секций из последовательно или параллельно соединенных нескольких однотипных теплообменников. Обычно это дороже, чем использование одного теплообменника. Однако, по компоновочным, технологическим (см. ниже) или эксплуатационным соображениям (например, возможность выведения одной секции на чистку) иногда приходится идти на такое решение.

Уточненные тепловой и гидравлический расчеты выполняются на основании конструктивной схемы теплообменника. Их цель — обеспечить необходимую тепловую нагрузку теплообменника. При этом обычно конструктивная схема уже не меняется, а меняется только протяженность труб (или пластин).

Завершающим этапом данной стадии проектирования является оценка эффективности полученного технического решения и его сопоставление с характеристиками аналогичных изделий.

Конструирование теплообменника осуществляют на основании конструктивной схемы. При этом определяют способ компенсации температурных расширений деталей (следует помнить, что, например, 1 м нержавеющей стали при нагревании на каждые 100 К удлиняется примерно на 1 мм), проектируются патрубки, выбираются места крепления корпуса. При разработке сборочного чертежа теплообменника определяются места установки (если в этом есть необходимость) смотровых люков, пазов, дренажа выпаров и т. п.

Конструирование сочетается с прочностными расчетами основных деталей, определяющих безопасность эксплуатации теплообменника и его надежность. Иногда необходима установка лестниц, площадок обслуживания — это все находит отражение на общем виде. При этом следует широко использовать дополнительные виды, разрезы. Этот этап работы завершается предварительным определением веса теплообменника.

При конструктивном оформлении аппарата проектировщик должен постоянно учитывать факторы удобства монтажа и обслуживания изделия, а также его *технологичность*, т. е. простоту изготовления.

Технико-экономическая оценка включает определение стоимости изделия, что приблизительно можно сделать на основании его веса и степени сложности технологии изготовления и окончательной оценки эффективности разработанной конструкции.

Разработка конструкторской документации включает детальное проектирование всех узлов и деталей с учетом требования технологичности, а также сопроводительной документации, сюда могут относиться: паспорт изделия, рекомендации по консервации, расконсервации, инструкция по чистке и т. п.

Испытания — заключительная стадия проектирования нового изделия, на которой проверяются его расчетные характеристики и эксплуатационные показатели. По результатам испытаний возможна корректировка технической документации.

В последующих разделах настоящей главы мы остановимся более подробно на некоторых наиболее важных вопросах, возникающих при проектировании рекуперативных теплообменников.

2.2.2. Тепловой расчет

Тепловой расчет начинается с определения тепловой нагрузки аппарата и расхода одного из теплоносителей. *Тепловой нагрузкой* называется количество теплоты, переданное от горячего

теплоносителя к холодному. Тепловая нагрузка определяется из уравнения теплового баланса и в идеальном случае определяется по формуле:

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

Общий вид уравнения теплового баланса:

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

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

Для подогревателей. 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:

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = G_1 c_1 (t_1' - t_1''); \\ Q_{\text{расх}} = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \end{cases} \quad (2.6)$$

где G_1 и G_2 — массовые расходы теплоносителей (воздуха, газов и т.п.), не изменяющих агрегатного состояния; c_1 и c_2 — теплоемкости теплоносителей; t_1' , t_2' , t_1'' и t_2'' — 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.

Из практики известно, что тепловые потери составляют обычно 2–3 % количества подведенного тепла.

Их можно учесть коэффициентом $\eta = 0,97 \div 0,98$:

$$G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'). \quad (2.8)$$

В этом случае расход греющего теплоносителя выразится как

$$G_1 = \frac{G_2 c_2 (t_2'' - t_2')}{G c_1 (t_1' - t_1'') \eta}. \quad (2.9)$$

Для компактных конструкций величина тепловых потерь значительно меньше и не достигает даже 1 %. Тепловые потери изолированных теплообменников пропорциональны их наружной поверхности и ограничены ее предельно допустимой температурой.

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

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = D(i_1 - i_k); \\ Q_{\text{расх}} = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \end{cases} \quad (2.6a)$$

где D — количество греющего пара; i_1 — энтальпия греющего пара (определяется из таблиц насыщенного водяного пара); i_k — энтальпия конденсата, $i_k = c_v t_k$; G_2 — масса (или массовый расход) нагреваемого вещества; c_2 — теплоемкость нагреваемого вещества; t_2' — начальная температура нагреваемого вещества; t_2'' — конечная температура нагреваемого вещества.

Уравнение теплового баланса с учетом потерь:

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

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

$$D(i_1 - i_k) \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'). \quad (2.8a)$$

В этом случае расход греющего пара выразится как

$$D = \frac{G_2 c_2 (t_2'' - t_2')}{(i_1 - i_k) \eta}. \quad (2.9a)$$

Для испарителей. 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; Q_2 — теплота, затраченная на испарение кипящей жидкости:

$$\begin{cases} Q_1 = G_2 c_2 (t_s - t_2'); \\ Q_2 = G_2 r, \end{cases} \quad (2.11)$$

где G_2 — количество (или расход) холодного теплоносителя; c_2 — средняя теплоемкость теплоносителя; t_s — температура кипения холодного теплоносителя; t_2' — начальная температура холодного теплоносителя; r — скрытая теплота испарения теплоносителя.

Уравнение теплового баланса:

$$D(i_1 - i_k) \eta = G_2 c_2 (t_s - t_2') + G_2 r \quad (2.12)$$

Расход греющего пара

$$D = \frac{G_2 c_2 (t_s - t_2') + G_2 r}{(i_1 - i_k) \eta}. \quad (2.13)$$

При наличии продувки испарителя следует учесть потерю тепла с продувкой.

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

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = Q_1 + Q_2 + Q_3; \\ Q_{\text{расх}} = G_B c_B (t_2'' - t_2'), \end{cases} \quad (2.14)$$

где Q_1 — теплота, выделяющаяся при охлаждении перегретых паров до насыщенного состояния; Q_2 — теплота, выделяющаяся при конденсации насыщенного пара; Q_3 — теплота, выделяющаяся при охлаждении горячей жидкости до заданной температуры; G_B — расход охлаждающей воды:

$$\begin{cases} Q_1 = G_{\Gamma} c_p (t_{\text{п.п}} - t_{\text{н.п}}); \\ Q_2 = G_{\Gamma} r; \\ Q_3 = G_{\Gamma} c (t_s - t_1'), \end{cases} \quad (2.15)$$

где G_{Γ} — количество горячего теплоносителя; c_p — теплоемкость при постоянном давлении для перегретого пара; $t_{\text{п.п}}$ — температура перегретого пара; $t_{\text{н.п}}$ — температура насыщенного пара; r — скрытая теплота конденсации горячего теплоносителя; c — теплоемкость жидкого горячего теплоносителя; t_s — температура кипения горячего теплоносителя; t_2' — конечная температура горячего теплоносителя.

Уравнение теплового баланса:

$$G_{\Gamma} c_p (t_{\text{п.п}} - t_{\text{н.п}}) + G_{\Gamma} r + G_{\Gamma} c (t_s - t_1') = G_B c_B (t_2'' - t_2'). \quad (2.16)$$

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:

$$G_B = \frac{G_{\Gamma} c_p (t_{\text{п.п}} - t_{\text{н.п}}) + G_{\Gamma} r + G_{\Gamma} c (t_s - t_1')}{c_B (t_2'' - t_2')}. \quad (2.17)$$

Для холодильников

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = G_{\text{гор}} c (t_1' - t_1''); \\ Q_{\text{расх}} = G_{\text{хол}} c_B (t_2'' - t_2'), \end{cases} \quad (2.18)$$

где $G_{\text{гор}}$ — количество горячего теплоносителя; c — средняя теплоемкость горячего теплоносителя; t_1' — начальная температура горячего теплоносителя; t_1'' — конечная температура горячего теплоносителя; $G_{\text{хол}}$ — расход (или количество) охлаждающей воды; $c_{\text{в}}$ — средняя теплоемкость охлаждающей воды; t_2'' — температура охлаждающей воды на выходе из аппарата; t_2' — температура охлаждающей воды на входе в аппарат.

Уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{гор}}c(t_1' - t_1'') = G_{\text{хол}}c_{\text{в}}(t_2'' - t_2'). \quad (2.19)$$

Из уравнения теплового баланса определяется расход охлаждающей воды:

$$G_{\text{хол}} = \frac{G_{\text{гор}}c(t_1' - t_1'')}{c_{\text{в}}(t_2'' - t_2')}. \quad (2.20)$$

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 из определения средних 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 максимальную среднюю разность температур. Это создает 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.

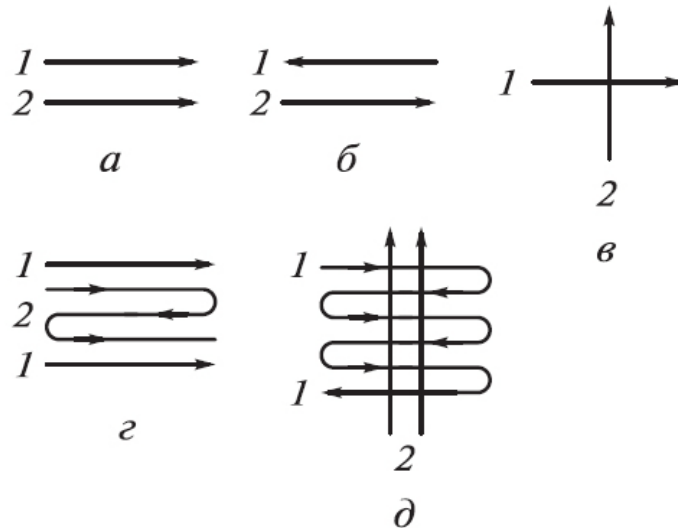


Рис. 2.9. Схемы движения теплоносителей в теплообменниках:

а — прямоток; *б* — противоток; *в* — перекрестный ток; *г* — прямоток и противоток одновременно; *д* — многократно перекрестный ток

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

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

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ — большая и меньшая разности температур между первичными и вторичными теплоносителями на концах теплообменника.

Полученная разность температур (2.21) называется среднелогарифмическим температурным напором. Формула (2.21)

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

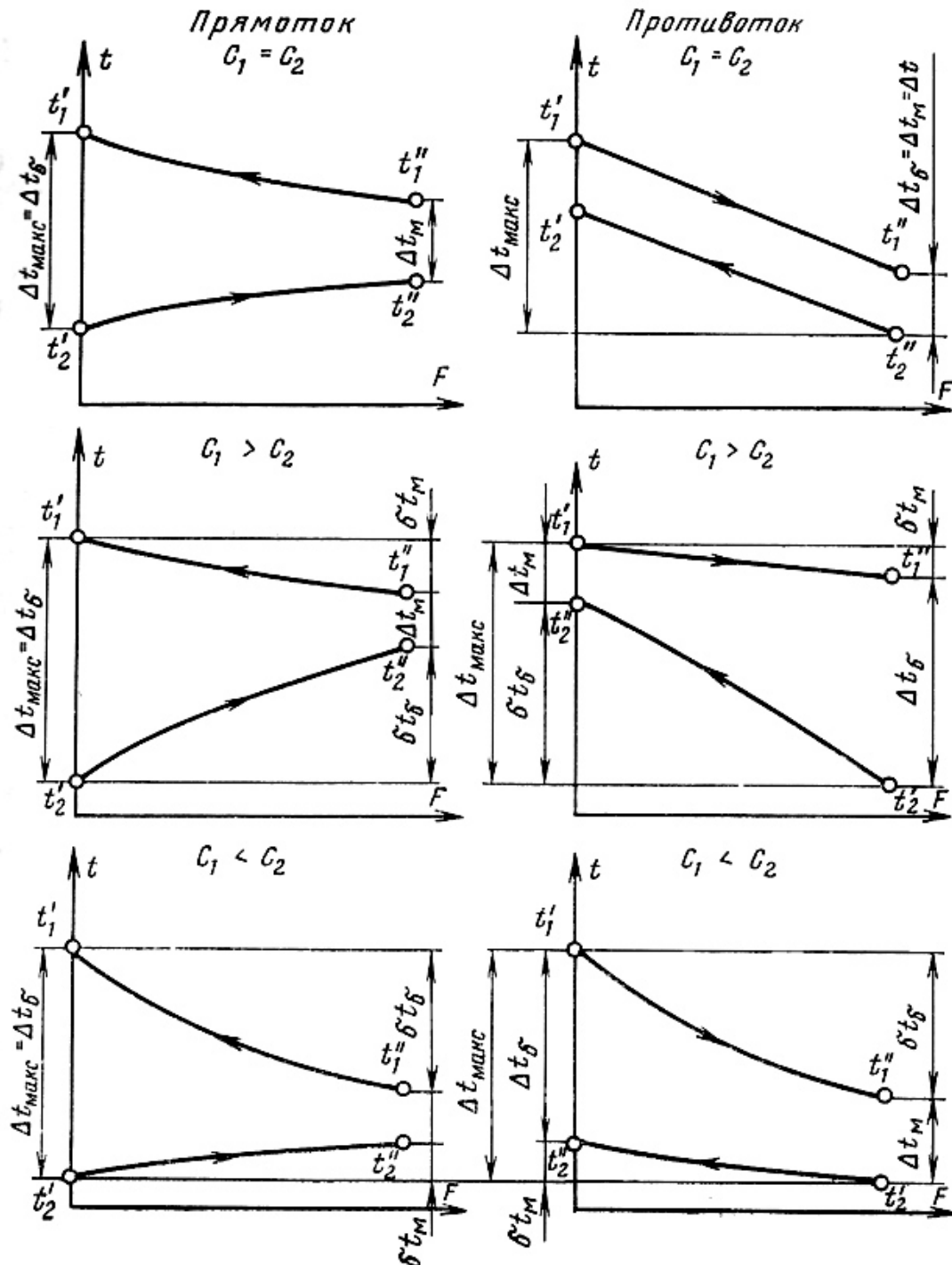


Рис. 2.10. График изменения температур теплоносителей по поверхности аппарата при их прямотоке и противотоке

Расчет средней разности температур для сложных схем движения теплоносителей производят следующим образом: вначале определяют температурный напор по формуле (2.21), а затем находят вспомогательные величины

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\text{макс}}};$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2},$$
(2.22)

где δt_1 и δt_2 — приращение температуры горячего и холодного теплоносителя.

Величина P представляет собой отношение степени нагрева холодной среды к максимально возможному перепаду температур, величина R — отношение степени охлаждения горячей среды к степени нагрева холодной среды.

В зависимости от величин P и R из графика, представленного на рис. 2.11, определяют поправку $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$. Температурный напор находится как

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

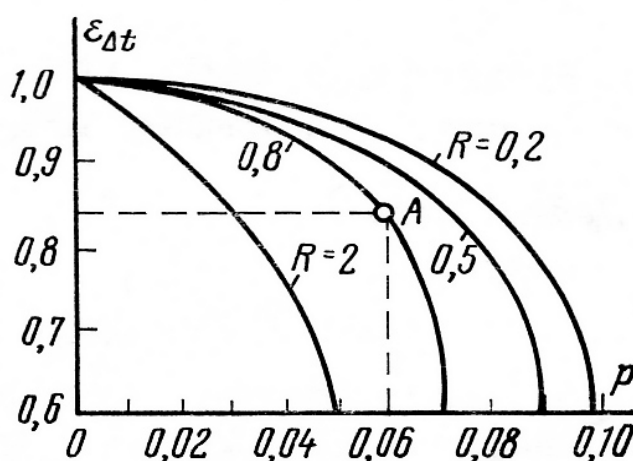


Рис. 2.11. Графики для определения поправочного коэффициента

В тех случаях, когда температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно, средняя разность температур вычисляется по упрощенной формуле как среднее арифметическое крайних напоров:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (2.24)$$

Так как значения среднеарифметического температурного напора всегда больше среднелогарифмического, то расчет по формуле (2.24) справедлив при $\Delta t_{\text{г}}/\Delta t_{\text{м}} < 2$. При периодическом процессе охлаждения средняя разность температур подсчитывается по формуле

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_1' - t_2'}{2,3 \lg \frac{t_1' - t_1''}{t_2' - t_2''}} \cdot \frac{A - 1}{2,3A \lg A}, \quad (2.25)$$

где t_1' — начальная температура охлаждаемой жидкости; t_1'' — конечная температура охлаждаемой жидкости; t_2' — начальная температура охлаждающей жидкости; t_2'' — конечная температура охлаждающей жидкости.

$$A = \frac{t - t_1'}{t - t_2''}, \quad (2.26)$$

где t — температура охлаждающей жидкости в любой момент времени.

Средняя разность температур при периодическом процессе нагревания подсчитывается по формуле

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_{\text{н}}'' - t_{\text{г}}''}{2,3 \lg \frac{t_{\text{г}}' - t_{\text{г}}''}{t_{\text{н}}' - t_{\text{н}}''}} \cdot \frac{A - 1}{2,3A \lg A}, \quad (2.27)$$

где $t_{\text{н}}'$ — начальная температура нагреваемой жидкости; $t_{\text{н}}''$ —

конечная температура нагреваемой жидкости; t_{Γ}' — начальная температура греющей жидкости; t_{Γ}'' — конечная температура греющей жидкости;

$$A = \frac{t_{\Gamma}' - t}{t_{\Gamma}'' - t}, \quad (2.28)$$

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

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

Температура стенки зависит от средних температур рабочих сред и условий теплообмена. Для расчета используется уравнение

$$q = k\Delta t_{\text{cp}} = \alpha_1(t_1 - t_w') = \alpha_2(t_w'' - t_2), \quad (2.29)$$

где q — удельный тепловой поток или тепловая нагрузка; k — коэффициент теплопередачи; Δt_{cp} — средняя разность температур или температурный напор; α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячей воды к стенке; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к холодной среде; t_1 — средняя температура горячей среды; t_w' — температура стенки со стороны горячей среды; t_w'' — температура стенки со стороны холодной среды; t_2 — средняя температура холодной среды.

Тогда

$$\begin{cases} t_w' = t_1 - \frac{k}{\alpha_1} \Delta t_{\text{cp}}; \\ t_w'' = t_2 + \frac{k}{\alpha_2} \Delta t_{\text{cp}}. \end{cases} \quad (2.30)$$

Отношением k/α предварительно задаются, 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

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

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя; δ — толщина стенки аппарата; λ — коэффициент теплопроводности материала стенки; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю; $R_{\text{заг}}$ — термическое сопротивление, учитывающее загрязнение с обеих сторон стенки (накипь, сажа и пр.), $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$.

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 рассчитывается коэффициент теплопередачи k для чистой стенки и вводится поправка на ее загрязнение при помощи коэффициента использования поверхности теплообмена φ :

$$k_{\text{расч}} = k_{\text{чист.ст}} \varphi. \quad (2.32)$$

Для большинства аппаратов числовое значение коэффициента φ

лежит в пределах $\varphi = 0,65 \div 0,85$. В случае большого выпадения осадков из теплоносителей на поверхности теплообмена коэффициент $\varphi = 0,4 \div 0,5$

Коэффициенты теплоотдачи α определяются в большинстве случаев с помощью критерия Нуссельта:

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

где Nu — безразмерный критерий подобия — критерий Нуссельта; λ — коэффициент теплопроводности того теплоносителя, для которого определяется коэффициент теплоотдачи; d_3 — эквивалентный диаметр, определяемый по формуле:

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

где F — площадь поперечного сечения; Π — смоченный периметр.

Критерий Nu вычисляется в зависимости от характера движения и агрегатного состояния теплоносителей по критериальным уравнениям различного вида.

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

$$Nu_{жд} = 0,021 Re_{жд}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (2.35)$$

где $Re_{жд}$ — критерий Рейнольдса, определенный при температуре жидкости и определяющем размере трубы; $Pr_{ж}$ — критерий Прандтля, определенный при температуре жидкости; Pr_c — критерий Прандтля, определенный при температуре стенки; ε_l — коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы: при $l/d \geq 50$ $\varepsilon_l = 1$, 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 критерия Прандтля, удовлетворяющий этому уравнению, довольно широк и составляет $Pr = 0,6 \div 2500$.

2.2.3. 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 , m^2 , определяется из основного уравнения теплопередачи

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

где Q — тепловая нагрузка аппарата (определяется из теплового баланса); k — коэффициент теплопередачи; Δt_{cp} — средняя разность температур.

По поверхности теплообмена подбираются теплообменный аппарат и патрубки.

Для кожухотрубчатых аппаратов, имеющих наибольшее распространение в промышленности, 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 труб равно:

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

где $d_{расч}$ — расчетный диаметр трубы; при $\alpha_1 > \alpha_2$ $d_{расч} = d_n$, при $\alpha_1 = \alpha_2$ $d_{расч} = 0,5 (d_n + d_v)$, при $\alpha_1 < \alpha_2$ $d_{расч} = d_v$; l — длина трубы

(выбирается по нормальям).

Трубы в трубных решетках размещаются по вершинам равносторонних треугольников или по сторонам правильных шестиугольников, что одно и то же (ромбическое размещение), и по концентрическим окружностям. Ромбическое размещение при большом количестве трубок дает меньшие размеры трубной решетки.

Количество труб в трубных решетках рассчитывается по следующим уравнениям:

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

где n — общее количество труб; b — количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника; a — количество труб на стороне наибольшего шестиугольника.

Шаг труб S (расстояние между осями соседних труб) обычно выбирают равным $(1,3-1,5)d_n$, но не меньше (d_n+6) мм. Общее количество труб должно быть таким, чтобы a и b были целыми.

Внутренний диаметр корпуса аппарата рассчитывают по следующим уравнениям:

для одноходовых аппаратов

$$D_B = S(b-1) + 4d_n, \quad (2.39)$$

или

$$D_B = 1,1S\sqrt{n}; \quad (2.40)$$

для многоходовых аппаратов

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

где S — шаг труб; n — число труб; η — коэффициент заполнения трубной решетки, $\eta = 0,6 \div 0,8$.

Расчетное значение диаметра корпуса округляется до ближайшего размера, рекомендуемого нормальями.

Диаметры патрубков зависят от скорости и расхода теплоносителей и определяются по формуле

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

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

Скорость теплоносителя в патрубках выбирается по справочнику (чтобы не было кавитационного режима течения). Диаметр патрубка округляется до ближайшего значения, рекомендуемого нормами.

Внутренний диаметр многоходового теплообменника определяется с учетом размещения перегородок графическим путем или принимается 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 труб получается выше допустимой, необходимо изменить диаметр или скорость движения теплоносителя, или обе эти величины.

Полная высота кожухотрубчатого теплообменника складывается из активной длины труб и высоты коллекторов

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

где h — высота коллектора. Высоту коллектора выбирают из

конструктивных соображений равной 200–400 мм.

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

Определяются:

– длина трубы (при этом задаются количеством параллельно работающих секций m)

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

– 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 $d_{\text{н}}$, из которой выполнен змеевик, диаметр витка змеевика $D_{\text{зм}}$ и расстояние между осями соседних витков S .

Определяются:

– длина трубы, из которой навивается змеевик,

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

– длина одного витка змеевика

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

– число витков змеевика $n = l/l_1$.

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

Шаг спирали

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

где $b = (6-15)$ мм; $\delta = (2-8)$ мм.

Каждый полувиток спирали строится по радиусам r_1 и r_2 , 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); r_1 — радиус первого полувитка, $r_1 = (140-150)$ мм.

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

Длина спирали при числе витков n равна:

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

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 принимается по нормам $h = (375-750)$ мм.

Диаметры патрубков, м, для входа и выхода теплоносителей определяются по формуле

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

где $V_{\text{сек}}$ — секундный расход жидкости, пара или газа, м³/с; ω — скорость жидкости, пара или газа, м/с.

2.2.4. Поверочный расчет

Поверочный расчет производится с целью определения возможности применения имеющихся или стандартных тепло-

обменных аппаратов для необходимых технологических процессов. При поверочном расчете заданы размеры аппарата и условия его работы, при этом требуется определить конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата. Следовательно, целью расчета является выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата.

В практических условиях наиболее часто требуется определить конечные температуры 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, а также при его изменении.

Теплопередача без изменения агрегатного состояния теплоносителей. При решении такой задачи известными величинами являются начальные температуры теплоносителей t_1' и t_2' , поверхность нагрева F , значение коэффициента теплопередачи k и значения G_1c_1 и G_2c_2 . Искомыми величинами являются конечные температуры t_1'' и t_2'' , а также количество переданной теплоты Q . Результат расчета зависит от схемы движения жидкостей.

При прямотоке теплоносителей их конечные температуры t_1'' и t_2'' могут быть определены по формулам теплопередачи:

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') \Pi; \quad (2.55)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \Pi \frac{G_1c_1}{G_2c_2}. \quad (2.56)$$

Величины Π даны в табл. 2.1 в зависимости от отношений G_1c_1/G_2c_2 и kF/G_1c_1 . Для противотока конечные температуры теплоносителей определяются по формулам

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') Z; \quad (2.57)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} Z. \quad (2.58)$$

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).

Таблица 2.1

Значения функции 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	2	3	∞
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

Таблица 2.2

Значения функции Z в уравнениях (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	2	3	∞
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

G_1c_1/G_2c_2	kF/G_1c_1							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1	2	3	∞
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

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 температуры, хотя это далеко не всегда соответствует реальным условиям. Кроме того, точно определить значение коэффициента теплопередачи, не зная конечных температур теплоносителей, нельзя. Поэтому весьма часто не удастся использовать приведенные выше формулы для поверочного расчета. В таких случаях расчет приходится вести методом последовательных приближений. При этом задаются конечными температурами и производится расчет в порядке приведенного выше конструктивного расчета. Если полученная в результате этого расчета поверхность нагрева совпадает с действительной, то расчет на этом заканчивается, так как данное совпадение свидетельствует о том, что конечные температуры выбраны правильно. В противном случае расчет приходится производить 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.

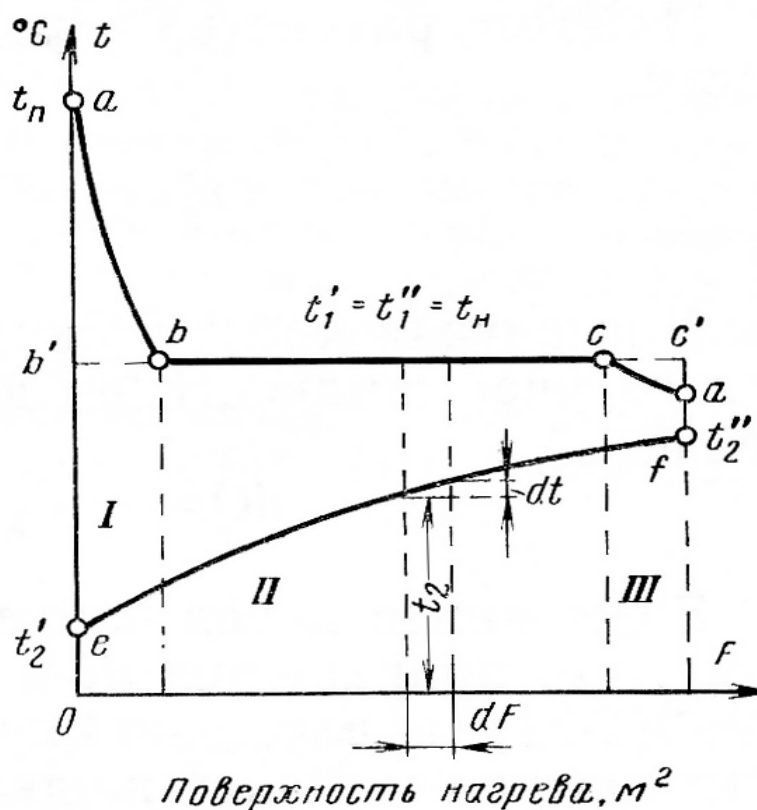


Рис. 2.12. Изменение температур греющего пара и подогреваемой воды по поверхности теплообменника:

- I* — область перегретого пара; *II* — область насыщенного пара;
- III* — область переохлажденного конденсата;
- abcd* — кривая изменения температуры греющего теплоносителя;
- ef* — кривая изменения температуры жидкости

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,

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

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

Разделив переменные и проинтегрировав обе части уравнения (2.59) в соответствующих пределах, получим:

$$\int_0^F \frac{k dF}{G_2 c_2} = \int_{t_2'}^{t_2''} \frac{dt}{t_{\text{н}} - t_2},$$

или

$$\frac{kF}{G_2 c_2} = \ln \frac{t_{\text{н}} - t_2'}{t_{\text{н}} - t_2''}.$$

Из этого равенства определяется конечная температура жидкости:

$$t_2'' = t_{\text{н}} - (t_{\text{н}} - t_2') e^{-\frac{kF}{G_2 c_2}}. \quad (2.60)$$

Для случая кипения жидкости за счет теплоты горячего газа или горячей жидкости по аналогии с предыдущим имеем уравнение

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

Знак минус перед членами, содержащими dt , поставлен потому, что приращения dt и dF имеют разные знаки. Из уравнения (2.61) аналогично предыдущему определяется конечная температура греющей жидкости или газа:

$$t_1'' = t_{\text{н}} + (t_1' - t_{\text{н}}) e^{-\frac{kF}{G_1 c_1}}. \quad (2.62)$$

Промежуточные значения температур определяются 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_2'' , определяется исходя из того, что температура насыщения t_n , соответствующая этому давлению, должна быть больше, чем t_2'' , на некоторую величину δt .

2.2.5. Гидравлический расчет

Задачей гидравлического расчета является определение величины потери давления теплоносителей при их движении через теплообменные аппараты (теплообменники). Падение давления $\Delta p_{то}$ в теплообменниках при прохождении теплоносителя по трубам и в межтрубном пространстве складывается из потерь на сопротивление трению и на местные сопротивления, Па, т. е.

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

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; $d_э$ — эквивалентный диаметр сечения канала, равный $4f/S$, м; ω — средняя скорость движения теплоносителя на данном участке, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; f — площадь сечения прохода теплоносителя, м²; S — смоченный периметр прохода теплоносителя, м; $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Значение коэффициентов местных сопротивлений ζ в охладителях и подогревателях жидкостей

Местное сопротивление	Коэффициент
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

Местное сопротивление	Коэффициент
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, равную:

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

где ρ_1 и ρ_2 — плотность газа во входном и выходном сечениях потока, кг/м³; ω_1 и ω_2 — скорости во входном и выходном сечениях потока, м/с.

Если теплообменник, по которому движется газообразная жидкость, сообщается с окружающей средой (атмосферой, пространством под вакуумом и т. д.), надо учитывать гидростатическое давление столба жидкости по формуле

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

где $\Delta p_{\text{гс}}$ — гидростатическое давление, Па; h — расстояние по вертикали между входом и выходом теплоносителя, м (берется со знаком плюс при движении теплоносителя сверху вниз и со знаком минус — при движении снизу вверх); ρ_1 и ρ_0 — средние плотности теплоносителя и окружающего воздуха, кг/м³.

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

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

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

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 $\Delta p_{\text{тр}}$ в соединительных коммуникациях: трубопроводах, каналах. Кроме того, при подъеме насосом жидкости с разрывом струи на высоту H учитывается гидростатическое давление столба жидкости

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

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

$$\Delta p_{\text{р}} = \Delta p_{\text{то}} + \Delta p_{\text{гс}} + \Delta p_{\text{тр}}; \quad (2.69)$$

Соответствующее значение необходимого напора H , м, создаваемого насосом, определяется из выражения

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

Мощность N , кВт, на валу насоса или вентилятора определяется формулой

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

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

2.3. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Рекуперативные аппараты периодического действия достаточно широко используются в промышленности. К аппаратам данного типа относятся варочные котлы, водонагреватели-аккумуляторы и реакционные аппараты (рис. 2.13).

В варочных и реакционных аппаратах обрабатываемые материалы нагреваются до заданной температуры и выдерживаются некоторое время при этой температуре. За определенный период времени в материале происходят необходимые изменения (большей частью химические), затем аппарат опорожняется. Время обработки материала в аппарате зависит от требований технологии производства.

Простейшим варочным аппаратом является открытый чан, где материал обрабатывается жидкостью при атмосферном давлении.

Материал загружается на перфорированную решетку («ложное дно»), размер отверстий в которой меньше размера кусков 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. Такой способ нагрева жидкости называют обогревом «острым» паром. Жидкость в свою очередь нагревает расположенный в ней материал.

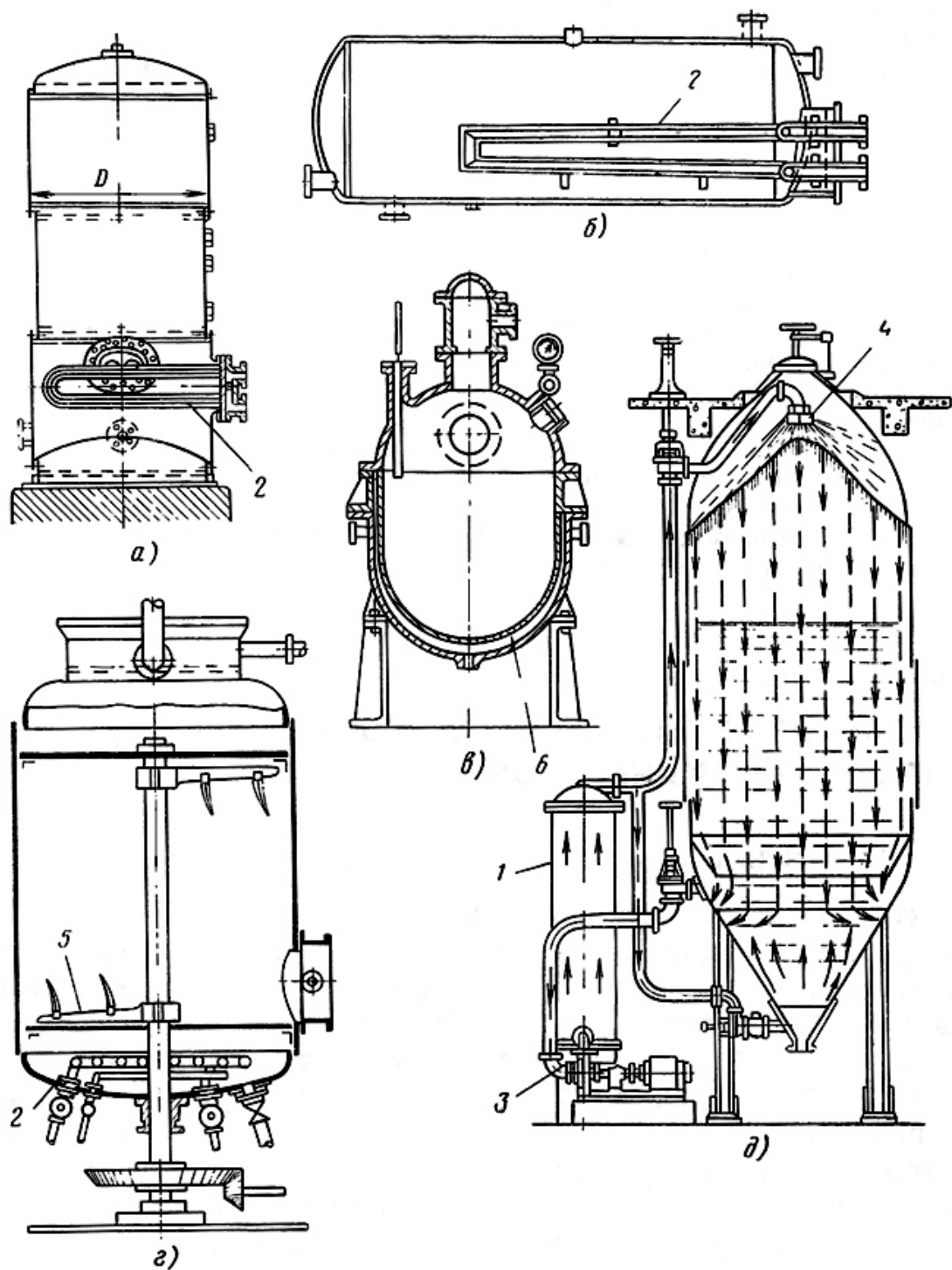


Рис. 2.13. Типы рекуперативных аппаратов периодического действия:

а, б — водонагреватели-аккумуляторы; *в* — автоклав с паровой рубашкой; *г* — варочный котел с мешалками; *д* — варочный котел с выносным подогревателем;

1 — выносной подогреватель; *2* — змеевик обогрева; *3* — циркуляционный насос; *4* — фильтрующая защитная сетка; *5* — мешалка; *6* — паровая рубашка

Недостатком таких змеевиков-барботеров является сильный шум, производимый ими во время работы. Пароводяные струйные инжекторы, применяемые для этих целей, лишены такого недостатка.

Открытые варочные чаны употребляют в тех случаях, когда термическая обработка материала протекает при температурах ниже 100 °С и из материала не выделяется токсических паров или газов. При выделении вредных веществ варочный аппарат закрывают герметичной крышкой с вытяжкой в соответствии с санитарными нормами.

Термическая обработка материалов при высоких давлениях и температурах производится в герметизированных аппаратах-автоклавах, в которых нагрев обрабатываемого материала производится или «глухим» паром при помощи паровых рубашек и змеевиков, или «острым» паром через барботерные трубы.

Водонагреватели–аккумуляторы представляют собой сосуды большой емкости с водяным или паровым обогревом и применяются в системах горячего водоснабжения, периодически расходующих значительные количества воды (рис. 2.13, *а* и *б*). Вода в них нагревается за 4–5 ч, а расходуется в течение 20–30 мин (например, в душевых помещениях цехов после очередной смены).

При обогреве «глухим» паром теплообмен происходит только за счет естественной конвекции жидкости. При этом коэффициент теплопередачи мал 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. 2.13, *в*).

В целях интенсификации процесса теплообмена часто внутри аппаратов устанавливают мешалки для перемешивания жидкости и обрабатываемого материала (рис. 2.13, *г*). Мешалки имеют разнообразное конструктивное оформление. Применение мешалок ускоряет

процесс нагревания, однако требует дополнительной затраты энергии на привод мешалки.

Для экономии конденсата или при необходимости замены греющего пара горячей водой применяют аппараты с выносными подогревателями (рис. 2.13, д). Жидкость в таком аппарате прогоняется через выносной подогреватель циркуляционным насосом.

В аппаратах периодического действия нагрев происходит при переменном тепловом режиме, поэтому ранее рассмотренные зависимости, относящиеся к аппаратам непрерывного действия с установившимся тепловым режимом, не могут быть использованы для их расчета. Рассмотрим работу водонагревателя-аккумулятора с водяным обогревом. На рис. 2.14 изображены схем аппарата и соответствующий ей график изменения температур греющей и нагреваемой воды в зависимости от времени.

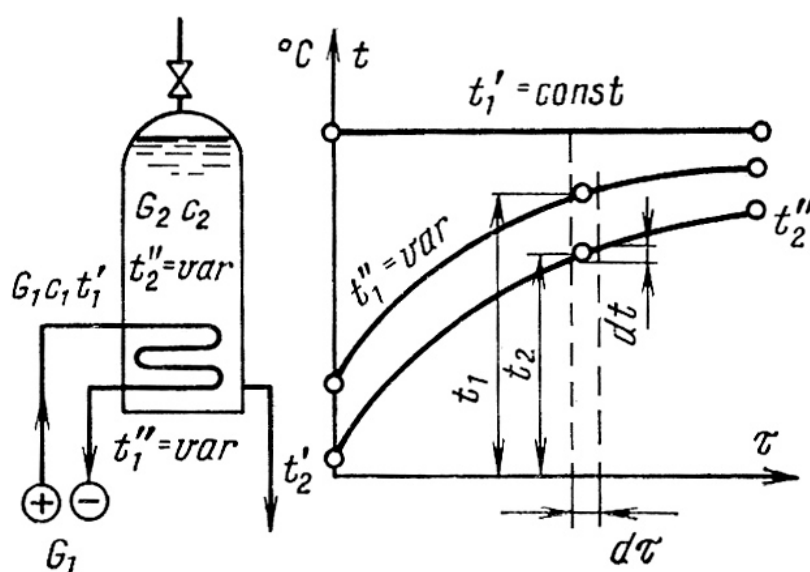


Рис. 2.14. График изменения температур в водонагревателе-аккумуляторе с водяным обогревом

Особенность режима работы такого аппарата состоит в том, что температура греющей воды на выходе из аппарата t_1'' 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 использовать две переменные во времени t_1 и t_2 . Дифференциальные уравнения теплопередачи и теплового баланса имеют следующий вид:

$$dQ = kF \Delta t d\tau = G_1 c_1 (t_1' - t_1) d\tau = G_2 c_2 dt, \quad (2.72)$$

где $G_1 c_1$ и $G_2 c_2$ — теплоемкости массовых расходов теплоносителей; $d\tau$ — элемент времени, в течение которого температура воды повышается на dt , с; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F — поверхность нагрева, м²; Δt — средняя логарифмическая разность температур, которая определяется как

$$\Delta t = \frac{t_1' - t_1}{\ln \frac{t_1' - t_2}{t_1 - t_2}},$$

где t_1' , t_1 и t_2 — температуры греющей и нагреваемой воды в рассматриваемый промежуток времени $d\tau$.

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

$$kF \frac{t_1' - t_1}{\ln \frac{t_1' - t_2}{t_1 - t_2}} = G_1 c_1 (t_1' - t_1)$$

Определим температуру t_1 :

$$\frac{kF}{G_1 c_1} = \ln \frac{t_1' - t_2}{t_1 - t_2}, \text{ откуда } \frac{t_1' - t_2}{t_1 - t_2} = e^{kF G_1 c_1}.$$

Введем обозначение $A = kF/G_1 c_1$. Температура греющей воды на выходе из аппарата

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

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

$$\frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} (t_1' - t_2 - t_1' e^{-A} + t_2 e^{-A}) d\tau = dt;$$

$$\frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} \left[(t_1' - t_2) - e^{-A} (t_1' - t_2) \right] d\tau = dt ;$$

$$\frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} (1 - e^{-A}) d\tau = \frac{dt}{t_1' - t_2} .$$

Левую часть уравнения интегрируем в пределах от 0 до τ , а правую — в пределах от начальной температуры t_2' до конечной t_2'' :

$$\frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} (1 - e^{-A}) \tau = \ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''} . \quad (2.74)$$

Из уравнения (2.74) определяется удельная производительность аппарата:

$$1 - e^{-A} = \frac{G_2 c_2}{\tau_1 G_1 c_1} \ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''};$$

$$e^{-A} = 1 - \frac{G_2 c_2}{\tau_1 G_1 c_1} \ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''};$$

$$e^{kF/G_1 c_1} = \frac{1}{1 - \frac{G_2 c_2}{\tau_1 G_1 c_1} \ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''}};$$

$$kF = G_1 c_1 \ln \frac{1}{1 - \frac{G_2 c_2}{\tau_1 G_1 c_1} \ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''}}, \quad (2.75)$$

где kF и коэффициент теплопередачи k определяются по формуле для плоской стенки (2.31). По известным kF и k однозначно определяется площадь поверхности нагрева аппарата $F = kF/k$.

Средняя температура воды определяется приближенно по формуле

$$t_{2cp} = t_1' - \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''}}. \quad (2.76)$$

По значению температуры t_{2cp} можно определить коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой воде.

Среднее значение температуры греющей воды находится по формуле

$$t_{1cp}'' = t_1' - \frac{t_{1(кон)}'' - t_{1(нач)}''}{\ln \frac{t_1' - t_{1(нач)}''}{t_1' - t_{1(кон)}''}}, \quad (2.77)$$

где $t_{1(нач)}'$ и $t_{1(кон)}''$ — температуры греющей воды на выходе аппарата в начальный момент и в конце процесса.

Если поверхность аппарата задана, то конечная температура нагреваемой воды t_2'' в зависимости от времени нагрева определяется из уравнения (2.74):

$$t_2'' = t_1' - (t_1' - t_2')e^{-B},$$

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 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 течение первого периода (период нагревания насадки) через аппарат пропускают горячий теплоноситель, при этом отдаваемая им теплота расходуется на нагревание насадки и в ней аккумулируется. В течение второго периода (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.

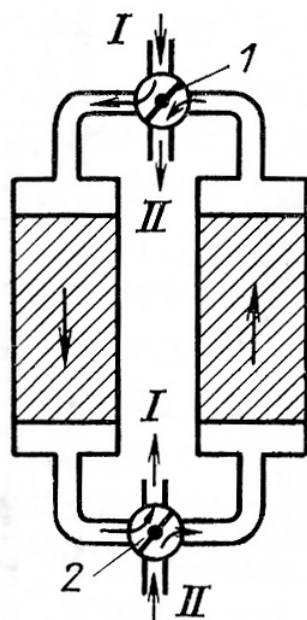


Рис. 2.15. Схема регенератора с неподвижной насадкой:

I — холодный теплоноситель; II — горячий теплоноситель

Переключение производится поворотом клапанов 1 и 2. Направление движения теплоносителей показано стрелками. Обычно переключение регенераторов производится автоматически через определенные промежутки времени.

На рис. 2.16 показана принципиальная схема регенератора, движущаяся насадка в котором выполнена в виде металлических шаров.

Через регенератор 1 пропускается горячий теплоноситель, при этом насадка нагревается. Насадка непрерывно выгружается через регулирующий затвор 3 и поступает в регенератор 2, через который пропускается холодный теплоноситель. Из регенератора 2 насадка поступает в ковшовый элеватор 5 и подается им снова в регенератор 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 приведена схема работы регенератора мартеновской печи, работающей на мазутном топливе.

При положении перекидного шибер, показанном на рис. 2.17, а, 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 перекидной шибер 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. Одновременно с переключением шибер гасятся форсунки с левой стороны печи и зажигаются форсунки с правой ее стороны. В мартеновских печах, работающих на газе, подогревают не только воздух, но и горючий газ, и поэтому устраивают по две камеры с насадкой с каждой стороны.

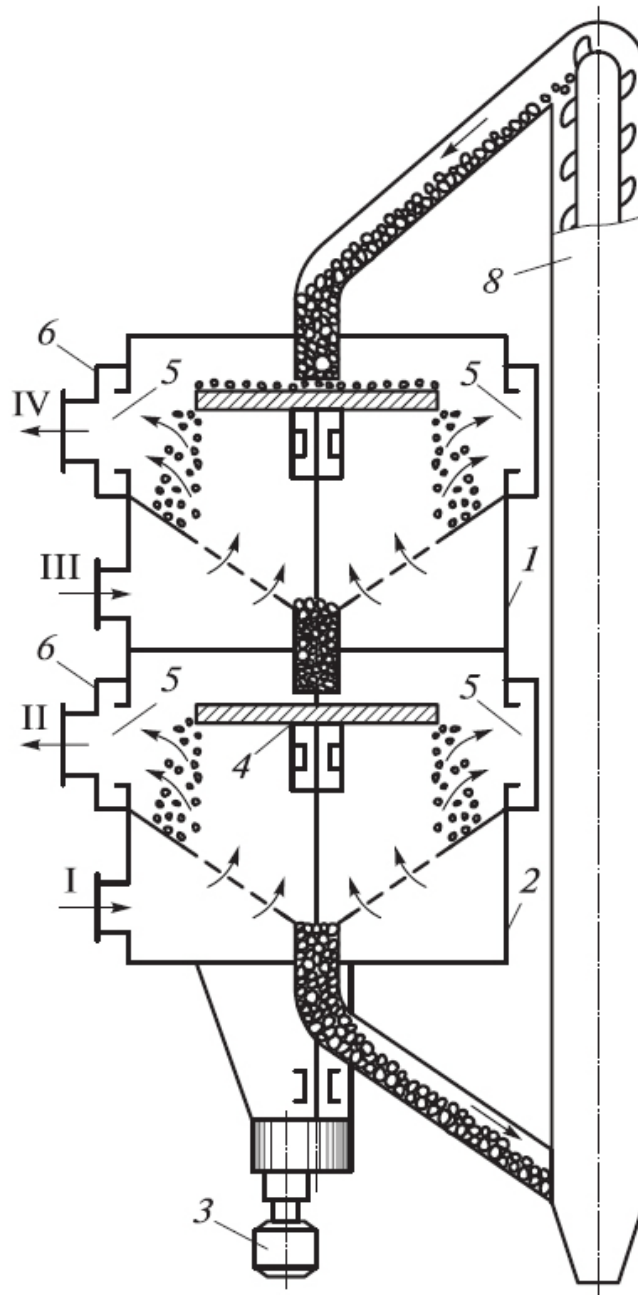


Рис. 2.16. Схема теплообменника с движущимся твердым промежуточным теплоносителем:

I — холодный газ; *II* — нагретый газ; *III* — горячий газ;

IV — охлажденный газ

1, 2 — камеры соответственно охлаждаемого и нагреваемого газов;

3 — вращающийся диск, регулирующий подачу твердых частиц; 4 — электродвигатель с редуктором; 5 — ковшовый элеватор; 6, 7 — коллекторы соответственно охлажденного и нагретого газа; 8 — окна коллектора

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 неподвижной кирпичной насадкой являются громоздкость, усложнение эксплуатации, связанное с необходимостью периодических переключений регенераторов, и колебания температуры в рабочем пространстве печи или теплоиспользующего аппарата вследствие изменения температуры насадки в процессе теплообмена, поэтому они находят применение только при высоких температурах теплоносителей, не позволяющих использовать металлические рекуператоры.

На рис. 2.17, в показан регенератор с неподвижной насадкой из алюминиевой гофрированной ленты (рис. 2.17, з), применяемой в холодильных установках для глубокого охлаждения азота (до минус 185 °С). Достоинством металлической насадки по сравнению с кирпичной является большая поверхность теплообмена в небольшом объеме. Например, в 1 м³ объема насадки можно поместить алюминиевую гофрированную ленту с поверхностью теплообмена 2000 м², при этом разность температур насадки и теплоносителя может почти по всей длине насадки составлять только 1–2 °С. Недостатком этого аппарата по сравнению с предыдущим является большое гидравлическое сопротивление.

На рис. 2.17, д приведен регенератор системы Юнгстрема с вращающейся металлической насадкой, получивший применение на электростанциях в качестве воздухоподогревателя для использования тепла 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.

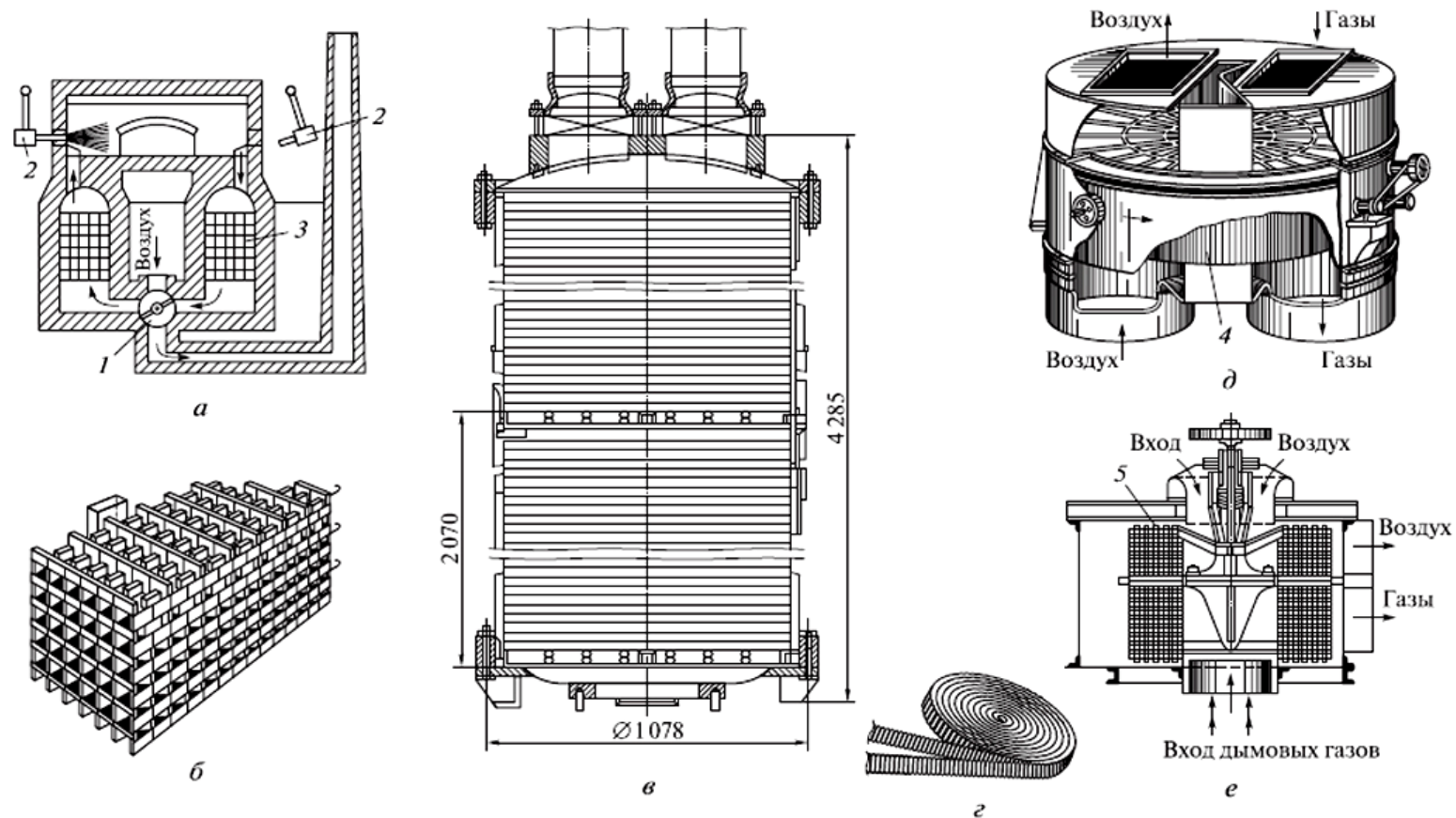


Рис. 2.17. Некоторые типы регенераторов:

a — схема мартеновской печи с регенераторами; *б* — регенеративная насадка 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

Скорость вращения ротора с насадкой невелика и обычно не превышает 3–6 об/мин.

По сравнению с регенераторами с неподвижной насадкой достоинством регенератора Юнгстрема является практически постоянная средняя температура воздуха на выходе из аппарата, зависящая только от температуры поступающих в аппарат горячих газов. Компактность воздухоподогревателя Юнгстрема является также одним из его достоинств по сравнению с рекуперативными воздушными подогревателями. 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. Комбинированный агрегат вентилятор-дымосос имеет поверхность нагрева в виде ротора, выполненного из полых герметичных оребренных лопаток, наполовину заполненных водой. Агрегат разделен по высоте на две части. Через нижнюю часть аппарата проходят дымовые газы и выпаривают воду, находящуюся в нижней части оребренных 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 с высокотемпературными процессами, когда даже высоколегированные стали недостаточно жаростойки, получили применение теплообменные аппараты с неподвижным, кипящим или падающим слоем твердого жаростойкого промежуточ-

ного теплоносителя. В этих теплообменниках нагревают воздух, газы и пары органических жидкостей до температур 1600–2000 °С, а также перегревают водяной пар.

В качестве промежуточных теплоносителей применяют твердые частицы и шарики из окиси алюминия, циркония, магния, из 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. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ СМЕШИВАЮЩЕГО ТИПА

В настоящее время широкое применение в промышленности 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 этих аппаратов определяются их назначением.

Кондиционеры применяются для термовлажностной обработки воздуха в установках кондиционирования.

Скрубберы применяются 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 используются для нагрева жидкости за счет теплоты воздуха, газа или пара.

Применяются следующие типы теплообменников смешения, различающиеся по конструктивным признакам (рис. 2.18).

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

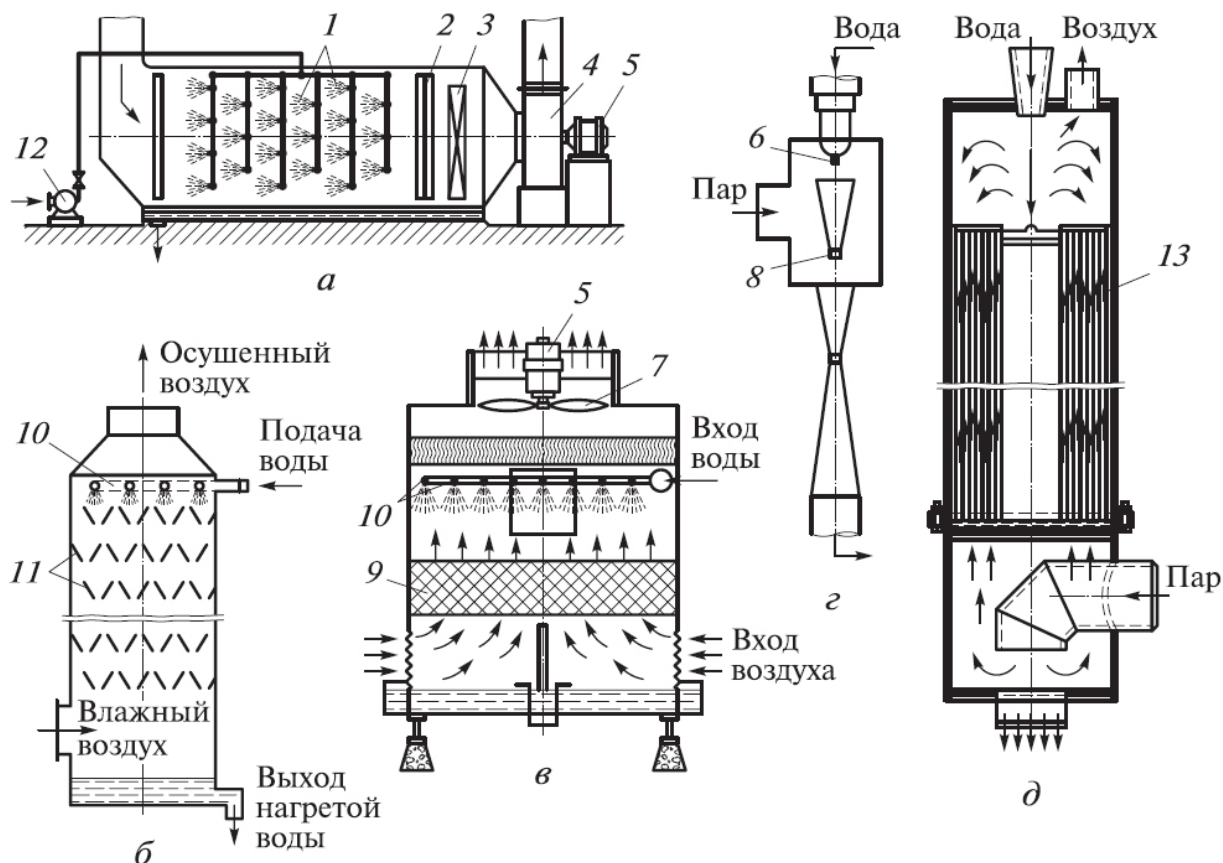


Рис. 2.18. Типы смешивающих теплообменных аппаратов:

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

На рис. 2.19 показаны 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)).

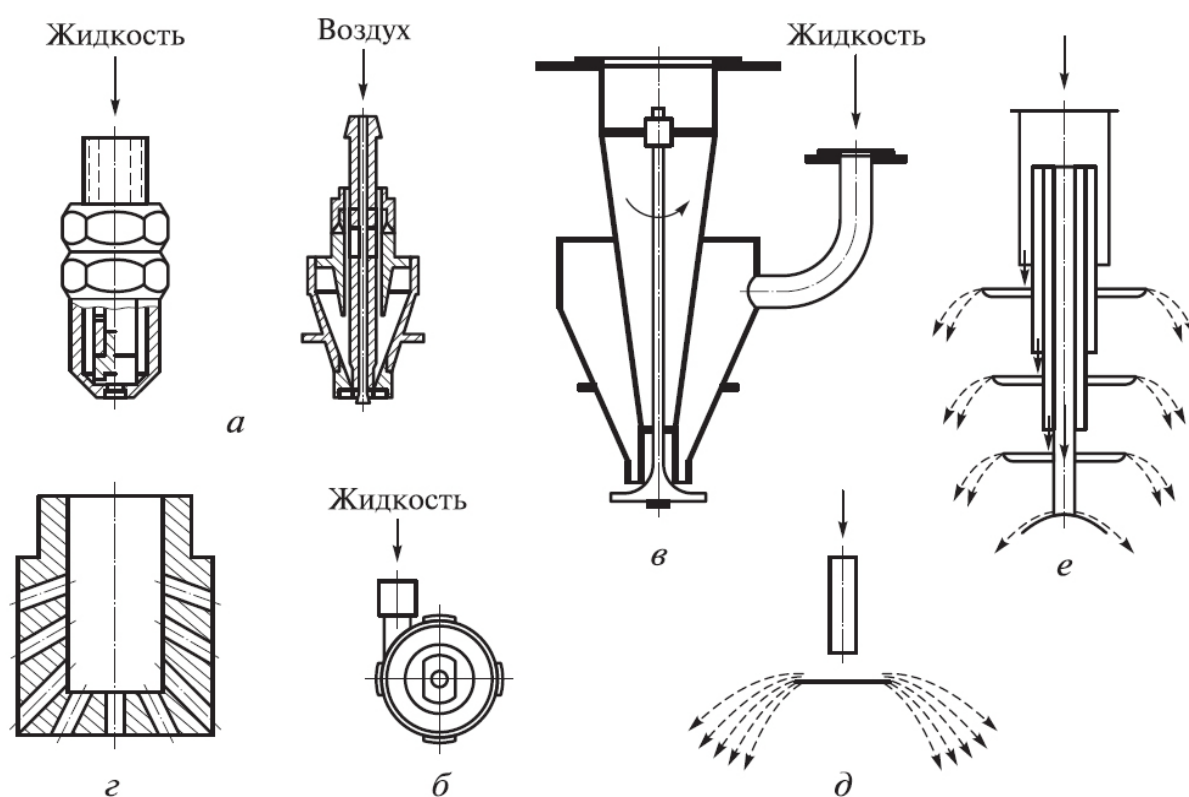


Рис. 2.19. Форсунки и разбрызгивающие устройства для теплообменных аппаратов смешивающего типа:

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

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

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

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

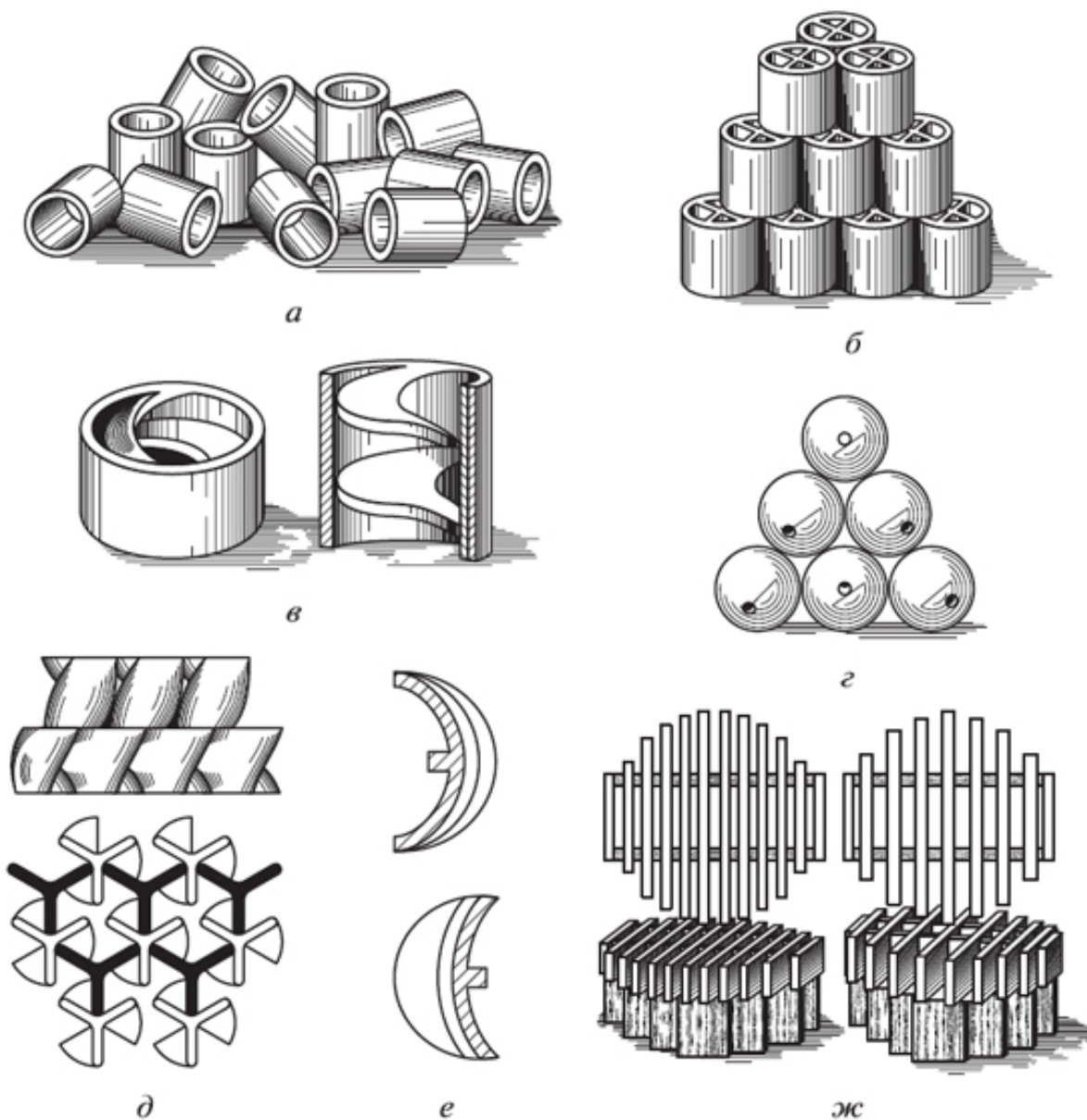


Рис. 2.20. Насадки для теплообменных аппаратов смешивающего типа:

а — беспорядочно уложенные кольца; *б, в* — кольца с перегородками;
г — шары; *д* — пропеллерная насадка; *е* — седлообразная насадка;
ж — хордовая насадка

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

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.

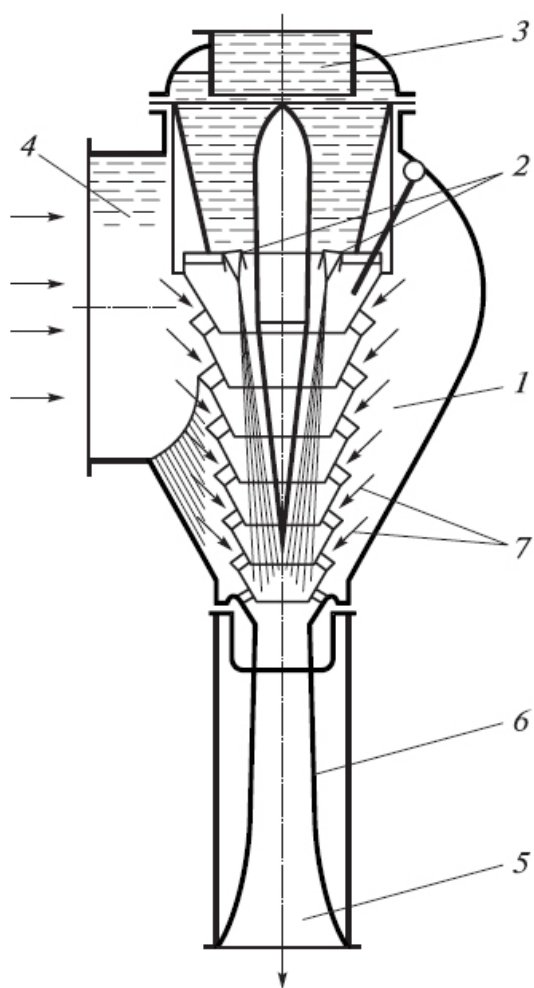


Рис. 2.21. Принципиальная схема струйного конденсатора:

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

5. *Пленочные подогреватели смешивающего типа* (рис. 2.18, д). В них 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 такого 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*, применяемые для улавливания из газов плохо смачиваемой (гидрофобной) пыли. Принципиальная схема пенного трехполочного аппарата приведена на рис. 2.22.

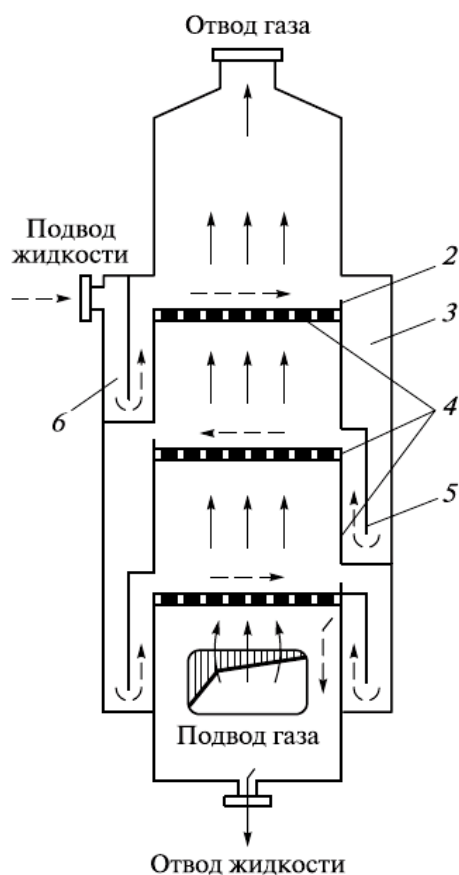


Рис. 2.22. Принципиальная схема многополочного пенного аппарата:

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

Скорость потока газа, набегающего на решетку, обычно составляет 2–2,5 м/с. При меньшей скорости уменьшается 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 %.

Тепло- и массообмен в аппаратах смешивающего или контактного типа изучен еще недостаточно. Вместе с тем во всех случаях процессы, происходящие в этих аппаратах, 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.

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 м³ активного объема аппарата, Вт/(м³·К); V — полезный или активный объем смесительной камеры, м³; 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, потому что 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.

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

94

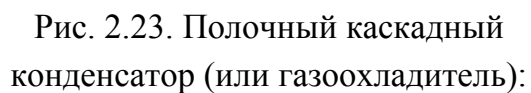
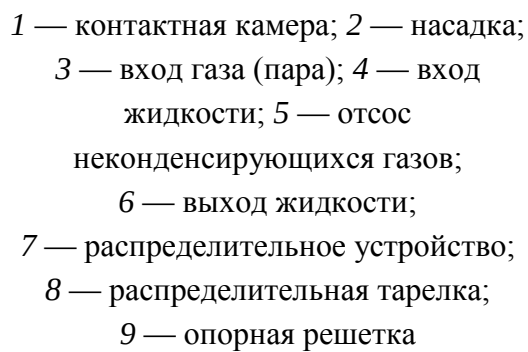


Рис. 2.24. Барботажная тарельчатая колонна



Однако такие аппараты сложны по конструкции, металлоемки, ограничено 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 много-сопловых конструкциях недогрев воды составляет 8–11 °С, а в односопловых — 15–20 °С.

Вопросы для самоконтроля

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 применяются скрубберы?

10. Какие недостатки присущи барботажным тарельчатым колоннам?
11. Какими достоинствами обладают струйные (эжекторные) аппараты?

3. ТЕПЛООБМЕННЫЕ УСТАНОВКИ

3.1. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ

3.1.1. Основные сведения о процессе выпаривания водных растворов

Выпариванием называется 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, обладающие при температуре процесса ничтожно малым давлением пара. 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 применяемых конструкций 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 применяется для повышения концентрации разбавленных растворов или выделения из них растворенного вещества путем кристаллизации.

В промышленности выпаривают преимущественно водные растворы различных веществ, поэтому в дальнейшем рассматривается 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 применяются теплоносители (нагревающие агенты), рассмотренные в главе 1. Наибольшее распространение получил водяной пар.

В некоторых случаях, когда необходимо проводить выпаривание при высокой температуре, используют топочные газы и высокотемпературные теплоносители, а также иногда применяют электрический обогрев.

Нагрев выпариваемого раствора происходит путем передачи тепла от нагревающего агента через разделительную стенку либо путем непосредственного соприкосновения вещества. Выпаривание путем непосредственного соприкосновения нагревающего агента с раствором применяется 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. Такой способ выпаривания наиболее прост.

При выпаривании под повышенным давлением вторичный пар может использоваться как нагревающий агент для потребителей тепла.

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.

Вакуум-выпарка позволяет снизить температуру кипения раствора и применяется для выпаривания чувствительных к высокой температуре растворов (сахар, молоко и другие растворы органических веществ), а также высококипящих растворов, 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 выпарки при 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 выпарные установки разделяются на действующие непрерывно и периодически.

В установках 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 удаляется из аппарата. Опорожненный аппарат снова заполняется неконцентрированным раствором. Периодическое выпаривание применяется 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. В большинстве случаев аппараты непрерывного действия komponуются 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 называются аппаратами с тепловым насосом (или с термокомпрессией).

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

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

Обогрев топочными газами встречается 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

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: а) выпарные аппараты со свободной циркуляцией; б) выпарные аппараты с естественной циркуляцией; в) пленочные выпарные аппараты; г) выпарные аппараты с принудительной циркуляцией

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 данные аппараты применяются редко, главным образом при выпаривании очень вязких жидкостей.

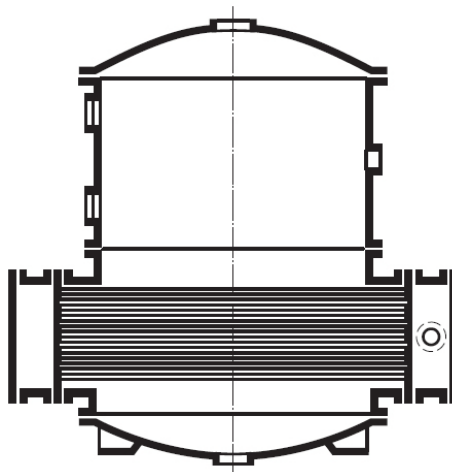


Рис. 3.1. Выпарной аппарат с горизонтальными трубами

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

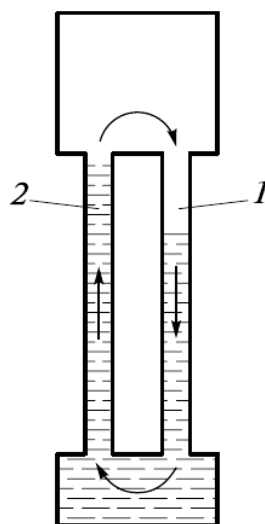


Рис. 3.2. Схема естественной циркуляции

Естественная циркуляция 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 требуются два условия: а) достаточная высота уровня жидкости в опускной трубе для того, чтобы уравновесить столб парожидкостной смеси в кипятильных трубах и сообщить этой смеси необходимую скорость; б) 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 теплопередачи 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 коэффициент теплопередачи несколько снижается, так как вследствие увеличения давления внизу кипятильных трубок жидкость начинает кипеть не в нижней их части, а немного выше.

Парообразование в кипятильных трубках определяется физическими свойствами раствора (главным образом вязкостью) и разностью температур между стенкой трубки 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 ниже 7–10 °С.

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 от 1/4 до 3/4 высоты кипяtilьных трубок. 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 трубках отпадает главная причина выделения накипи.

На рис. 3.3 представлен выпарной аппарат с центральной циркуляционной трубой.

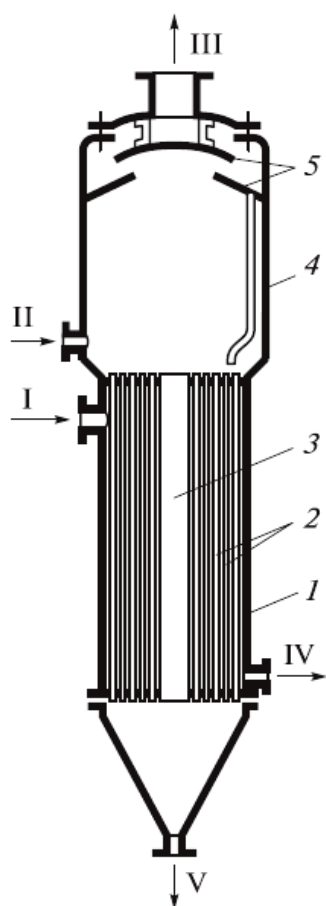


Рис. 3.3. Выпарной аппарат с центральной циркуляционной трубой:

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

Греющая камера состоит из ряда вертикальных кипяtilьных трубок, обогреваемых снаружи паром. По оси греющей камеры расположена циркуляционная труба значительно большего диаметра, чем кипяtilьные трубки. Хотя в таком аппарате циркуляционная труба обогревается снаружи паром, раствор нагревается в ней значительно меньше, чем в кипяtilьных трубках. 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 трубках. В аппаратах большой производительности вместо одной циркуляционной трубы устанавливают несколько труб меньшего диаметра.

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

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 $1/4$ – $1/5$ их высоты. При 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 при этом в тонком слое, движущемся с большой скоростью (до 20 м/с), что увеличивает коэффициент теплообмена по сравнению с аппаратом, имеющим циркуляционную трубу. Парожидкостная эмульсия из трубок поступает в центробежный сепаратор, где происходит отделение жидкости от пара. Вторичный пар поступает в трубопровод, а концентрированный раствор отбирается через патрубков для производственных целей или отводится в следующий

корпус.

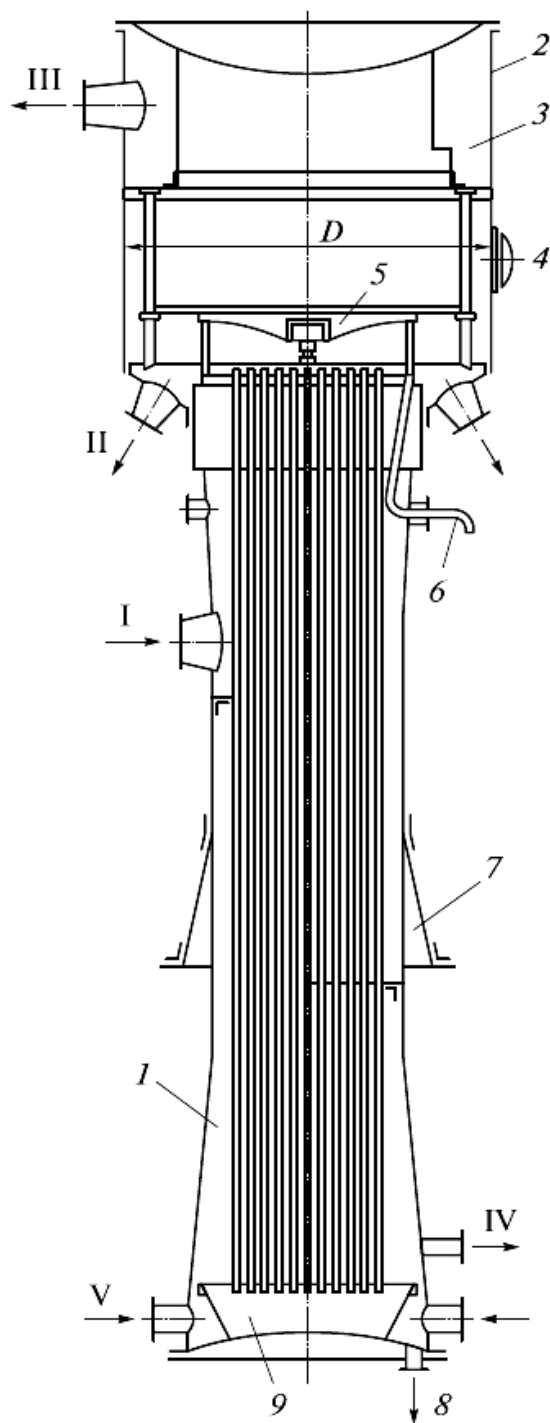


Рис. 3.4. Выпарной аппарат пленочного типа с длинными трубками:

I — греющий пар; *II* — упаренный раствор; *III* — вторичный пар;
IV — конденсат; *V* — раствор;

1 — корпус; 2 — камера;

3 — сепаратор;

4 — камера для раствора;

5 — отражательный зонт;

6 — смотровое стекло;

7 — газоотводная трубка;

8 — опорные лапы; 9 — продувка
 шлама

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 трубок. При снижении уровня раствора в трубках ниже допустимого минимума получается недостаточное количество парожидкостной эмульсии и она полностью превращается в пар, не достигнув верхних концов трубок. Тогда 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 трубок, т. е. уменьшения активной поверхности нагрева. Следовательно, существует оптимальная высота уровня раствора в кипятильных трубках, определяемая опытным путем. Этой высоте соответствует и достаточно высокий коэффициент теплоотдачи, и необходимое количество жидкостной эмульсии, при котором верхние концы трубок не будут оставаться сухими и в эмульсии будет количество концентрированной жидкости, достаточное для питания последующих аппаратов или отбора раствора как готового продукта.

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

Аппараты с поднимающейся пленкой применяются для пенящихся растворов. Для густых и кристаллизирующихся растворов

они не пригодны, так как нижняя и верхняя камеры для раствора могут быстро оказаться заполненными кристаллами. Данные аппараты имеют более высокий коэффициент теплопередачи, чем аппараты с циркуляционной трубой, и большую высоту, т. е. большие затраты на строительство цеха. Температурная деформация длинных трубок может привести к их изгибу и нарушению плотности вальцовочных соединений в трубных решетках. Чистка трубок в высоких аппаратах затруднена. Длинные кипяtilьные трубки 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 применяются для выпарки кристаллизующихся и пенящихся растворов и постепенно вытесняют аппараты других типов.

Выпарной аппарат с выносными кипяtilьниками показан на рис. 3.5.

Аппарат имеет выносные кипяtilьники и сепаратор. В кипяtilьнике, состоящем из пучка труб, обогреваемых снаружи паром, образуется парожидкостная смесь, поступающая в сепаратор по соединительной трубе. В сепараторе происходит отделение вторичного пара от жидкости, которая по циркуляционной трубе 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 труб. 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.

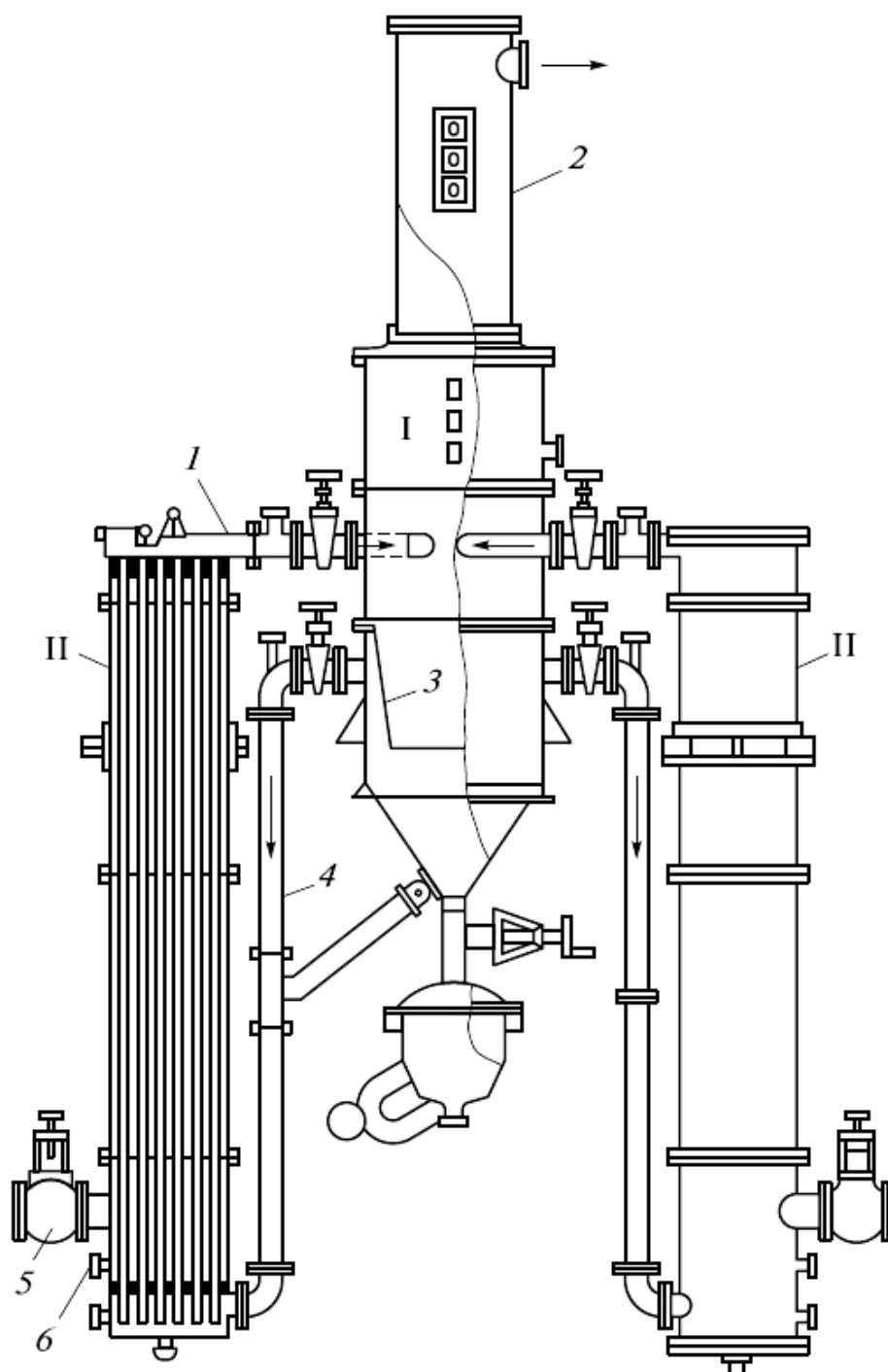


Рис. 3.5. Выпарной аппарат с выносными подогревателями-кипятильниками:

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

Выпарной аппарат со сниженным кипятильником. В аппаратах с естественной циркуляцией выпарка кристаллизующихся растворов связана с необходимостью периодической очистки поверхности нагрева от образовавшихся отложений, так как кипение раствора и кристаллизация твердых веществ осуществляются на поверхности нагрева, а ограниченная скорость раствора (0,5–1,5 м/с) не может предотвратить оседания и прикипания образовавшихся кристаллов к поверхности нагрева.

Борьба с кристаллизацией твердых веществ на поверхности нагрева может вестись тремя способами: перенесением кристаллизации раствора за пределы греющей поверхности; увеличением скорости циркуляции раствора и сочетанием указанных приемов.

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

Раствор подогревается в подогревателе до температуры, которая на 2–3 °С ниже температуры кипения его при давлении в подогревателе раствора. 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 рассечения парорастворной эмульсии на отдельные потоки с целью предотвращения гидравлических ударов. Скорость циркуляции при выпарке кристаллизующихся растворов в аппаратах со сниженной поверхностью нагрева должна быть не ниже 1,8–2,0 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.

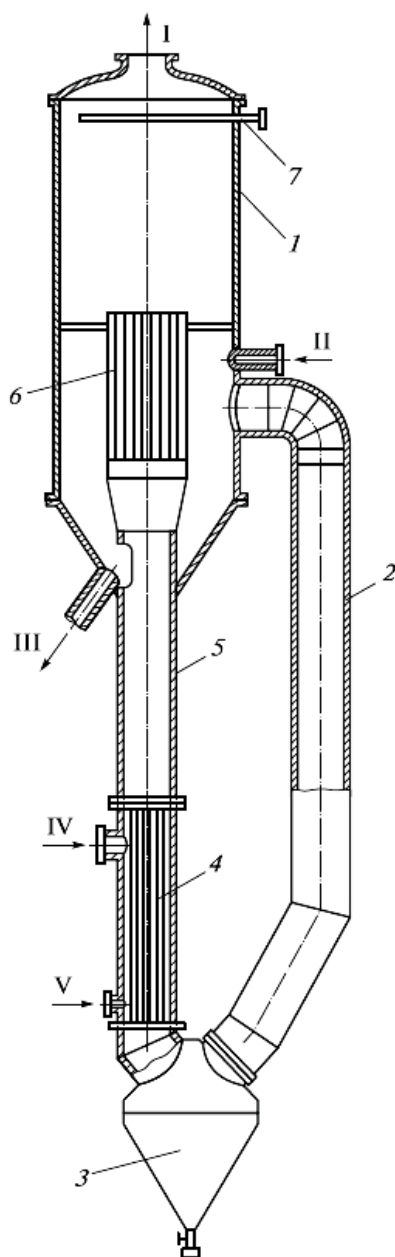


Рис. 3.6. Выпарной аппарат со сниженным подогревателем:

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

Выпарные аппараты с принудительной циркуляцией.
 Аппараты с принудительной циркуляцией применяются для повышения интенсивности циркуляции и коэффициента теплопередачи (рис. 3.7).

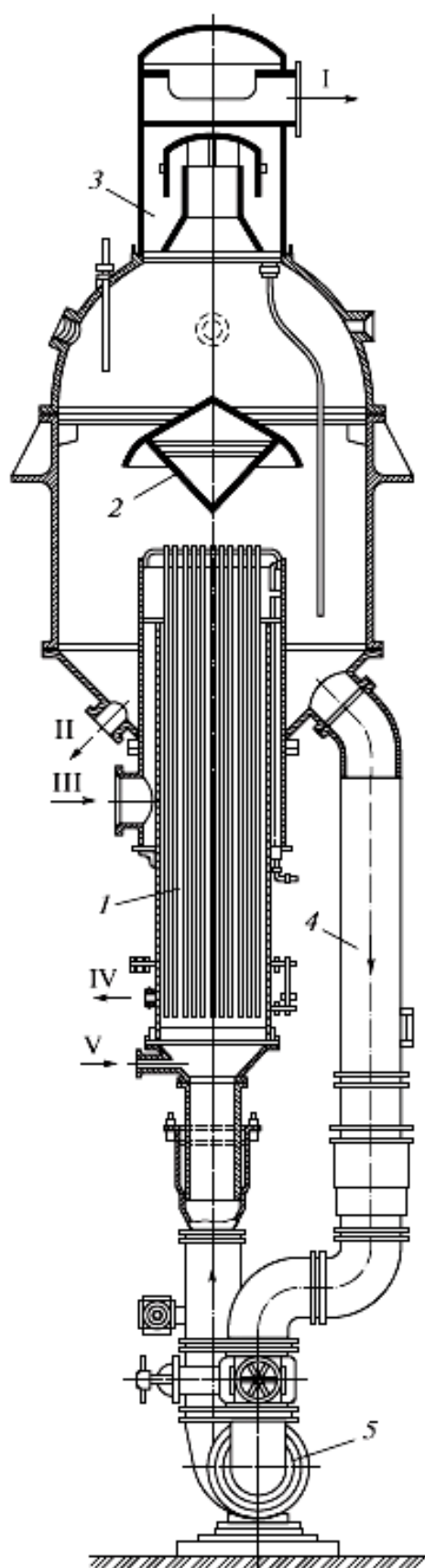


Рис. 3.7. Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией для пенящихся растворов:

I — вторичный пар; *II* — отвод раствора;

III — подвод пара; *IV* — отвод конденсата;

V — подвод раствора

1 — трубчатка; 2 — сепаратор;

3 — отражательный зонт;

4 — циркуляционный насос;

5 — циркуляционная труба;

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 трубок. Поскольку вся циркуляционная система почти полностью заполнена жидкостью, работа насоса затрачивается не на подъем жидкости, а лишь 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 трубок, очень велико.

Скорость циркуляции жидкости в кипятильных трубках принимается равной 1,5–3,5 м/с. Скорость циркуляции определяется производительностью циркуляционного насоса и не зависит от уровня жидкости и парообразования в кипятильных трубках. 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 большое 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).

Аппараты с погружным горением. В настоящее время для нагрева и выпаривания до высоких концентраций растворов соляной, серной, фосфорной и других химически агрессивных кислот, а также растворов хлористого кальция, хлористого магния, сульфата алюминия, медного и железного купоросов и других солей широко применяются аппараты с погружным горением (рис. 3.8).

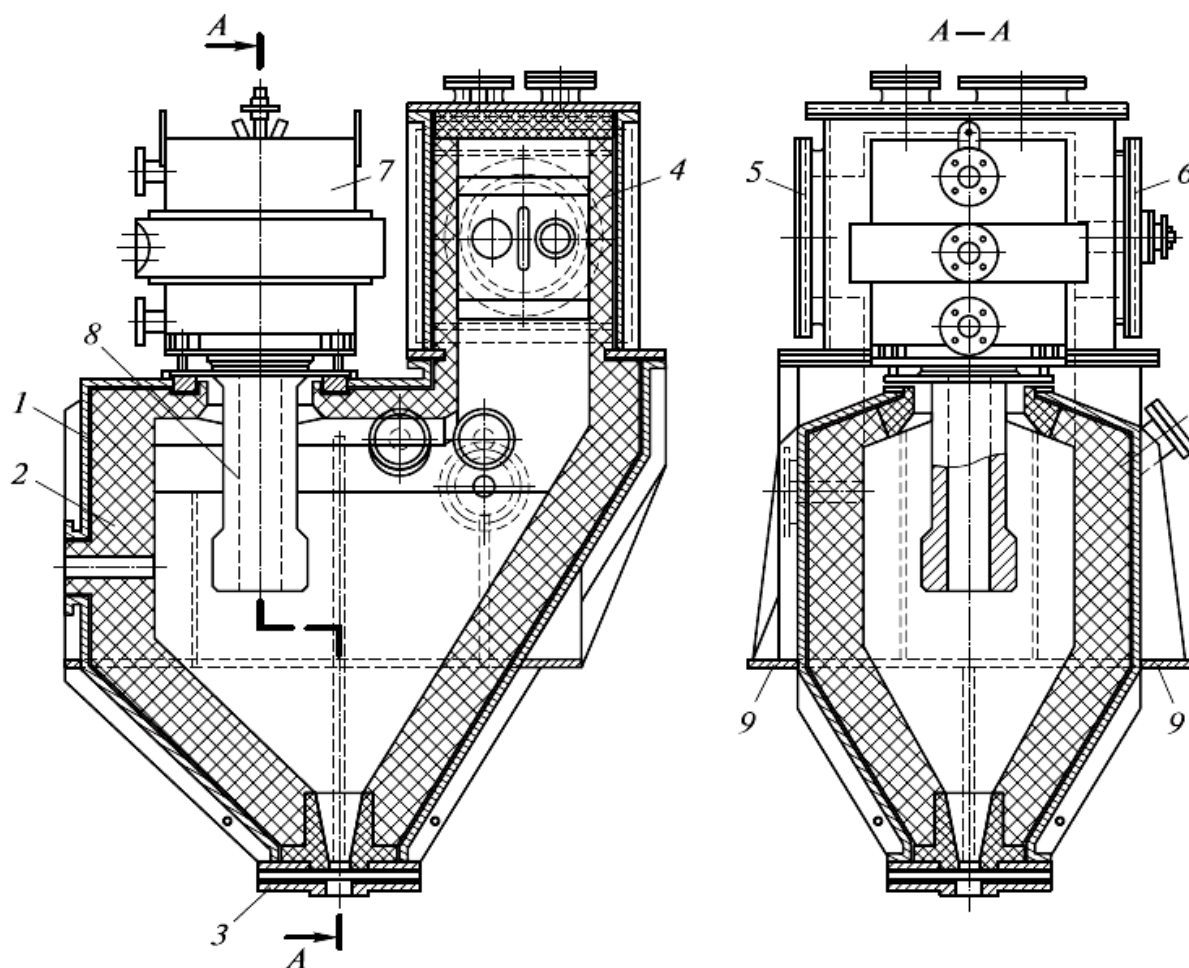


Рис. 3.8. Аппарат с погружной горелкой для выпаривания раствора серной кислоты:

- 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

Корпуса аппаратов данного типа изготавливают из углеродистых сталей и футеруют изнутри кислотоупорными материалами для предотвращения коррозии. В упариваемый раствор погружаются 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 также 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 конденсируются пары растворителя, а газ направляется в атмосферу или поступает в аппарат для поглощения газов жидкостями (абсорбер) с целью очистки.

Достоинствами аппаратов с погружным горением являются высокая коррозионная стойкость, простота устройства, отсутствие греющих поверхностей нагрева и высокий коэффициент теплообмена.

Недостатком является 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 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 приближенно 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 и в среднем составляет:

Выпарная установка	Расход пара, кг
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 не производят отбора экстрапара, поскольку вторичный пар оттуда направляется в

конденсатор. Если же выпаривание проводится под давлением, вторичный пар можно полностью использовать вне выпарной установки.

Преимущество отбора 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 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$, и одинаковом вакууме в конденсаторе, соответствующем температуре конденсации вторичного пара $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. В этом случае, пренебрегая температурными потерями, получим для однокорпусной установки температурный напор $110 - 50 = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$. В двухкорпусной установке температура кипения в первом корпусе должна быть выше $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже $110\text{ }^{\circ}\text{C}$; примем ее равной $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, так что температурный напор в первом корпусе составит $110 - 80 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, а во втором корпусе — $80 - 50 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$. 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 сами собой 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.

В зависимости от способа подачи раствора различают следующие основные схемы многокорпусных установок (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 отдаваемого при этом тепла 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).

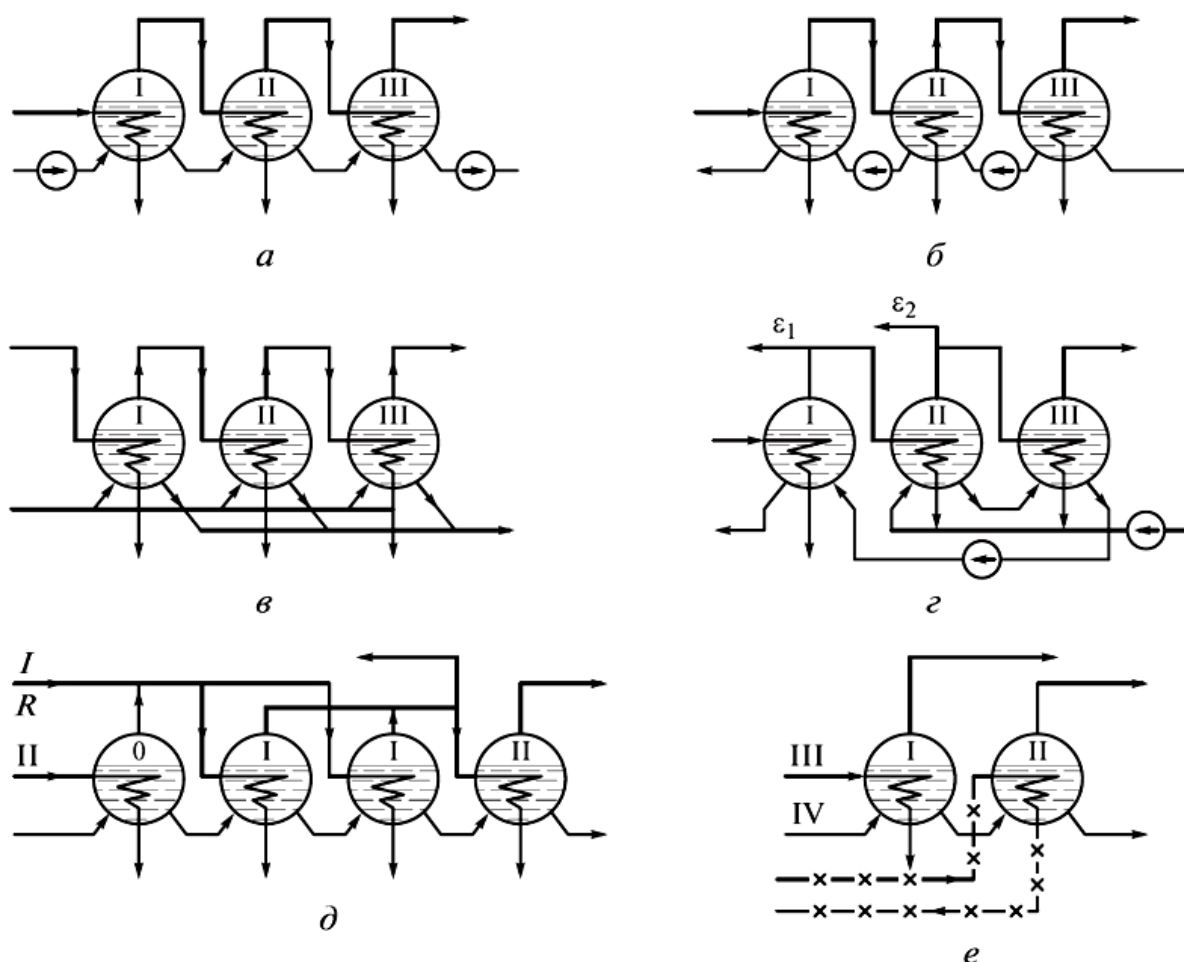


Рис. 3.9. Принципиальные схемы многокорпусных выпарных установок:

I — мятый пар; II — острый пар; III — пар; IV — масло;

a — прямоточная; $б$ — противоточная; $в$ — с параллельным питанием;
 $г$ — со смешанной подачей раствора и отбором экстрапара; $д$ — с нуль -
 корпусом и двойным первым корпусом; $е$ — с двумя греющими агентами
 (паром и маслом)

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 теплоотдачи, поэтому в данной 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.

Противоточные установки применяются для выпаривания вязких растворов, которые в условиях прямоточного выпаривания становятся настолько вязкими, что плохо продвигаются по трубопроводам. При противоточном питании наиболее высокая концентрация раствора достигается в первом корпусе, где и температура кипения наибольшая. Поэтому значительного падения коэффициента теплопередачи в корпусе с наиболее концентрированным раствором не происходит и коэффициенты теплопередачи мало изменяются по корпусам. Это является наиболее существенным преимуществом противоточного питания по сравнению с прямоточным. Кроме того, при противоточном питании количество воды, выпариваемой в последнем корпусе, меньше, чем при прямоточном питании, что уменьшает нагрузку на конденсатор (при выпарке в вакууме). По расходу тепла противоточное питание выгоднее прямоточного при питании холодным раствором, но уступает ему при питании горячим раствором.

Недостатками противоточной схемы по сравнению с прямоточной (при одинаковом рабочем режиме) являются увеличение расхода греющего 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. Эта схема применяется 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, *д* представлена схема выпарной установки с нулевым корпусом и двойным первым корпусом.

Нулевой корпус (нуль-корпус) является редуктором острого пара, добавляющим пар при недостатке мягого пара. Системы с нуль - корпусом распространены 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. Такая схема применяется 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 их 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 получаются пары смеси, соответствующие точке C . Далее пары с концентрацией x_2 поступают в конденсатор 3. Конденсация паров бинарной смеси протекает при $x_2 = \text{const}$, но с понижением ее температуры от t_1 до t_2 . После этого дистиллят поступает во вторую ступень дистилляционной установки, аппарат 4, где получаются 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 получается влажный пар, соответствующий точке F . Влажный пар является смесью сухого пара с концентрацией, соответствующей точке 3, и жидкости с концентрацией, соответствующей точке $Ж$. Затем влажный пар поступает в сепаратор 6, в сепараторе 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 кубе 2 (рис. 3.10) постепенно уменьшается, причем дальнейшая перегонка, как в кипящей жидкости, так и в получаемых из нее парах идет при переменной увеличивающейся температуре. Содержание низкокипящего компонента в жидкости в начале кипения и в последующие моменты времени определяется на кривой кипения точками B, B', B'' и т. д. Соответственно содержание этого компонента в парах определяется точками C, C', C'' и т. д. 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.

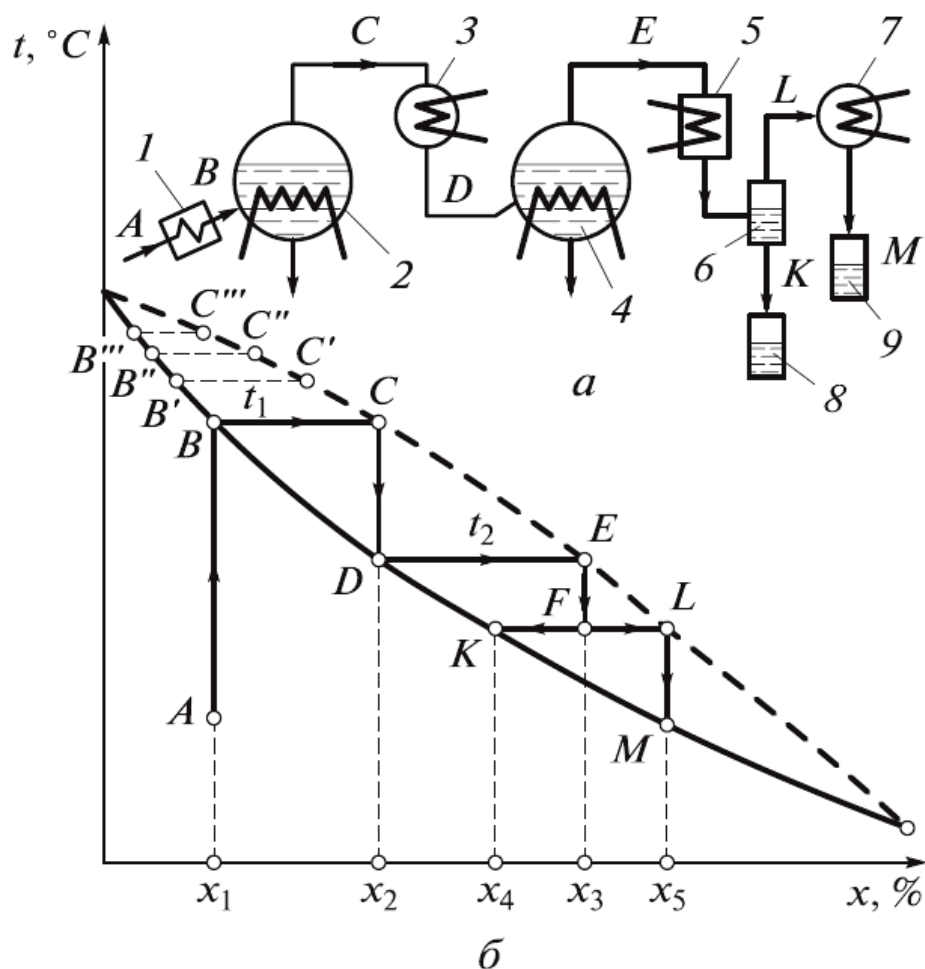


Рис. 3.10. Схема двухступенчатой дистилляционной установки с дефлегмацией и сепарацией паров во второй ступени (а) и ее процесс на t , x - диаграмме (б):

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

Простая однократная дистилляция в промышленных условиях применяется 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. Простая дистилляция применяется

также для отделения от жидкой смеси нелетучих примесей, для предварительного глубокого 136азделения сложных жидких смесей, например нефти или каменноугольной смолы. На рис. 3.11 показана промышленная установка для простой дистилляции.

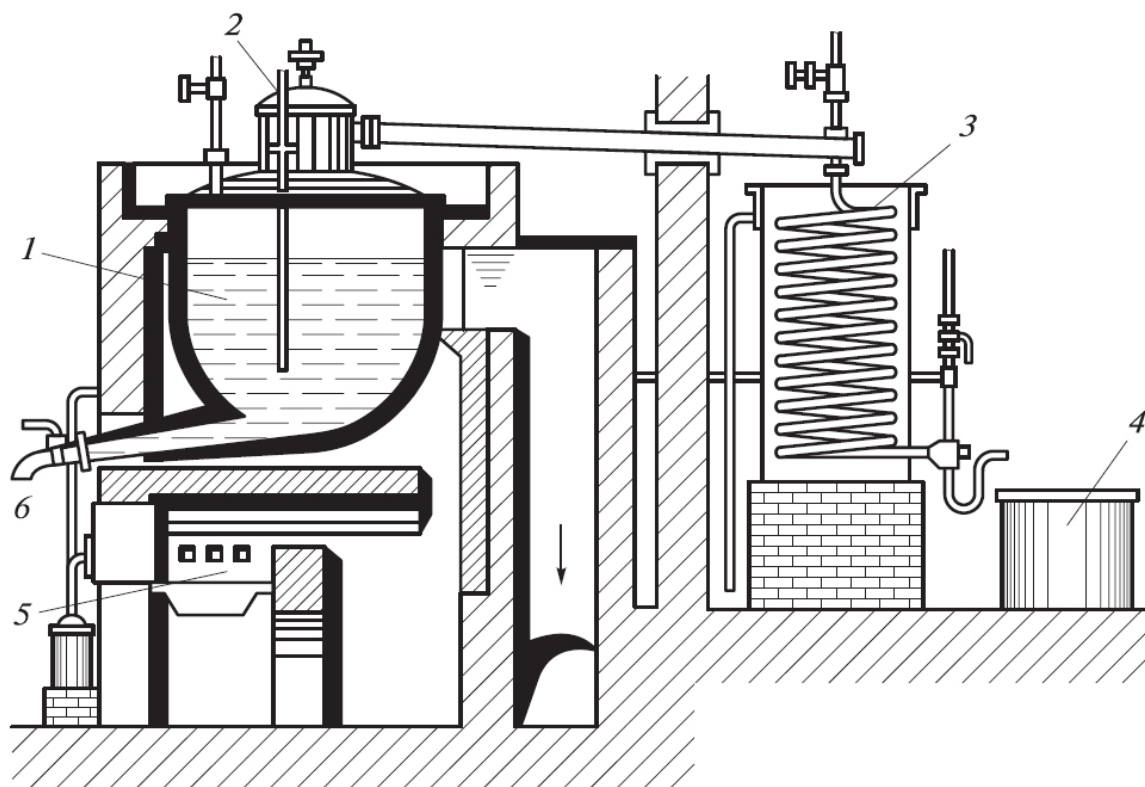


Рис. 3.11. Дистилляционная установка:

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

3.2.2. Ректификационные установки

Для достижения наиболее полного разделения компонентов применяют более сложный вид перегонки — ректификацию. Ректификация заключается в противоточном взаимодействии паров, образующихся при перегонке, с жидкостью, получающейся при конденсации 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 компонент — из паровой фазы в жидкую.

На рис. 3.12 показаны схема и процесс ректификации на t, x -диаграмме в ректификационной колонне с тремя тарелками, которые имеют по одному колпачку.

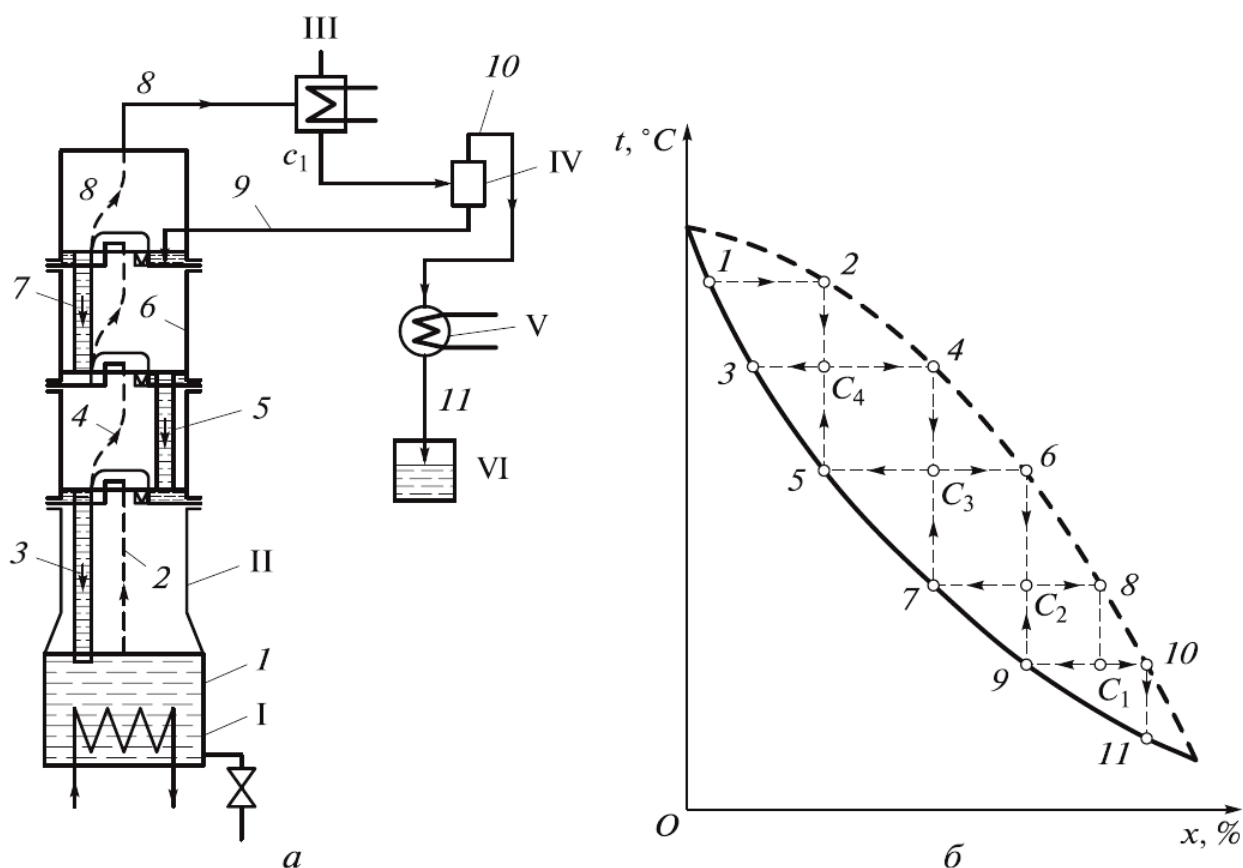


Рис. 3.12. Принципиальная схема ректификационной колонны (а) и процесс ректификации на t, x -диаграмме (б):

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

В перегонном кубе I происходит испарение бинарной смеси 1 . Пары смеси 2 поднимаются в ректификационной колонне 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 точке c_1 , поступает в сепаратор IV, в сепараторе 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 применяется постоянное флегмовое число.

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

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

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.

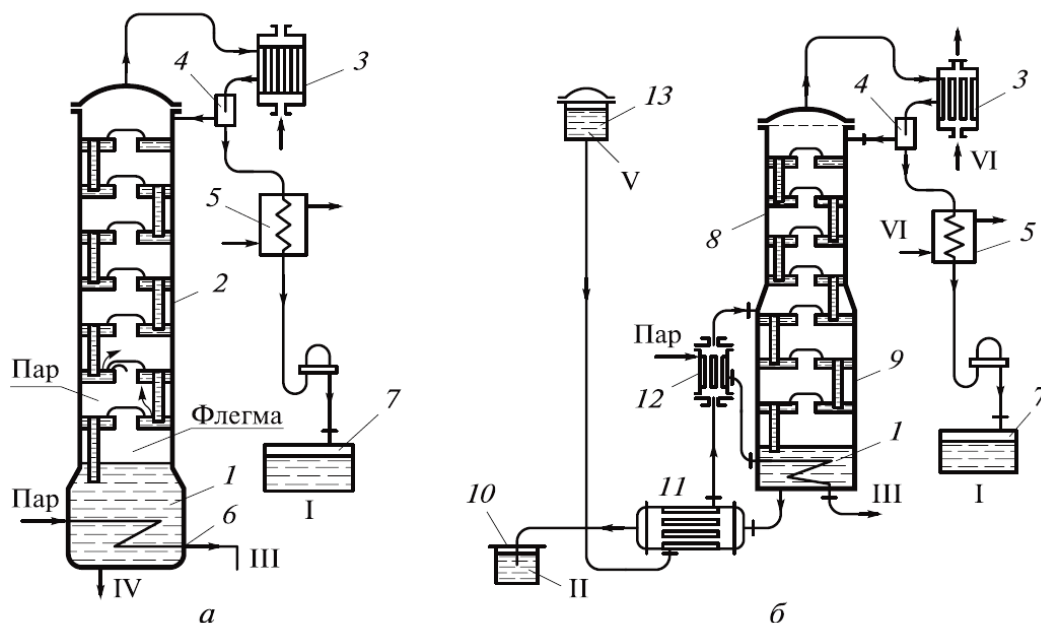


Рис. 3.13. Принципиальные схемы ректификационных установок:

а — для периодической ректификации; *б* — для непрерывной ректификации;

I — низкокипящий компонент; *II* — высококипящий компонент;

III — конденсат; *IV* — спуск остатка; *V* — смесь для разгонки;

VI — охлаждающая вода;

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

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 поступают из куба 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.

При непрерывной ректификации (рис. 3.13, б) устройство и принцип работы такие же, как и в установках периодического действия, с той лишь разницей, что в этой установке из дефлегматора в ректификационную колонну возвращается постоянное количество 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 компонентами. 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 в ходе процесса условия работы установки не изменяются, это позволяет установить точный режим и автоматизировать процесс. Простои между операциями

отсутствуют, расход тепла меньше, чем в установке периодического действия, возможно использование тепла 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. Количество 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 отгоняется 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 отгоняется и поступает 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 от 30 до 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 производят под вакуумом;

3) ректификацию под избыточным давлением проводят при разделении жидкостей с низкой температурой кипения, в частности, при разделении сжиженных газов.

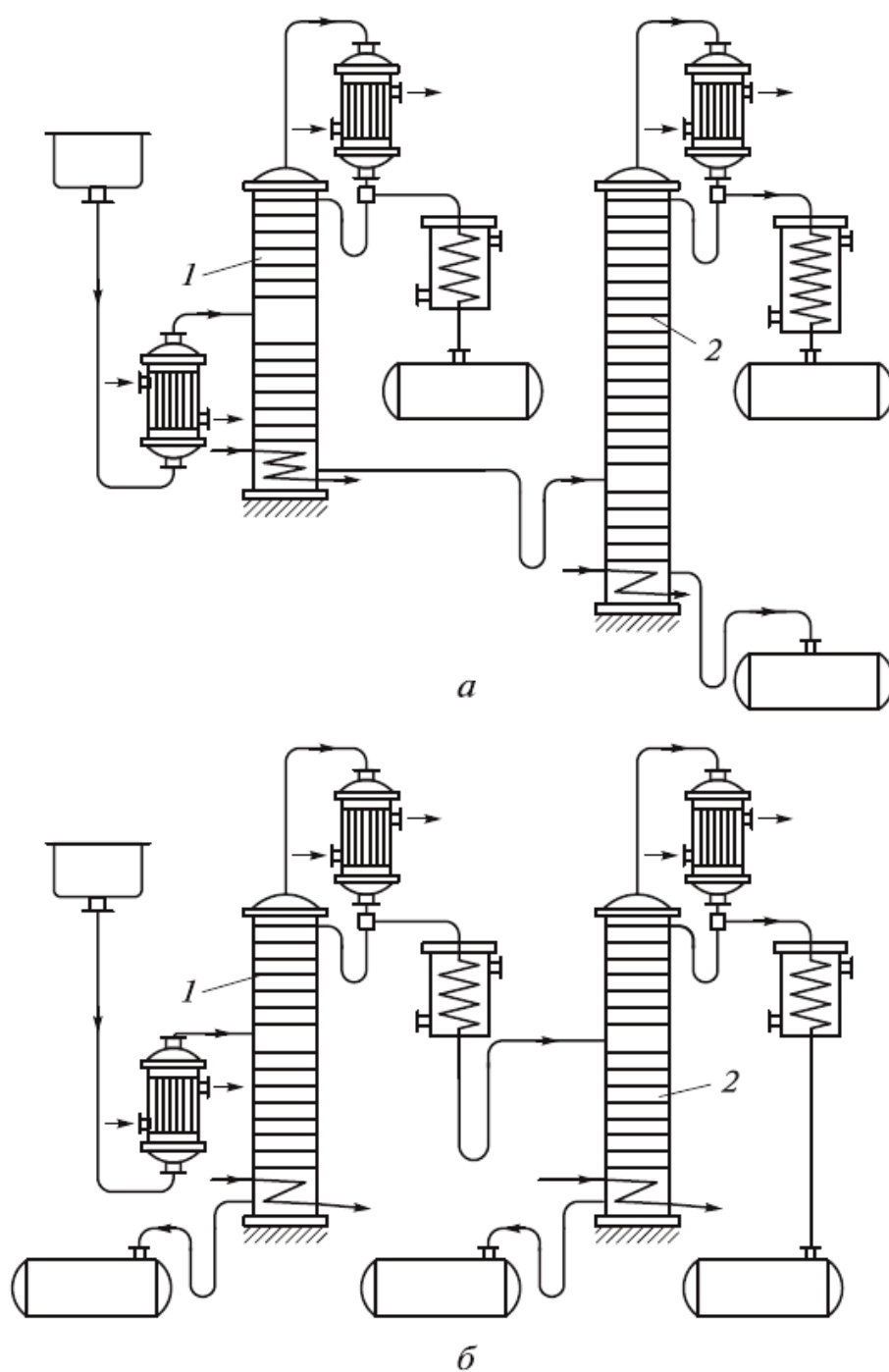


Рис. 3.14. Схемы разделения тройной смеси:

1, 2 — колонны

Основным недостатком ректификационных колонн с тарелками или насадкой является их громоздкость. Высота ректификационных колонн, например, в нефтяной промышленности достигает 30 м,

диаметр 5 м и количество туннельных тарелок 50.

Ректификационные колонны, схемы которых представлены на рис. 3.15, в зависимости от их внутреннего устройства для распределения стекающей флегмы и восходящих паров разделяются 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*.

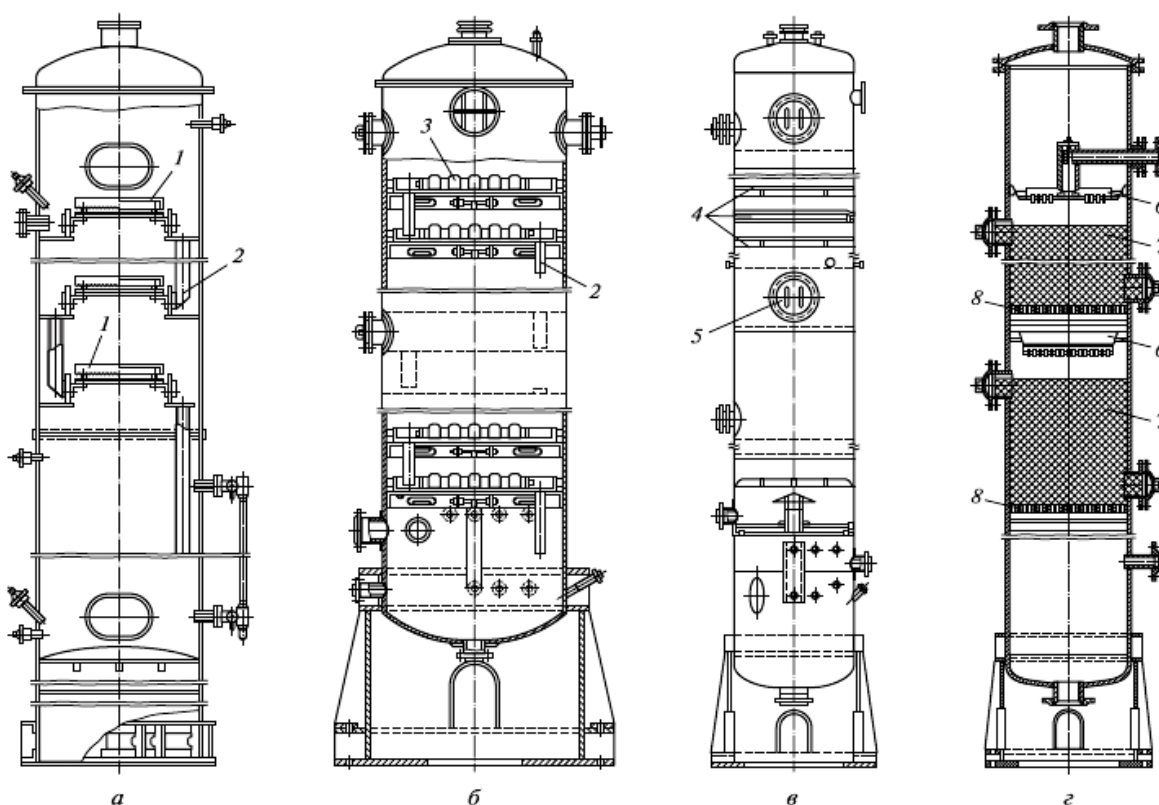


Рис. 3.15. Типы ректификационных колонн.

- 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 — тарелка с капсульными колпачками; 3 — ситчатая тарелка; 4 — насадка; 5 — сливные трубы;
 6 — тарелки для равномерного орошения насадки; 7 — люк; 8 — опорная решетка

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 применяются 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 направлении, а по высоте колонны — зигзагообразно. Такой перелив флегмы может применяться и для тарелок с другими типами колпачков.

Для больших диаметров колонн применяются 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 применяются также ректификационные колонны с ситчатыми (решетчатыми и дырчатыми) тарелками (рис. 3.15, в и 3.17), на которых слой жидкости (флегмы) удерживается давлением 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 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: в них 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.

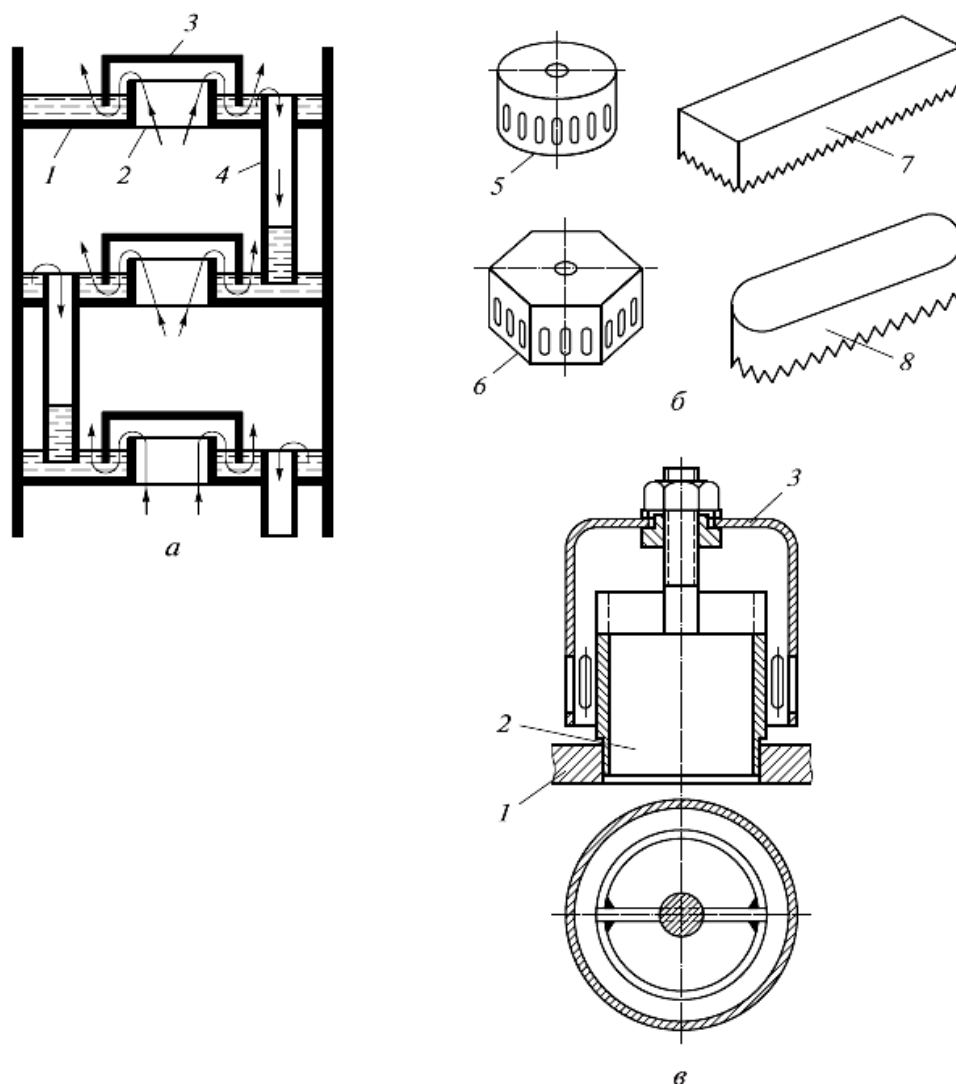


Рис. 3.16. Элементы колпачковой ректификационной колонны:

a — царга с колпачковыми тарелками; *б* — типы колпачков; *в* — конструкция разъемного 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

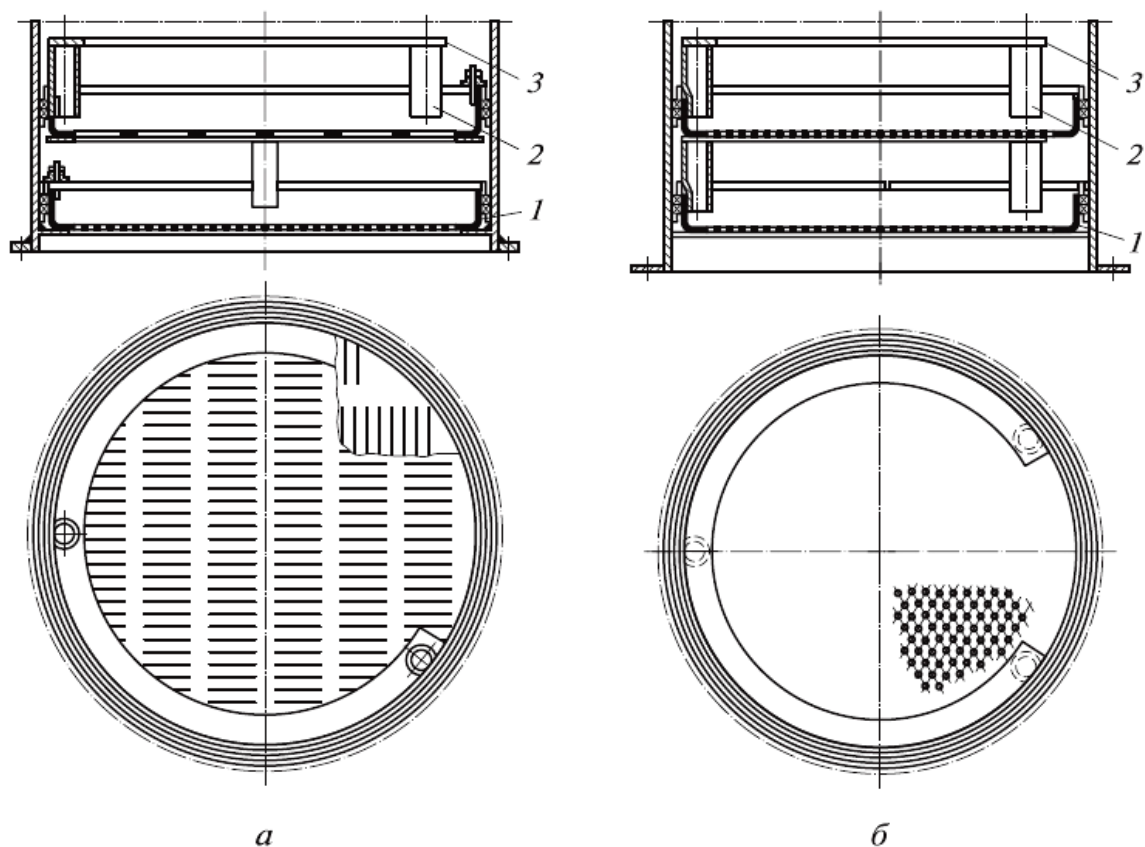


Рис. 3.17. Ситчатые тарелки ректификационных колонн:

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

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

Насадочные ректификационные колонны заполняются обычно кольцами Рашига (металлическими, фарфоровыми, керамическими), пустотелыми шарами, дробленым коксом, кварцем и другими материалами. Выбор формы насадки и ее материала диктуется в каждом отдельном случае физико-химическими свойствами разделяемой смеси жидкости и условиями 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 во всех случаях 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. Для борьбы с этим явлением в колоннах с высоким слоем насадки последний разбивают на несколько слоев меньшей высоты, отделенных друг от друга свободным, незаполненным пространством (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).

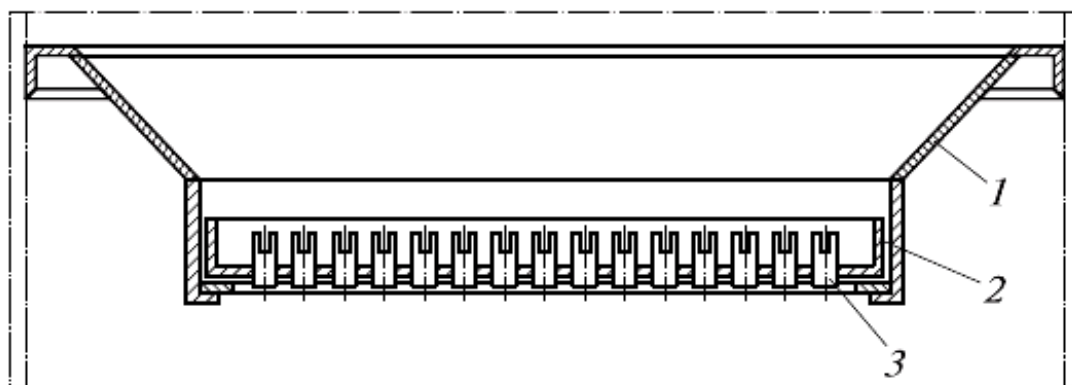


Рис. 3.18. Тарелка для равномерного распределения флегмы в насадочных колоннах:

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

Тарельчатые колонны имеют ряд преимуществ перед 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, по сравнению с насадочными колоннами, тарельчатые 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 называется 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 используется, 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 тепла к материалу может осуществляться теплопроводностью, конвекцией, излучением или любой комбинацией этих процессов. Соответственно этим способам передачи тепла 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 т.д. способствовало применению в промышленности разнообразных конструкций сушильных установок. Используется следующая классификация наиболее распространенных сушильных установок.

По способу подвода теплоты к материалу: а) конвективные; б) кондуктивные; в) радиационные; г) электромагнитные; д.) комбинированные (конвективно-радиационные, конвективно-радиационно-высокочастотные и т. д.).

По функционированию во времени: а) непрерывного действия; б) периодического действия; в) полунепрерывного действия,

По конструкции: а) камерные; б) шахтные; в) туннельные; г) барабанные; г) трубчатые; д) ленточные; е) взвешенного слоя; ж) распылительные; з) сублимационные и др.

Из приведенной классификации сушильных установок наибольшее распространение в промышленности получили конвективные сушилки. Эти установки могут быть разделены на несколько групп по ряду существенных признаков. Укажем

некоторые из них:

1) по сушильному агенту: а) воздушные; б) на дымовых (топочных) газах; в) на неконденсирующихся в процессе сушки газах (азот, гелий, перегретый водяной пар и т. д.);

2) по схеме движения сушильного агента: а) однократные (с однократным использованием сушильного агента, с рециркуляцией); б) многократные (с промежуточным подогревом сушильного агента, рециркуляцией его по зонам, рециркуляцией между зонами и т. п.);

3) по давлению в сушильной камере: а) атмосферные; б) вакуумные;

4) по направлению движения сушильного агента относительно материала: а) прямоточные; б) противоточные; в) перекрестноточные; г) 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 широко распространены 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. распыление его 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.

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.

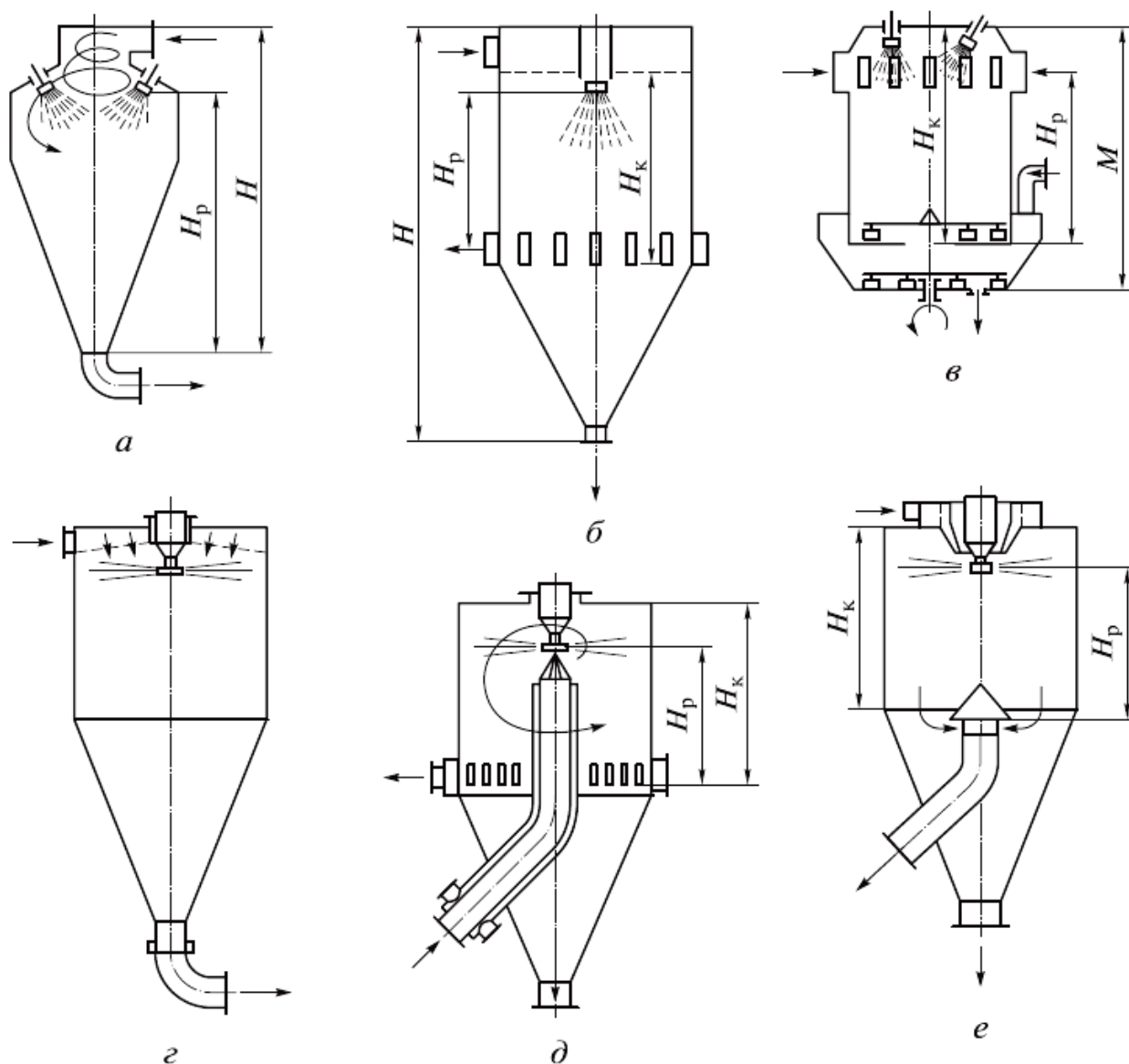


Рис. 3.19. Схемы форсуночных сушильных камер (*а–в*) и схемы сушилок с дисковым распылением (*г–е*):

- а* — прямоточная камера с центральным закрученным подводом теплоносителя;
б — камера с равномерным распределением по сечению через газораспределительную решетку; *в* — камера с радиальным по периферии подводом теплоносителя и центральным отсосом

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 800–1000 °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 час в случае сушки термочувствительного 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 технике распылительной сушки наиболее распространены центробежные механические форсунки, пневматические форсунки и центробежные дисковые распылители.

Такие технологические процессы, как сушка, обжиг, производство активированных углей и т. д., предусматривают взаимодействие твердых частиц с капельными жидкостями или газами. Одно из действенных средств ускорения таких процессов — использование взвешенного (псевдооживленного) слоя, так как

перемешивание частиц в аппаратах обеспечивает развитую поверхность тепло - и массообмена.

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

Увеличение скорости ожижающего агента (восходящего потока теплоносителя) от нуля до некоторой величины, называемой критической $W_{кр}$, не вызывает изменения взаимного расположения частиц, если их плотность больше, чем ожижающего агента. В этом случае частицы сушимого материала образуют над решеткой неподвижный слой, высота которого остается неизменной (участок a b' на рис. 3.20, a).

При достижении критической скорости газа происходит качественное изменение свойств слоя. Слой 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 псевдоожиженным. 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 ожижающего агента является еще одним качественным отличием псевдоожиженного слоя от неподвижного.

Сказанное иллюстрируется рис. 3.20, a , где приведена зависимость высоты слоя h от скорости теплоносителя.

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

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

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

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

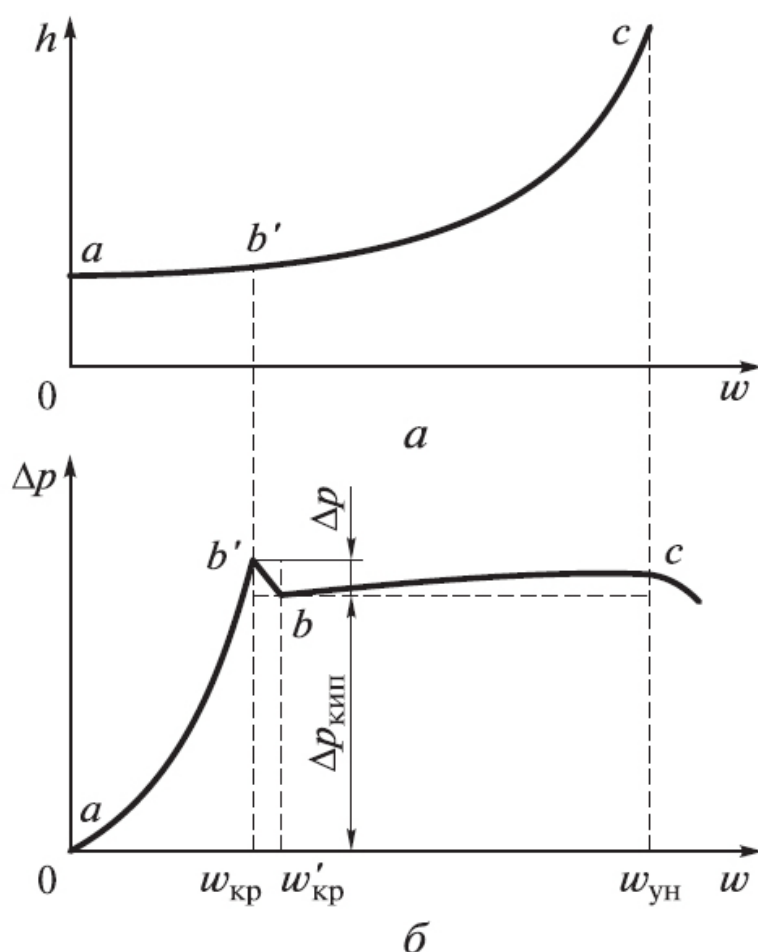


Рис. 3.20. Изменение высоты слоя (а) и его гидравлического сопротивления (б) в зависимости от скорости воздуха

Дальнейшее увеличение скорости газового потока на входе в слой от $W_{\text{кр}}$ до $W_{\text{ун}}$ приводит к незначительному увеличению падения давления, поскольку увеличение расстояния между частицами приводит лишь к незначительному увеличению скорости обтекания

их газом. Большая величина гидравлического сопротивления в момент псевдооживления, чем определяемая выражением (3.1) (участок от $W_{кр}$ до $W'_{кр}$ на рис. 3.20, б), объясняется тем, что на преодоление сцепления между частицами должно быть затрачено определенное количество энергии.

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

Широкое использование псевдооживленного слоя в промышленности привело к большому разнообразию конструктивного оформления аппаратов. Сушилки непрерывного и периодического действия могут быть 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 возможности 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. Отработавший теплоноситель вместе с испаренной влагой и захваченными мелкими частицами высушиваемого материала отсасывается вентилятором 7. Для отделения унесенных из псевдооживленного слоя частиц от газового потока устанавливается циклон 6. В аппаратах такого типа при сушке влажного материала в зависимости от параметров теплоносителя влагосъем с 1 м^2 решетки достигает 500–1000 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. 3.22). Основной частью таких сушилок является вращающийся цилиндрический барабан 3 с частотой вращения от 0,5 до 8 об/мин.

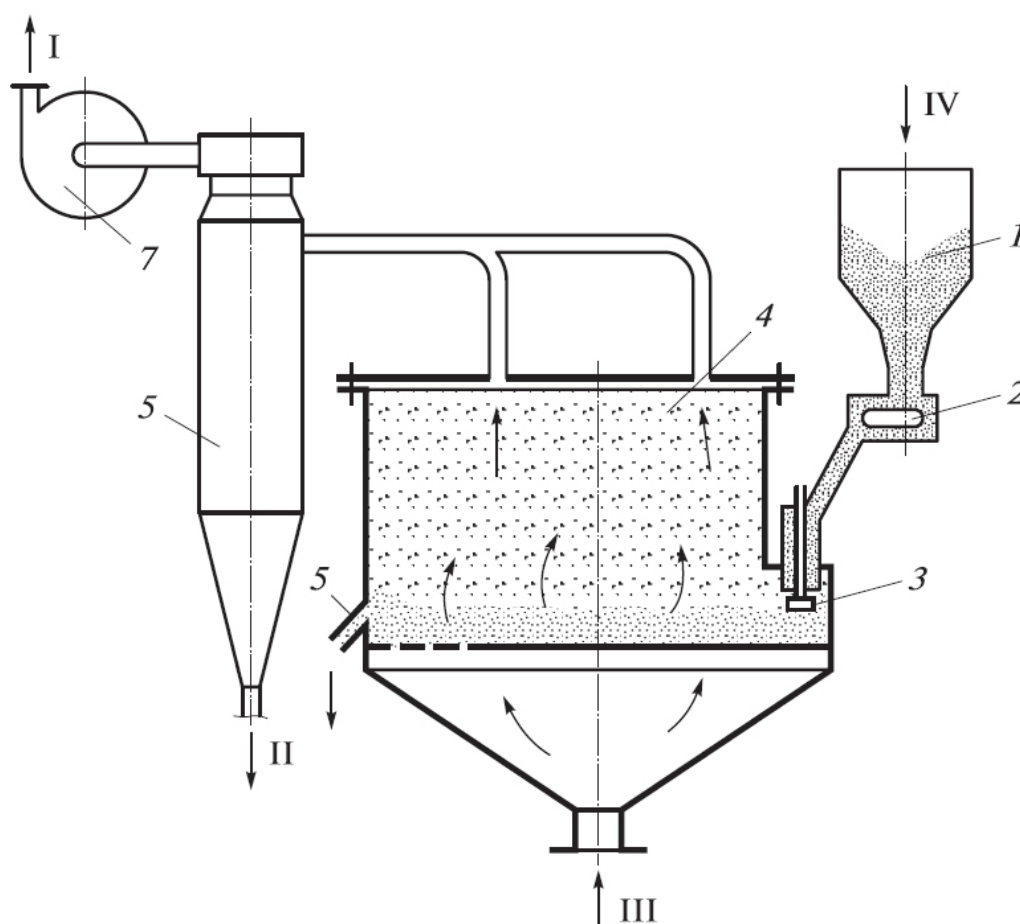


Рис. 3.21. Схема сушильной установки для песка (с прямоугольной камерой):

I — отработанный воздух; *II* — сухой материал; *III* — горячий воздух;
IV — влажный материал

1 — бункер; 2 — дисковый клапан; 3 — загрузочный клапан;
4 — сушильная камера; 5 — патрубок; 6 — циклон; 7 — вентилятор;

Типовые барабанные сушилки имеют длину барабана 8–13 м, диаметр 1,5–2,8 м. Для перемещения сушимого материала вдоль

барабана последний имеет угол наклона $3-6^\circ$. 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.

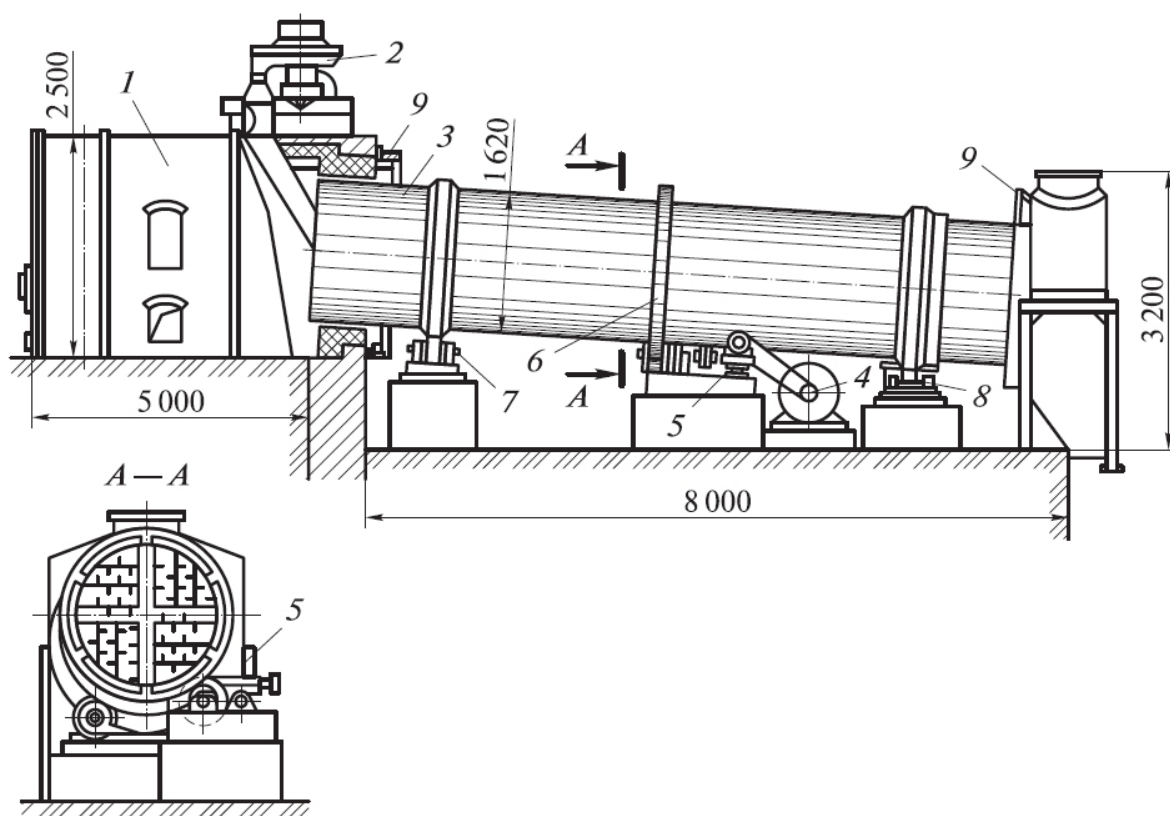


Рис. 3.22. Барабанная сушилка:

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

В качестве теплоносителя используют обычно 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 термоустойчив, возможно использование противоточной схемы движения материала и теплоносителя. Для увеличения поверхности тепломассообмена 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 торцевые поверхности барабана при его вращении оба конца корпуса снабжены уплотнительными устройствами 9.

Удельный расход теплоты в барабанных сушилках на топочных газах лежит в пределах 3500–6300 кДж на 1 кг влаги; расход теплоносителя 15–25 кг на 1 кг испаренной влаги.

При оценке размеров барабана пользуются опытно определенной величиной производительности единицы объема барабана по испаренной влаге A_6 . Эта величина зависит от типа сушки, степени заполнения ее объема, от вида сушеного материала, его начального и конечного влагосодержания, а также от режимных параметров теплоносителя. Примерные значения величины A_6 , например, для глины при начальной температуре 600–700 °C 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 сушеного материала величина A_6 уменьшается.

Для сушки лакокрасочных покрытий, тканей, бумаги и т. д. широкое распространение получили сушильные установки, в которых перенос тепловой энергии осуществляется излучением в основном в области инфракрасных и световых лучей. При этом методе сушки количество 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 сушеного материала инфракрасными лучами. Световые и инфракрасные лучи источника излучения направляются на сушимый

материал. Для того чтобы большую часть испускаемых лучей направить параллельным потоком на тело, применяется зеркальный рефлектор. Форма отражающей поверхности рефлектора сильно влияет на характер распределения лучистой энергии по поверхности материала.

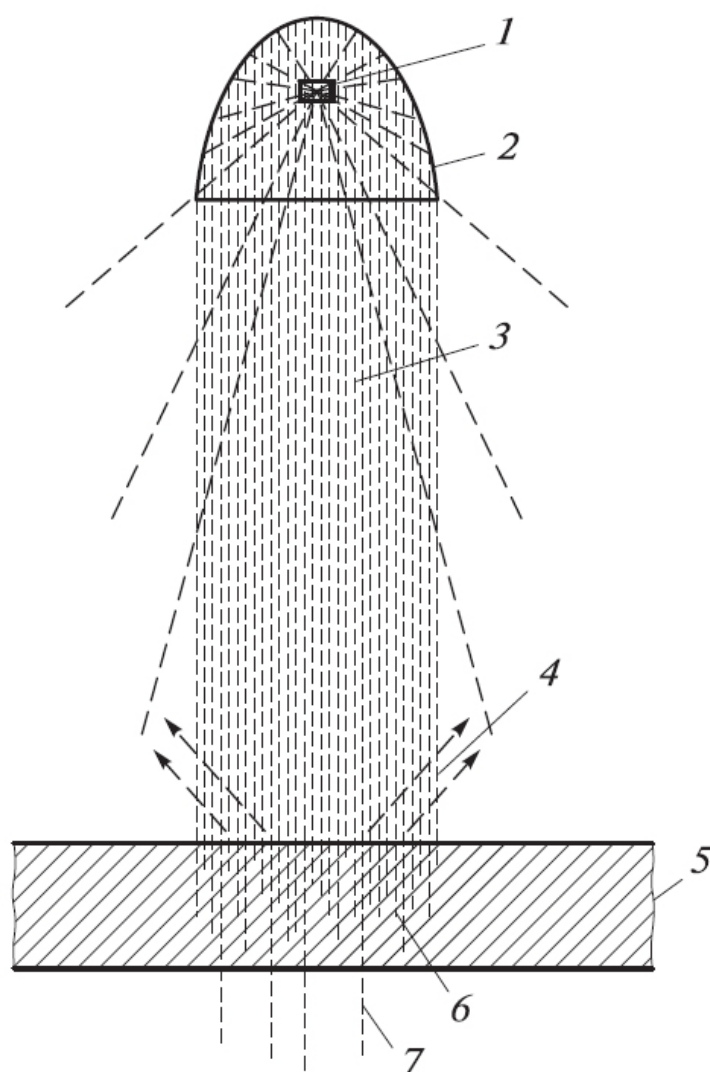


Рис. 3.23. Схема нагрева материала инфракрасными лучами:

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

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 и высушиваемый материал. В промышленных терморadiационных сушилках для различных видов сушеного материала и технологии его производства используются генераторы излучения, температура и конструктивное оформление которых различны.

Способ нагрева излучателей вызывает необходимость деления их на:

1) 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.;

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

В промышленных терморadiационных сушилках ламповые излучатели обычно размещают по вершинам квадратов или равносторонних треугольников.

Большое разнообразие сушимых материалов (бумага, лакокрасочные покрытия, ткань, древесина и т. д.) и генераторов излучения приводит к созданию в каждом конкретном случае нетиповой конструкции сушильной установки. На рис. 3.24 приведена одна из существующих конструкций терморadiационной сушилки.

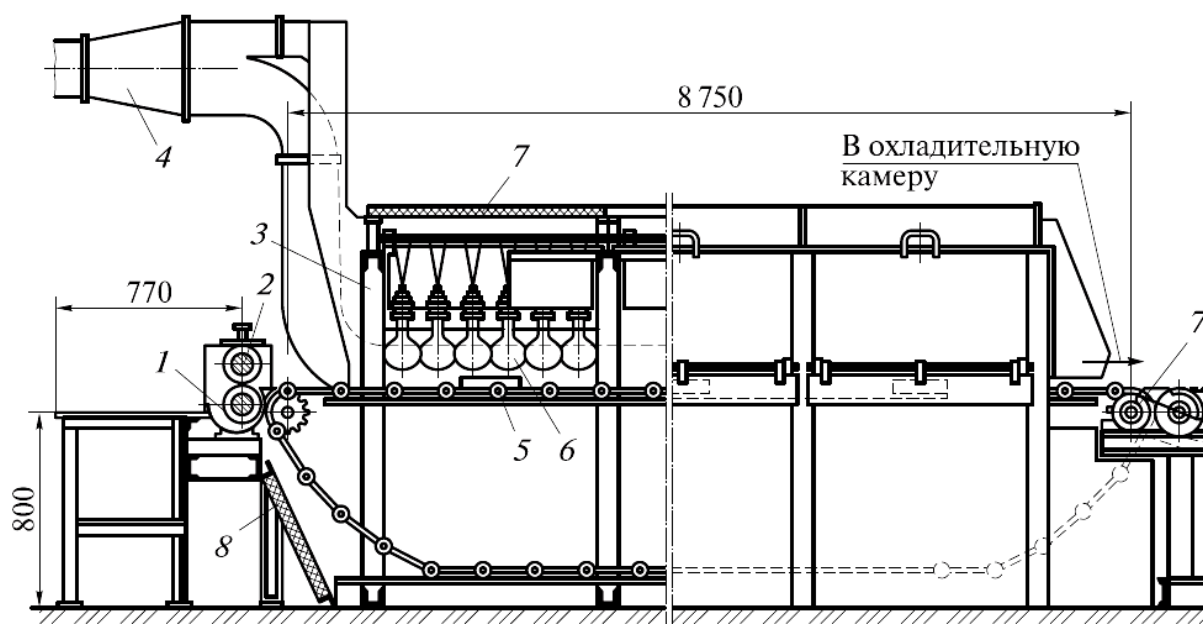


Рис. 3.24. Ламповая радиационная сушилка для сушки лакированных электротехнических деталей:

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

Вопросы для самоконтроля

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 классифицируются наиболее распространенные сушильные установки по способу подвода теплоты к материалу?
8. Какие основные требования предъявляются к распылителям?
9. Какой слой называют псевдоожиженным?
10. Для сушки каких материалов используются барабанные сушилки?
11. Из каких основных элементов состоит принципиальная схема сушки инфракрасными лучами?

4. РЕСУРСО– И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ

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 вторичные энергетические ресурсы (технологические печи, реакторы, пароиспользующие установки, холодильники и т. п.).

Различают следующие основные группы вторичных энергоресурсов:

1) Горячие газы (отходящие от печей, двигателей внутреннего сгорания и др.).

2) Продукты технологического процесса (физическая теплота обрабатываемого материала и отходов, например нагретых слитков,

шлака, раскаленного кокса и т. п.).

3) Низкотемпературные ВЭР: а) пар, отработавший в двигателях, и вторичный — после технологического процесса; б) горячая вода, получаемая от различных охлаждающих устройств, а также в виде производственного конденсата; в) производственные тепловыделения, являющиеся источником нагрева воздуха в помещениях.

Первые две группы энергоресурсов являются высокотемпературными. Например, печные газы имеют температуру 500–1000 °С, а газы, отходящие от двигателей внутреннего сгорания, 350–600 °С. Весьма высокую температуру имеют технологические продукты металлургической промышленности: стальные слитки 500–1000 °С; кокс, выдаваемый из печи, 1100 °С; шлак плавильных печей 1200–1500 °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.....5–95

внутренних тепловыделений в производственных
и других помещениях.....ниже 100

Следует отметить, что понятие «вторичные энергоресурсы» (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.

Принципиальная схема использования энергетических ресурсов и распределения энергетических потоков при утилизации ВЭР приведена на рис. 4.1.

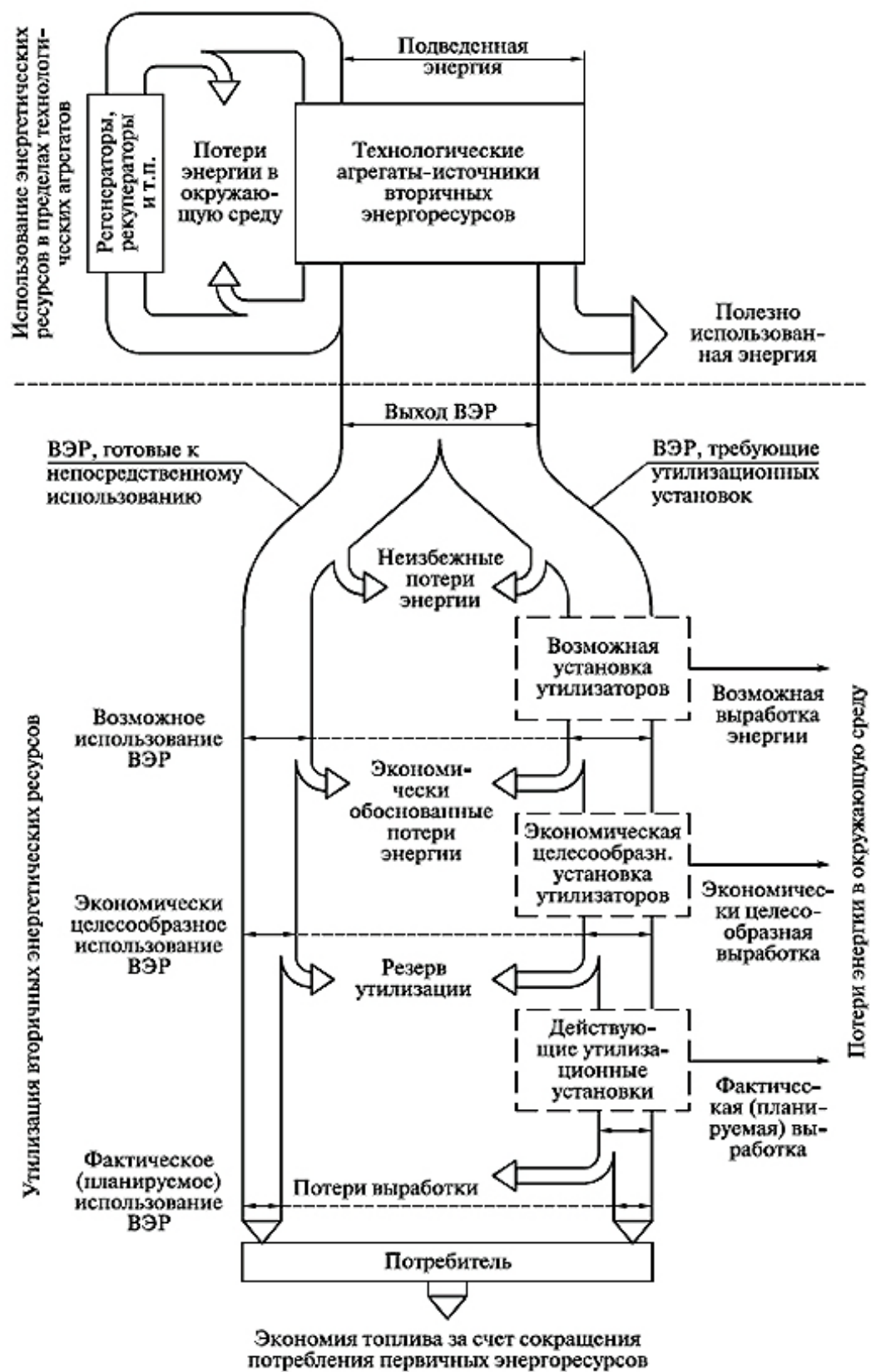


Рис. 4.1. Принципиальная схема использования энергетических ресурсов

На схеме даны названия отдельных потоков и показаны сечения, по которым определяются количественные значения соответствующих показателей.

Как видно из рис. 4.1, при утилизации ВЭР следует различать 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 или механической работы, получение которого за счет ВЭР и использование его потребителями дает наибольший экономический эффект. Так как параметры утилизационных установок выбираются 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 у потребителей 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 (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.

Топливное — непосредственное использование горючих ВЭР в качестве топлива.

Тепловое — использование теплоты, получаемой непосредственно в качестве ВЭР или вырабатываемой за счет ВЭР в утилизационных установках. К этому направлению относится также выработка холода за счет ВЭР в абсорбционных холодильных установках.

Силовое — использование механической и электрической энергии, вырабатываемой за счет ВЭР в утилизационных установках (станциях).

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 вторичных энергоресурсов, обеспечивающее прямую экономию топлива. Наиболее целесообразно использование вторичных энергоресурсов 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 вторичных энергоресурсов возможно также для увеличения располагаемой электрической мощности предприятия (например, использование горячих газов для выработки пара с последующим производством электроэнергии).

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

Подробная характеристика вторичных энергетических ресурсов промышленных предприятий по отдельным отраслям промышленности может быть получена в результате изучения конкретных тепловых схем установок.

4.2. РОЛЬ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В ТОПЛИВО – И ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИИ РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В топливных и тепловых балансах промышленных предприятий энергоемких отраслей промышленности вторичные энергоресурсы 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 использования ископаемых видов топлива, электроэнергии и теплоты, вырабатываемых с использованием 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 и др., 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 используются как горючие, так и тепловые ВЭР.

При современном уровне использования топлива на энергетические и технологические цели доля горючих ВЭР в теплоснабжении отрасли составляет в среднем около 16 %. Не менее значительна роль тепловых ВЭР в тепловом балансе металлургических заводов. Использование тепловой энергии, выработанной в утилизационных установках, в настоящее время составляет примерно 28 % общей выработки теплоты и 32 % собственного теплоснабжения 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/ГДж. 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 и составляет 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 нагрузок.

Одной из наиболее теплостойких отраслей химической промышленности является азотная. Вырабатываемая за счет ВЭР в утилизационных установках теплота позволяет удовлетворить потребность в паре от 20 до 80 % в зависимости от ассортимента выпускаемой продукции и применяемой технологии производства. При полной утилизации ВЭР предприятия азотной промышленности могут за счет ВЭР полностью покрывать 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 тепле используются как горючие, так и тепловые ВЭР. Горючие ВЭР в основном используются 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 направлениях использования доля горючих ВЭР в покрытии топливной нагрузки

находится на уровне 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 дельный 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 теплоснабжения 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 используются

недостаточно. На действующих утилизационных установках вырабатывается пар низких параметров и ВЭР используются в основном на отопительно-вентиляционные цели и горячее водоснабжение. В балансе потребления тепловой энергии ВЭР занимают незначительное место — 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 мочные 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. Вырабатываемый за счет горючих ВЭР 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 потребителями тепловой энергии являются вспомогательные промысловые и строительные объекты, а не компрессорные станции, где образуются вторичные энергоресурсы. 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 использовать 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 использования 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 использование 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 вторичные энергоресурсы играют различную роль в топливных и тепловых балансах предприятий энергоемких отраслей промышленности. Исходя из современных масштабов потребления

топливно-энергетических ресурсов, доля горючих ВЭР в потреблении топлива рассмотренных отраслях промышленности составляет в среднем около 10 % и тепловых ВЭР в потреблении тепловой энергии — 12,5 %.

Так как 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 решения этих вопросов 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 вторичные энергоресурсы электростанций.

Наибольшие отходы теплоты имеются на паротурбинных электростанциях. В котельном цехе основными тепловыми отходами являются уходящие газы котлов с 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 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 предусматривается 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 вторичными энергоресурсами являются отходящие газы из регенеративных теплообменных аппаратов и нагретая охлаждающая вода воздухоохладителей компрессоров. Эти отходы теплоты до настоящего времени используются недостаточно.

На ТЭС, оборудованных двигателями внутреннего сгорания, около 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 использовать 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 никогда не удастся. Используется только теплота, нужная потребителю. Если же теплоснабжение имеет сезонный характер, то доля использования 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. Кроме 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 вторичные энергоресурсы. Аналогично при мартеновском способе производства стали ВЭР составляют более 50 % расходной части теплового баланса мартеновской печи.

Такое положение вещей 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.

Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии. В черной металлургии при традиционной схеме производства металла «чугун — сталь — прокат» к агрегатам-источникам ВЭР могут быть отнесены: 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 быть эффективно использованы на металлургических заводах. К горючим ВЭР в черной металлургии относится доменный и конвертерный газ, газ ферросплавных печей, тепловым — физическое тепло уходящих дымовых газов, теплота охлаждения агрегатов, теплота продукции и др. К третьей группе ВЭР относится избыточное давление доменного газа.

При производстве чугуна ВЭР образуются в виде химической энергии и физического тепла доменного газа, теплоты охлаждения доменной печи, теплоты чугуна и шлака. Кроме того, к ВЭР доменного производства относятся также энергия избыточного давления доменного газа и физическое тепло 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. Доменный газ после очистки имеет теплоту сгорания $3140\text{--}4600\text{ кДж/м}^3$ и используется в качестве

котельно-печного топлива. Однако не весь доменный газ можно полезно использовать, 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. Все 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 являлось 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 2000 м³ составляют около 63 ГДж/ч.

Температура уходящих газов воздухонагревателей доменных печей изменяется за цикл от 150 до 600 °С. Эта тепловая энергия может быть использована для выработки пара, горячей воды или для подогрева очищенного доменного газа.

Выход физического тепла жидкого чугуна и шлака определяется выходом соответствующего продукта и его энтальпией. Физическое тепло жидкого чугуна используется непосредственно при выплавке мартеновской или конвертерной стали. В связи с отсутствием технических решений физическое тепло шлака на металлургических заводах не утилизируется.

Ферросплавы на металлургических заводах в настоящее время выплавляются в основном в электропечах. При выплавке доменных ферросплавов образуются такие же ВЭР, как и при выплавке чугуна. К ВЭР открытых электропечей относится только физическое тепло ферросплава и теплота шлака, так как газы, образующиеся в процессе плавки, выбрасываются в атмосферу. К ВЭР закрытых электропечей относятся физическое тепло и химическая энергия ферросплавного газа, теплота испарительного охлаждения печи, а также теплота ферросплава и теплота шлака. Удельный выход отдельных видов ВЭР

зависят от типа выплавляемого ферросплава. Наиболее значительные потери теплоты при выплавке ферросплавов приходится 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 физического тепла уходящих газов, физического тепла стали, теплоты охлаждения элементов печи и теплоты шлака.

Уходящие газы мартеновских печей на выходе из регенераторов имеют температуру от 500 до 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.

При кислородно-конвертерном производстве стали, несмотря на отсутствие расхода топлива, также образуются ВЭР в виде химической энергии и физического тепла конвертерных газов, теплоты стали и теплоты шлака. На выходе из конвертеров газы имеют температуру 1600–1800 °С. В охладителе конвертерных газов в зависимости от схемы отвода утилизируется их физическое и химически связанное тепло или только физическое тепло при отводе газов без доступа воздуха.

К ВЭР прокатного производства относятся физическое тепло уходящих газов нагревательных устройств и теплота, теряемая 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, достигает 900–1000 °С, что позволяет в утилизационных установках вырабатывать пар высоких (энергетических) параметров. Температура уходящих газов на выходе из котлов-утилизаторов — около 200–230 °С. В прокатном, как и в мартеновском производстве, к ВЭР относится физическое тепло газов после рекуператора (регенератора, если таковой имеется в комплекте нагревательной печи), используемое 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 физическое тепло кокса, коксового газа и уходящих газов. Теплота раскаленного кокса, имеющего температуру 1000–1100 °С, используется в установках сухого тушения кокса, что обеспечивает, прежде всего, значительное повышение качества кокса. Кроме того, за счет использования физического тепла раскаленного кокса в установки 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 примерно 700 °С. Почти вся эта теплота теряется в газовых холодильниках.

Известно несколько экономически целесообразных способов утилизации физического тепла коксового газа: оно может использоваться для нагрева воды в рубашках стояков или для нагрева поглотительного раствора цеха сероочистки.

Уходящие газы коксовых печей имеют довольно высокую температуру. Их теплота на всех современных печах используется в

рекуператорах для подогрева воздуха и отопительного газа.

К вторичным энергоресурсам, пригодным к утилизации, в огнеупорном производстве можно отнести только физическое тепло уходящих газов обжиговых печей, температура которых на выходе из печей при производстве огнеупорных материалов составляет 400–700 °С. Теплота газов может использоваться для подогрева и сушки шихтовых материалов или в котлах-утилизаторах для выработки пара.

Вторичные энергетические ресурсы 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 относятся:

1) печи кипящего слоя, в которых обжигают медные, никелевые и цинковые концентраты при температуре 750–970 °С;

2) отражательные печи для плавки медных, никелевых и оловянных концентратов и руд;

3) 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;

4) шахтные печи для плавки медных, никелевых, цинковых, свинцовых и других руд;

5) конвертеры для выплавки меди, никеля и свинца;

6) 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 гидроокиси алюминия, а также печи для прокали электродного кокса.

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

Уходящие газы печей цветной металлургии имеют высокую температуру (600–1300 °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 физического тепла уходящих газов в цветной металлургии является его 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 1200–1300 °С.

ВЭР химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности. Химическая промышленность включает ряд специализированных подотраслей производства различных видов 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 отдельных процессов химического производства.

В азотной промышленности к основным видам тепловых ВЭР относятся: физическое тепло отходящих газов контактных аппаратов (в производстве слабой азотной кислоты), физическое тепло азотно-водородной смеси колонн синтеза (в аммиачном производстве), физическое тепло контактного газа, теплота конденсатов, физическое тепло паров вторичного вскипания (в процессе моноэтаноламиновой очистки), теплота реакций синтеза углеводородов и др.

В технологических процессах основной химии (производство серной кислоты) образуются только тепловые ВЭР, к которым относятся:

- 1) физическое тепло уходящих газов серных печей;
- 2) физическое тепло сернистых газов и продукционных газов обжиговых печей;
- 3) теплота конденсата подогревателей фосфорной кислоты, физическое тепло от охлаждения кислоты и др.

Вторичные энергоресурсы (физическое тепло уходящих газов) образуются при производстве обесфторенных фосфатов в процессе спекания апатитового концентрата во вращающихся печах и методом циклонной плавки. Тепловые ВЭР образуются также при производстве монокромата натрия, в процессе прокаливания исходных продуктов. Уходящие из прокалочных печей газы имеют температуру 650–700 °С. В содовой промышленности образуются только тепловые ВЭР. В хлорной промышленности образуются горючие и тепловые ВЭР. Вторичные энергоресурсы 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 используется, как правило, регенеративно для подогрева холодных сырьевых материалов.

К ВЭР в нефтеперерабатывающей промышленности относится также теплота уходящих газов и избыточное тепло 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.

Следует отметить, что 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).

Горючие и тепловые ВЭР образуются в основном 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.

Вторичными энергоресурсами процесса пиролиза является физическое тепло дымовых газов печей и физическое тепло пирогаза. В цехах разделения пирогаза выделяются неабсорбировавшиеся легкие углеводороды (метано-водородная фракция), которые являются горючим видом ВЭР. Вторичными энергоресурсами при прямой гидратации этилена являются физическое тепло продуктового потока после реакторов, физическое тепло водно-спиртового конденсата и физическое тепло 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 образуется 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 физического тепла выхлопных газов газовых турбин и газомоторных двигателей на компрессорных станциях магистральных газопроводов и физического тепла 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, не превышающий 26–28 %, более 70 % теплоты топлива теряется с выхлопными газами ГТУ. В зависимости от типа турбин выхлопные газы имеют температуру от 270 до 400 °С. В трубчатых печах газоперерабатывающих заводов, работающих с КПД около 60 %, теряется большое количество теплоты с уходящими дымовыми газами, имеющими температуру 450–500 °С.

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 0,1–0,12 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 крупные источники ВЭР — это 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.

4.4. ОБОРУДОВАНИЕ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

4.4.1. 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, нефтеперерабатывающей, легкой и пищевой промышленности.

Паровые двигатели указанных механизмов, как правило, работают на выхлоп с противодавлением от 0,12 до 0,3 МПа.

Отходы тепла с отработавшим паром весьма велики. Например, в агрегатах пластической обработки металлов применяется пар давлением 1,0–1,2 МПа в количестве 2–6 т на 1 т поковки, а количество отработавшего пара составляет не менее 85–90 % соответствующего количества 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.

Использование отработавшего производственного пара возможно в следующих направлениях: а) теплоснабжение потребителей; б) выработка электроэнергии; в) 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 при дальнейшем использовании 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.

Графики выхода отработавшего пара и расхода теплоты потребителями не совпадают. Для выравнивания графика поступления пара к потребителям (теплоприемники, турбины низкого

давления) устранения перебоев в их снабжении в схеме целесообразно устанавливать паровые аккумуляторы переменного давления.

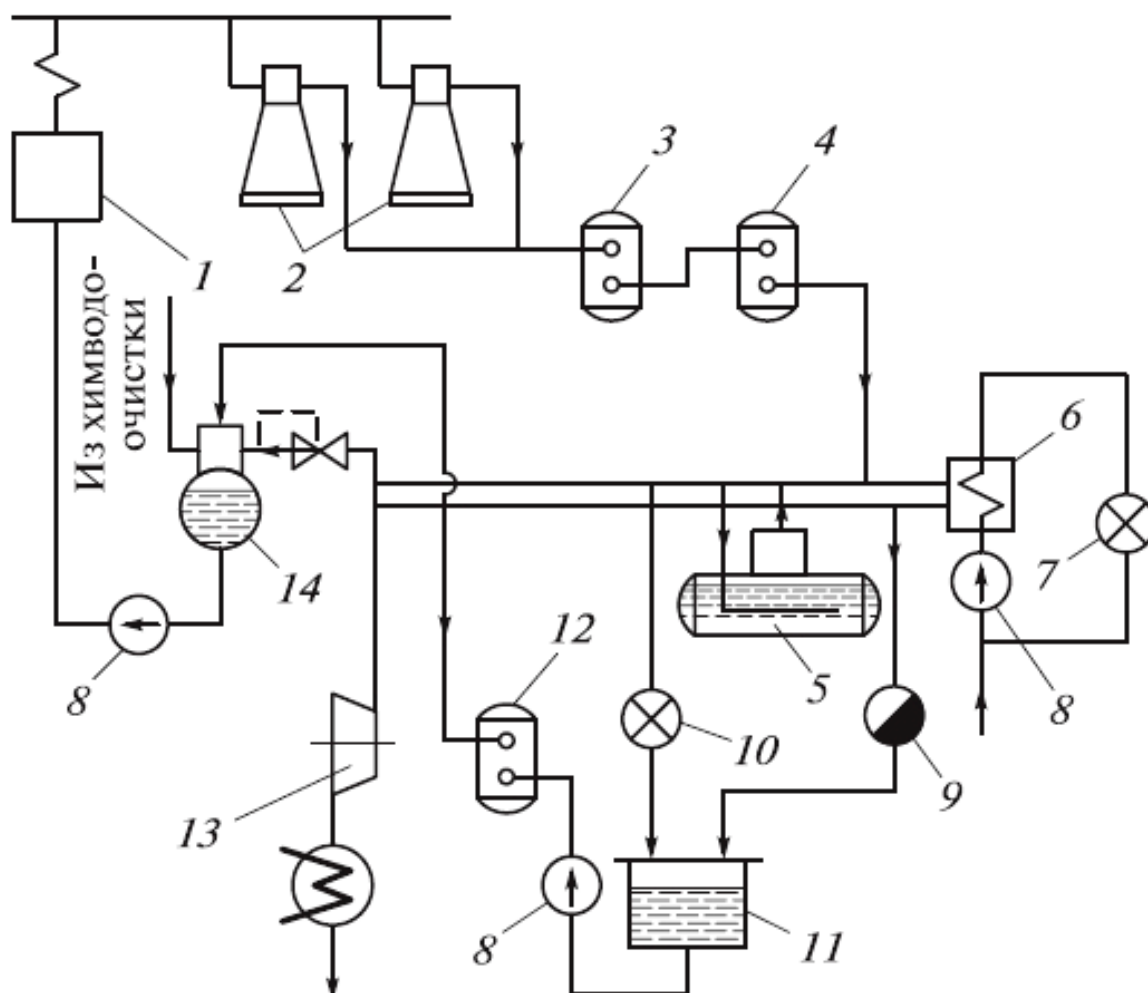


Рис. 4.2. Схема установки для использования отработавшего пара:

1 — паровой котел; 2 — паровой молот; 3 — набивкоуловитель;
4 — маслоотделитель; 5 — паровой аккумулятор; 6 — пароводяной
подогреватель; 7 — потребители горячей воды; 8 — потребители пара;
9 — конденсатоотводчик; 10 — насос; 11 — конденсатосборный бак;
12 — устройство для очистки конденсата; 13 — турбина низкого давления
(мятого пара); 14 — деаэратор

Наибольшее применение в энергетическом хозяйстве получили паровые аккумуляторы переменного давления. Схема включения

аккумулятора показана на рис. 4.3. Аккумулятор 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.

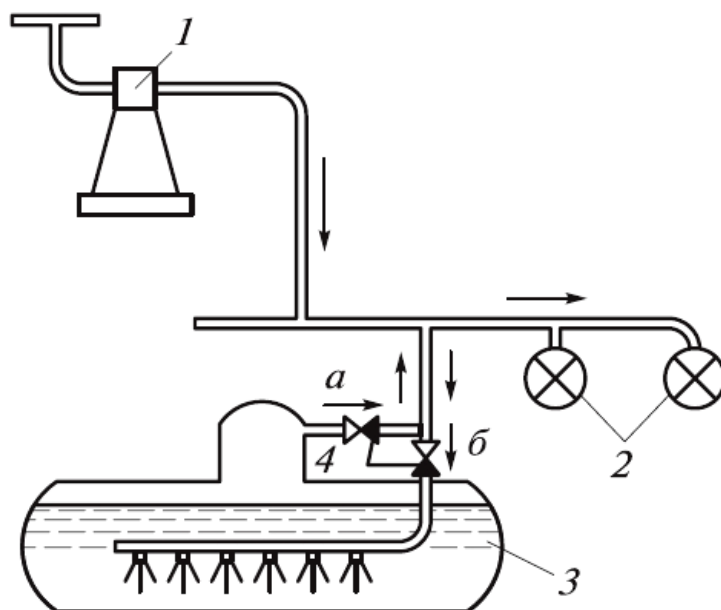


Рис. 4.3. Схема включения парового аккумулятора переменного давления:

а, б — ответвления паропровода

1 — паровой молот; 2 — аккумулятор пара; 3 — потребители пара;

4 — 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 делается ниже

давления в аккумуляторе, пар из последнего начинает поступать по ответвлению *a* 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 $t = 4 \div 5 d$.

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 баланса теплоты

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{п}}. \quad (4.1)$$

где Q_1 — количество теплоты, содержащейся в аккумуляторе (горячей воде) до разрядки, кДж; Q_2 — то же после разрядки, кДж; $Q_{\text{п}}$ — теплота пара, полученного при разрядке, кДж.

Введем обозначения: G_1 — масса воды в аккумуляторе до разрядки, кг; G_2 — то же после разрядки, кг; $D = (G_1 - G_2)$ — масса полученного в аккумуляторе пара, кг; $t_{\text{н1}}$ и $t_{\text{н2}}$ — температура воды в аккумуляторе до и после разрядки, °С; c — теплоемкость воды, кДж/(кг·К); i_2 — энтальпия пара в конце разрядки аккумулятора, кДж/кг.

Из выражения (4.1) получаем:

$$G_1 c t_{\text{н1}} = (G_1 - D) c t_{\text{н2}} + D i_2, \quad (4.2)$$

откуда находим

$$G_1 = D \frac{i_2 - c t_{\text{н2}}}{c (t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}})}. \quad (4.3)$$

Полный объем аккумулятора, м³,

$$V_{\text{ак}} = \frac{G_1}{\alpha \rho_1} = \frac{D (i_2 - ct_{\text{н2}})}{\alpha \rho_1 (t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}) c}, \quad (4.4)$$

где ρ_1 — плотность воды (конденсата) в начале разрядки, кг/м³; α — коэффициент, учитывающий долю заполнения аккумулятора водой ($\alpha = 0,9 \div 0,95$).

Удельный объем аккумулятора, м³/кг, отнесенный к 1 кг аккумуляруемого пара,

$$v_{\text{ак}} = \frac{V_{\text{ак}}}{D} = \frac{i_2 - ct_{\text{н2}}}{\alpha \rho_1 (t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}) c}. \quad (4.5)$$

Размеры аккумулятора зависят от заданных значений начального и конечного давления и общей требуемой аккумулярующей способности, которая должна быть определена 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, будут подробно рассмотрены в 5 главе настоящего пособия.

Для повышения давления отработавшего пара наибольшее распространение получили струйные теплонасосные установки, работающие по повысительной разомкнутой схеме, так называемые пароструйные компрессоры.

Применение струйных 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.

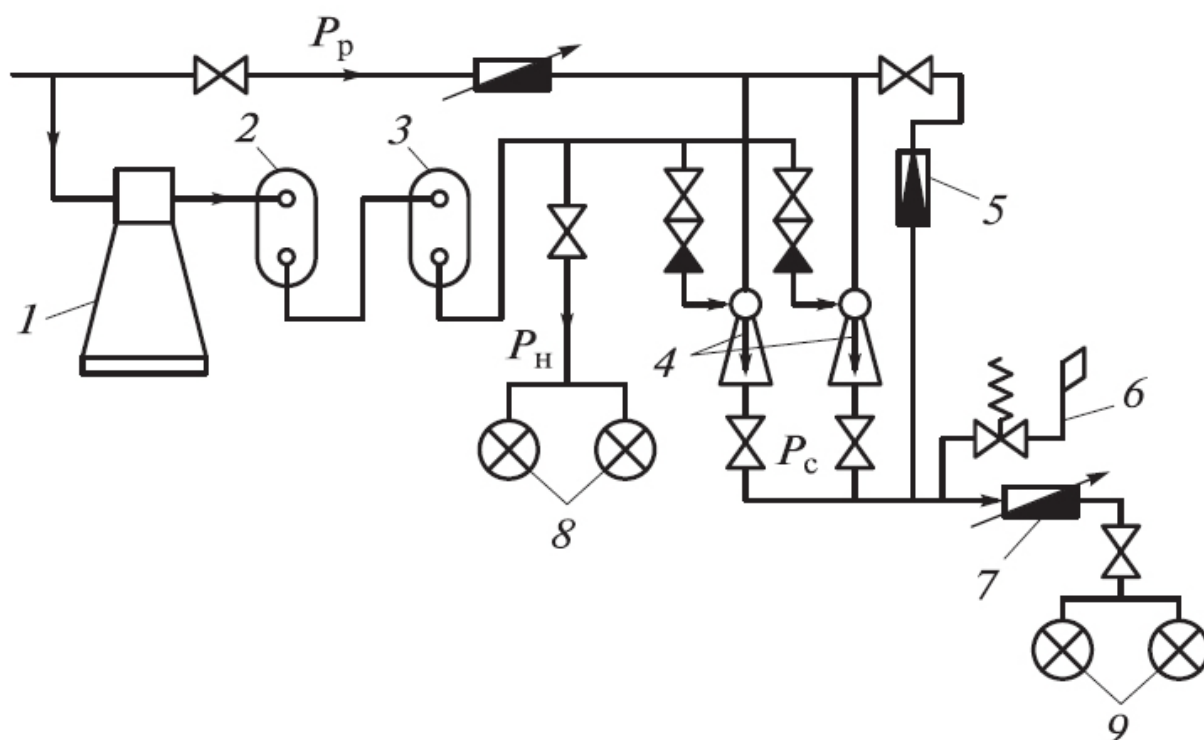


Рис. 4.4. Использование отработавшего пара молотов с помощью струйных компрессоров:

- 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

При использовании отработавшего пара 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 широко используется для покрытия отопительно-вентиляционной нагрузки предприятия, а в ряде случаев и заводских поселков, расположенных вблизи.

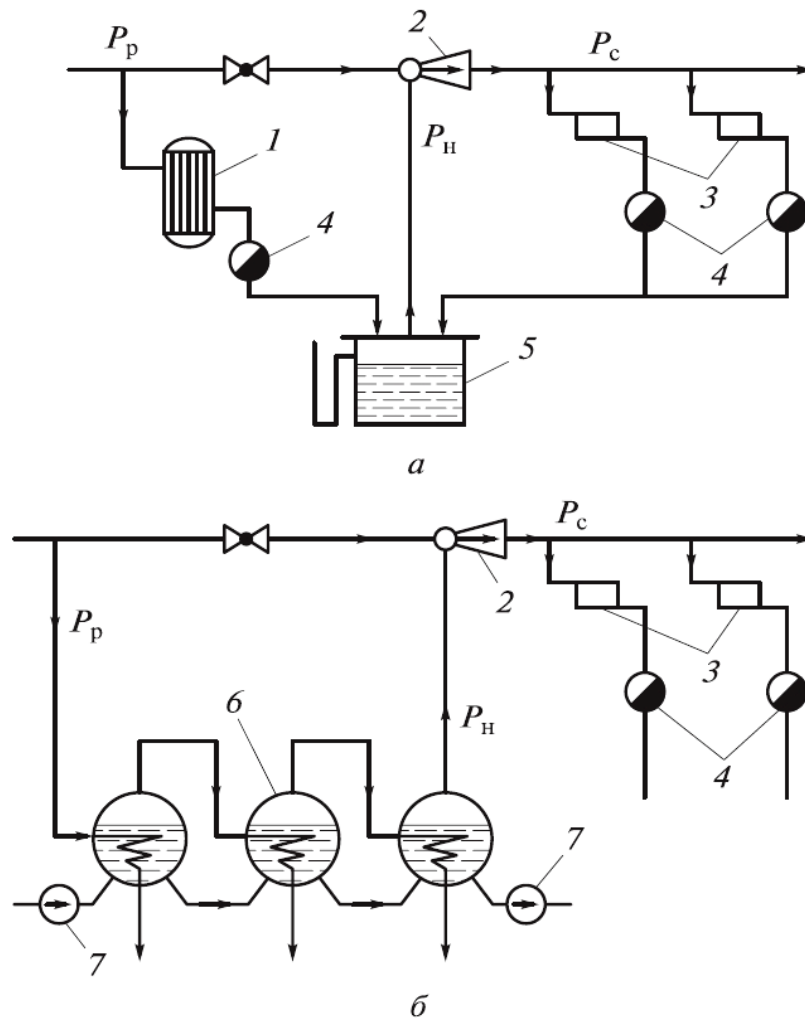


Рис. 4.5. Использование вторичного пара с помощью струйных компрессоров:

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

Недостатком этого способа теплоснабжения является сезонность тепловой нагрузки, в связи с чем, в летнее время резко ограничено использование отработавшего пара. Для устранения этого недостатка в летнее время можно использовать отработавший пар для выработки холода (в парозежекторных 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 количествами пара от вторичных энергоресурсов.

4.4.2. 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 % количества пара, расходуемого в теплообменнике.

В открытых конденсатосборных системах конденсат, попадая в сборный бак, частично испаряется. Количество образующегося пара вторичного вскипания на 1 кг конденсата равно:

$$x = \frac{i_k - i_a}{r_a}, \quad (4.6)$$

где i_k — энтальпия конденсата, поступающего в бак; i_a — энтальпия воды при температуре насыщения, соответствующей давлению в баке; r_a — теплота парообразования при давлении в баке.

Для указанных выше параметров конденсата при его вскипании в баке, сообщенном с атмосферой (открытые системы сбора конденсата), количество образующегося пара вторичного вскипания равно 6–18 % расхода конденсата, что в среднем составляет потерю тепла около 320 кДж на 1 кг конденсата.

В закрытых конденсатосборных системах горячий конденсат, если его не охлаждать, немедленно сравняет давления в конденсатном баке и в теплообменнике, что недопустимо по условиям механической прочности бака. Таким образом, и в открытой и закрытой конденсатосборных системах необходимо снизить температуру конденсата, поступающего в сборный бак, до $t_k = 100$ °С. 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).

Если в цехе имеется пар двух давлений p_1 и p_2 , возможна установка на конденсатопроводе расширителя-сепаратора (рис. 4.6, г). 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 (рис. 4.5, а).

Теплота конденсата, как видно из схем, приведенных на рис. 4.6, обычно используется на цели теплоснабжения: отопительно-вентиляционные системы, горячее водоснабжение производственных и санитарно-бытовых потребителей тепла.

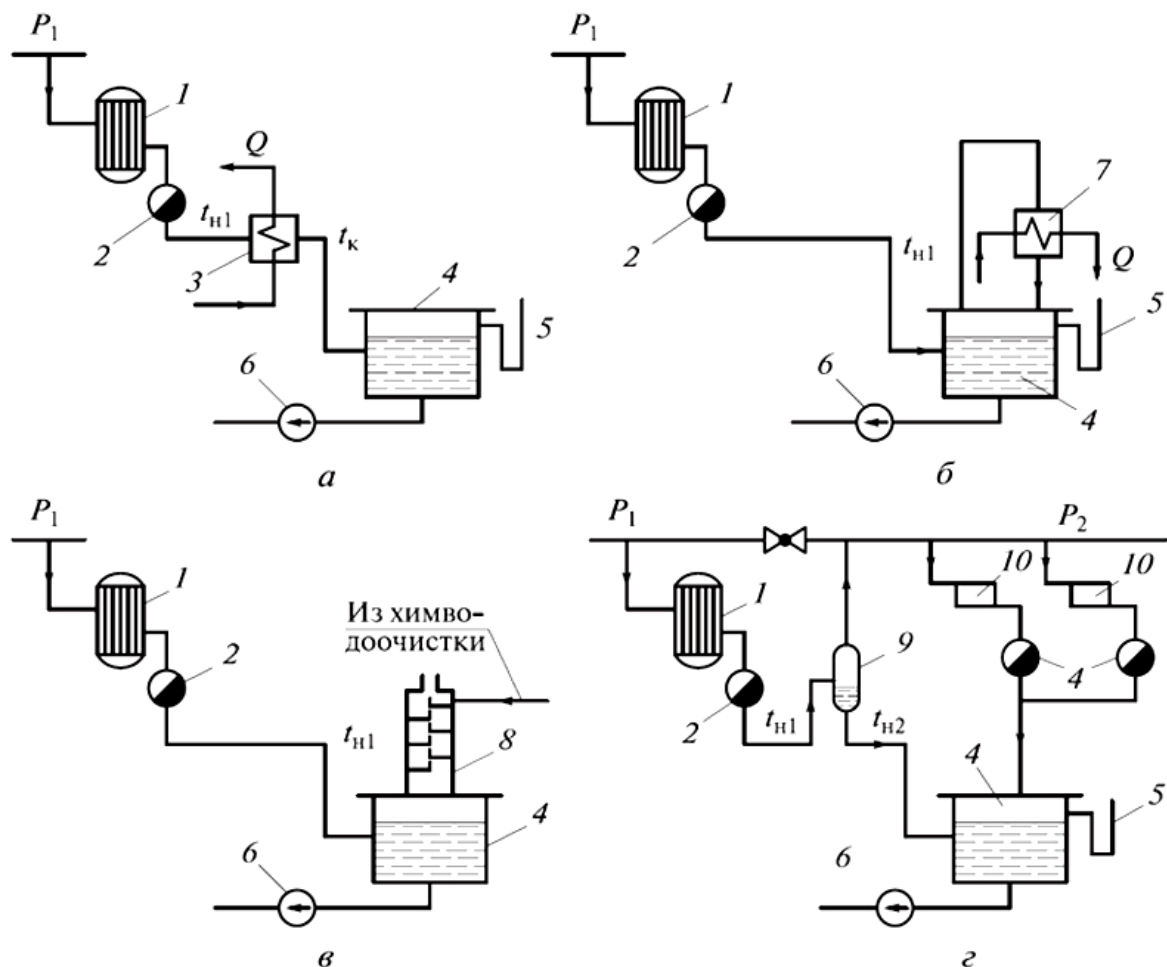


Рис. 4.6. Схема использования теплоты производственного конденсата:

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 — конденсатосборный бак; 5 — предохранительный гидрозатвор; 6 — насос; 7 — поверхностный конденсатор; 8 — смешивающий конденсатор; 9 — расширитель-сепаратор; 10 — отопительный прибор

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 завышенному расходу охлаждающей воды и дополнительной затрате энергии на ее перекачку. Подогрев охлаждающей воды до 70–95 °С может быть допущен 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 предприятия 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 разбирается потребителем. 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.

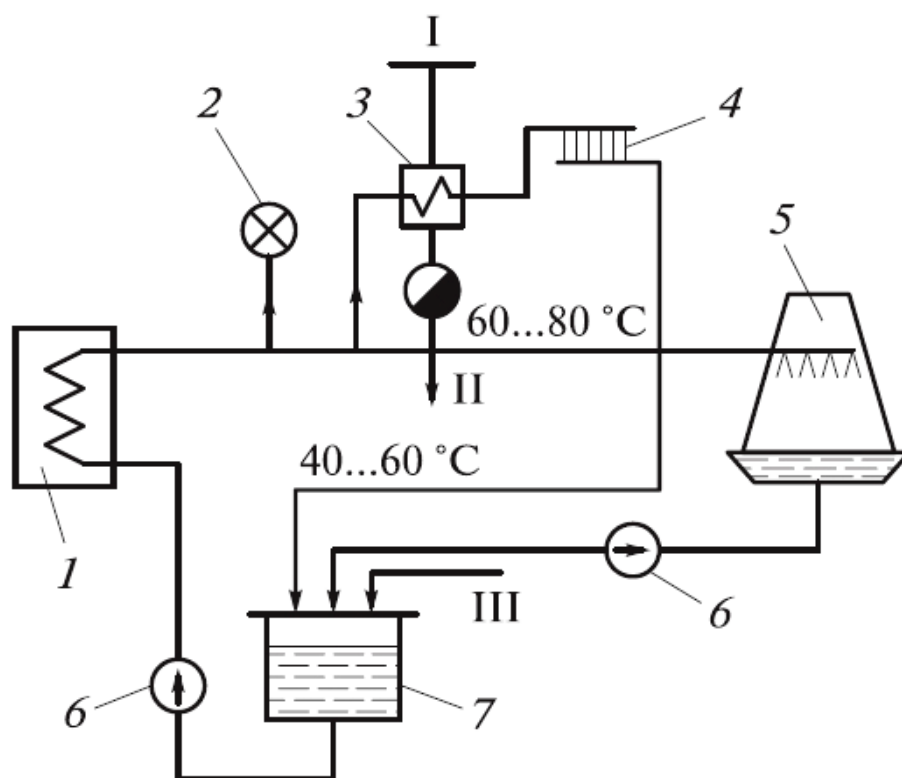


Рис. 4.7. Схема использования теплоты горячей воды:

I — пар; *II* — конденсат; *III* — вода

1 — промышленная печь; 2 — охладитель воды (градирня); 3 — сборный бак; 4 — потребители горячей воды; 5 — пароводяной подогреватель; 6 — отопительный прибор; 7 — насос;

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 (печь и т. п.) охлаждающая вода частично испаряется. Полученный пар может быть направлен к тепловому потребителю или в турбину низкого давления для выработки электроэнергии.

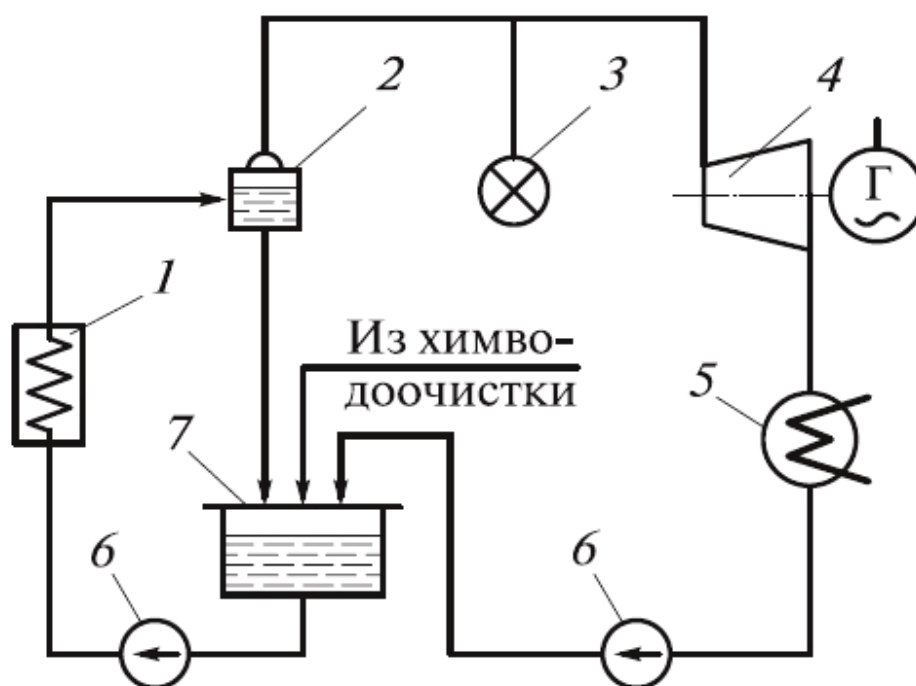


Рис. 4.8. Схема с испарительным отводом теплоты от производственного агрегата:

- 1 — источник производственной теплоты; 2 — испаритель (сепаратор);
3 — потребитель пара; 4 — турбина; 5 — конденсатор; 6 — насос;
7 — питательный бак

Так как для подогрева и испарения 1 кг охлаждающей воды требуется около 2500 кДж, расход ее через агрегат сокращается примерно в 20 раз по сравнению с водяным охлаждением, где перепад энтальпии воды составляет $\Delta I = c\Delta t = 4,19 \cdot 30 = 125$ кДж/кг.

Выход пара при испарительном охлаждении металлургических печей составляет 0,17–0,22 т на 1 т чугуна. Давление полученного пара достигает следующих величин:

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 является использование тепловых насосов, 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.

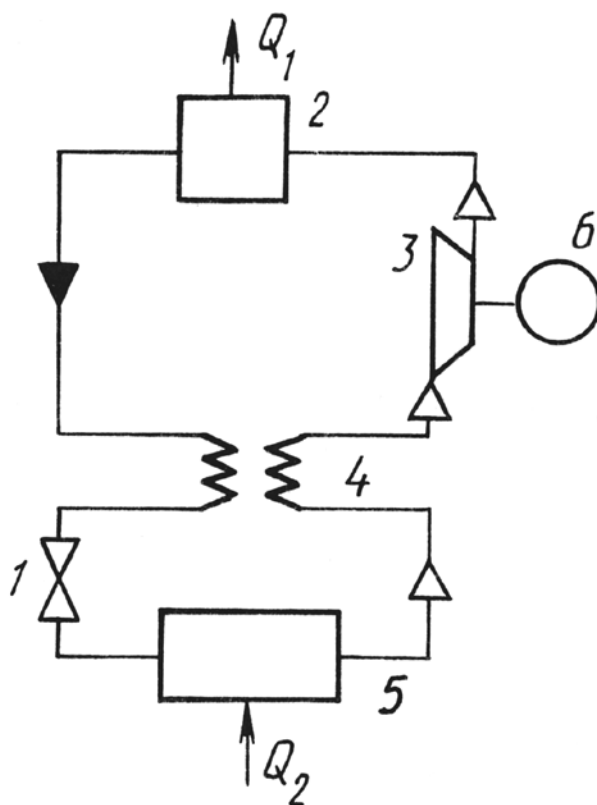


Рис. 4.9. Схема компрессионного теплового насоса:

1 — дроссель; 2 — теплообменник потребителя; 3 — компрессор;
4 — теплообменник-регенератор; 5 — теплообменник источника теплоты;
6 — двигатель; Q_1 и Q_2 — отводимая и подводимая теплота

В компрессор поступает сухой насыщенный пар, который в процессе изоэнтропийного 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 устанавливается 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 20...60 % снизить расходы топлива. Теплонасосные установки могут снабжать теплотой нужного потенциала такие производственно-технологические агрегаты, как: моечные машины, сушильные установки, выварочные ванны, устройства для подогрева и регенерации 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.

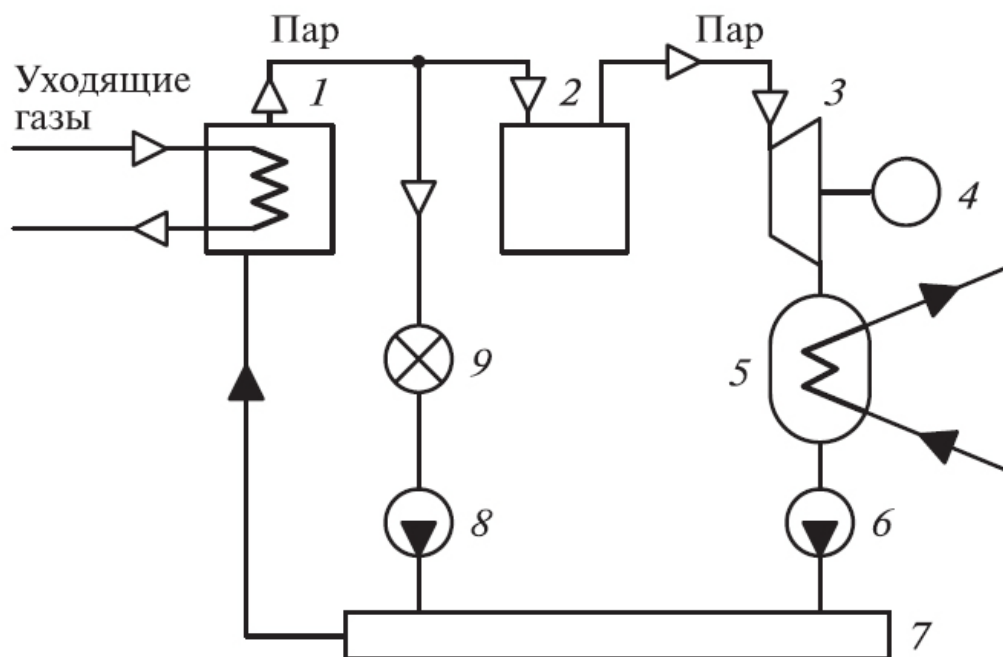


Рис. 4.10. Использование пара котла-утилизатора для комбинированного энергопроизводства:

- 1 — котел-утилизатор, 2 — тепловой насос; 3 — турбина;
 4 — электрогенератор; 5 — конденсатор; 6, 8 — насосы;
 7 — конденсатосборник; 9 — потребитель теплоты

4.5. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕСУРСОВ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Энергетическую эффективность использования вторичных энергоресурсов принято оценивать экономией теплоты в топливе, получающейся в той энергетической установке (ТЭС, котельная), которую замещает данная утилизационная установка.

При раздельной схеме энергоснабжения предприятия (КЭС и промышленная котельная) работа утилизационной установки не влияет на способ выработки электроэнергии. Поэтому экономия теплоты в топливе ΔQ_T , полученная в промышленной котельной при

работе теплоутилизационной установки, равна:

$$\Delta Q_T = \frac{Q_p}{\eta_{\text{кот}}}, \quad (4.7)$$

где Q_p — количество полезной утилизационной теплоты; $\eta_{\text{кот}}$ — 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 промпредприятия осуществляется по комбинированной схеме от ТЭЦ, то работа теплоутилизационной установки снижает величину 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 , получаемая от реализации теплоты вторичных ресурсов, равна разности между количеством полезно утилизируемого тепла и количеством дополнительной теплоты, затрачиваемой на восполнение недовыработанной электроэнергии по теплофикационному циклу:

$$\Delta Q_T = \frac{Q_p - \Delta W_T (q_k - q_t)}{\eta_{\text{кот}}}, \quad (4.8)$$

где Q_p — количество полезно утилизируемой теплоты, ГДж; ΔW_T — электроэнергия, недовыработанная по теплофикационному циклу из-за включения в тепловую схему предприятия утилизационной установки, МВт·ч; q_k , q_t — 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 вторичных энергоресурсов предприятия и неизменной электрической мощности турбины можно приближенно принять

$$\Delta Q_T = \frac{\xi Q_p}{\eta_{\text{кот}}}, \quad (4.9)$$

где ξ — коэффициент ценности теплоты в данном отборе турбины; Q_p и $\eta_{\text{кот}}$ — то же, что и в формуле (4.8).

$$\xi = y[1 + k(1 - y)], \quad (4.10)$$

где $y = \frac{i_{\text{от}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}}$ — коэффициент недовыработки мощности паром отбора; i_0 , $i_{\text{от}}$, $i_{\text{к}}$ — энтальпия пара соответственно перед турбиной, в отборе и в конденсаторе, кДж/кг; k — 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

4.6. 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

$$Z = C + EK, \quad (4.11)$$

где Z — 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:

- 1) удовлетворение потребности данного производства во всех видах энергии с учетом использования ВЭР;
- 2) 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:

- 1) равный эффект энергоснабжения, т. е. каждый из вариантов должен обеспечивать одинаковую как по расходу, так и по заданному режиму подачу энергии потребителю;
- 2) создание оптимальных для каждого из рассматриваемых вариантов условий их реализации, т. е. использование для каждого из них технически наиболее совершенного оборудования;
- 3) 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.

В ряде случаев 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 и 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 принимается равной нулю. В удельные приведенные затраты по использованию ВЭР включаются только затраты, связанные непосредственно с сооружением и эксплуатацией утилизационных установок.

Для каждого из рассматриваемых вариантов энергоснабжения, удовлетворяющих одной и той же потребности в энергии, определяются приведенные затраты, связанные с его реализацией. Приведенные затраты могут быть представлены для вариантов энергоснабжения с использованием ВЭР в виде

$$Z_{YT} = C_{YT} + EK_{YT} \quad (4.12)$$

и для вариантов энергоснабжения без использования ВЭР

$$Z_{YT} = C_{Б.YT} + EK_{Б.YT}, \quad (4.13)$$

где индексы «ут» — с утилизацией и «б.ут» — без утилизации характеризуют варианты энергоснабжения.

Экономическая эффективность использования ВЭР определяется путем сопоставления вариантов с использованием и без использования ВЭР, имеющих минимальные приведенные затраты.

Экономический эффект от использования ВЭР — расчетная экономия затрат — определяется по разнице годовых приведенных затрат сравниваемых вариантов (руб./год):

$$\mathcal{E} = Z_{Б.YT}^{МИН} - Z_{YT}^{МИН} = C_{Б.YT} - C_{YT} + E(K_{Б.YT} - K_{YT}) \quad (4.14)$$

Использование ВЭР является экономически целесообразным при положительном значении расчетной экономии затрат.

Выражение (4.14) для $\mathcal{E}$ можно представить в следующем виде:

$$\mathcal{E} = B_{ЭК} \varphi_T + \Delta C + E(K_{Б.YT} - K_{YT}), \quad (4.15)$$

где $B_{ЭК}$ — экономия условного топлива при использовании вторичных энергетических ресурсов, т/год; φ_T — 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 кладутся в основу 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.

Определение конкретного рационального направления использования горючих ВЭР зависит при этом от конкретных значений энергетических нагрузок предприятий, развития систем электро- и теплоснабжения предприятия и района его размещения и производится 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:

- 1) относительно ограниченное их количество, получаемое от отдельных технологических агрегатов-источников ВЭР;
- 2) 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 меньше, чем основные энергетические установки.

Ограниченность параметров тепловых ВЭР снижает также экономическую эффективность комбинированного направления их использования, 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 ближнюю 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 использования 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 формироваться на основе замыкающих затрат на топливо, тепловую и электрическую энергию.

В общем, виде при проведении перспективных расчетов экономия затрат может определяться по выражению

$$\mathcal{E} = B_{\mathcal{E}K} \varphi_T + Q_{II} (C_{\mathcal{Z}AM} - C_{Y.Y}) + E(\psi K_{\mathcal{Z}AM} - K_{Y.Y}), \quad (4.16)$$

где $B_{\mathcal{E}K}$ — экономия условного топлива за счет использования ВЭР, т/год; φ_T — замыкающие затраты на сэкономленное условное топливо, руб./т; $C_{\mathcal{Z}AM} - C_{Y.Y}$ — разница в удельных эксплуатационных расходах, связанных с выработкой единицы энергии на замещаемой ($C_{\mathcal{Z}AM}$) и утилизационной ($C_{Y.Y}$) установках, без учета топливной составляющей, руб./ГДж; $K_{\mathcal{Z}AM}$ — капиталовложения в замещаемую установку для выработки того же количества энергии, которое производится утилизационной установкой, руб.; $K_{Y.Y}$ — капиталовложения в утилизационную установку, руб.; Q_{II} — использование тепловых ВЭР, ГДж/год; ψ — коэффициент надежности при замещении мощности основных источников энергоснабжения утилизационными установками.

Коэффициент ψ определяется в зависимости 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 из формулы

$$\Delta\Pi = \Delta B_{ЭК} C + \Delta Q_{И} (C^T - C_{УТ}^T) + \Delta W (C^Э - C_{УТ}^Э) + \Delta C, \quad (4.17)$$

где $\Delta B_{ЭК}$ — уменьшение поставок условного топлива на предприятие в результате использования ВЭР, т/год; C — цена сэкономленного условного топлива по действующим тарифам, руб./т; $\Delta Q_{И}$ — сокращение потребления теплоты со стороны за счет использования ВЭР, ГДж/год; C^T — цена покупной теплоэнергии, руб./ГДж;

C_{UT}^T — себестоимость получения теплоты в утилизационной установке, руб./ГДж; ΔW — сокращение потребления электроэнергии со стороны за счет утилизации ВЭР, МДж/год; $C^{\mathcal{E}}$ — тариф энергосистемы, руб./МДж; $C_{UT}^{\mathcal{E}}$ — 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 определяется 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.

Вопросы для самоконтроля

1. Каковы основные группы вторичных энергоресурсов?
2. Что означает комбинированное использование ВЭР?
3. Какие ВЭР используются в черной металлургии?
4. В каких направлениях возможно использование отработавшего производственного пара?
5. Как устроены паровые аккумуляторы переменного давления?

6. Каким образом можно использовать отработавший пар в летнее время?
7. В каком случае экономически целесообразно использование низкотенциального 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?
11. Как определяется действительная экономия теплоты (в топливе), получаемая от реализации теплоты вторичных ресурсов?

5. ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

5.1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА

Устройства, служащие для переноса тепловой энергии от тела с более низкой температурой T_n (теплоотдатчика) к телу с более высокой температурой T_b (теплоприемнику), называются 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, они подразделяются на холодильные и теплонасосные установки.

В холодильных установках температура теплоотдатчика ниже температуры окружающей среды, т. е. $T_n < T_0$, а температура теплоприемника равна температуре окружающей среды, т. е. $T_b = T_0$.

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, *a*) 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 температуры T_0 . Нагретый хладагент передает в

окружающую среду количество теплоты, равное: $q_B = q_H + l$. Процесс в тепловом насосе (рис. 5.1, б) протекает аналогично, но при других температурных потенциалах, в соответствии с назначением установки — передать нагреваемому телу B часть 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 .

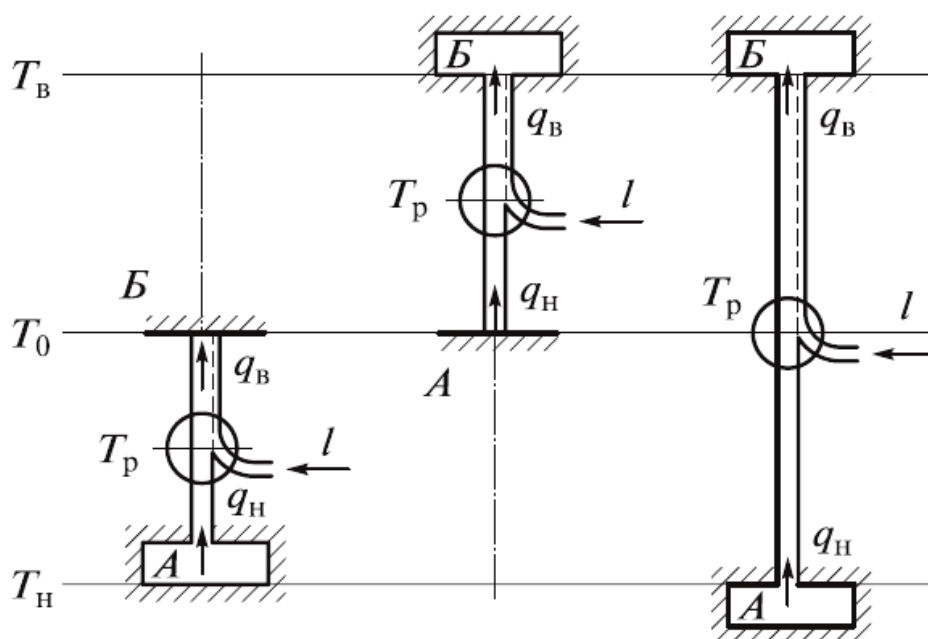


Рис. 5.1. Принципиальная схема работы трансформаторов теплоты:

a — 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).

На принципе 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

$$q_{\text{в}} = q_{\text{н}} + l, \quad (5.1)$$

где $q_{\text{в}}$, $q_{\text{н}}$ — теплота, переданная телу с более высокой температурой и отведенная от охлажденного тела; l — энергия, подведенная к рабочему телу.

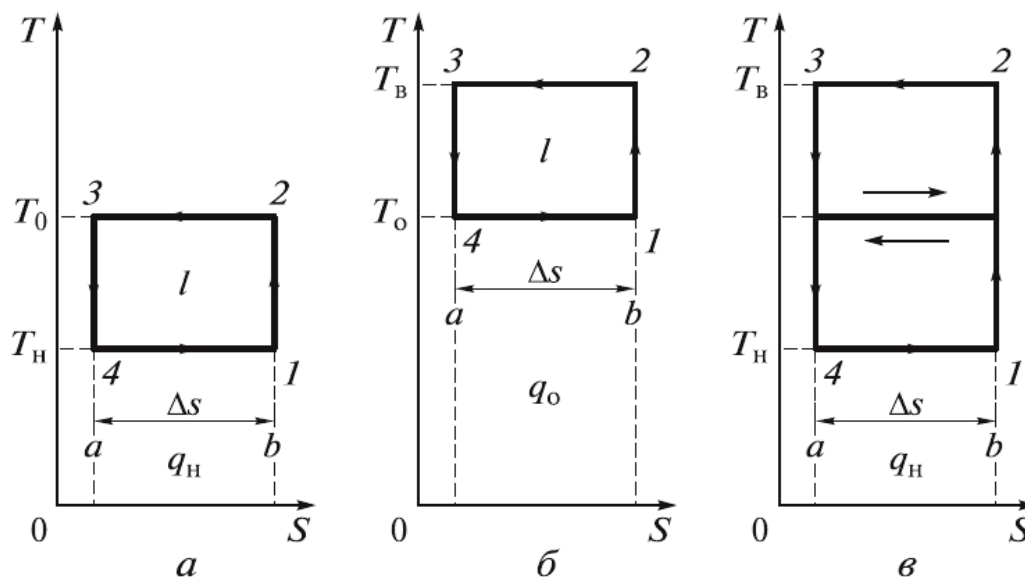


Рис. 5.2. Диаграммы обратных циклов.

a — холодильный цикл; $б$ — цикл теплового насоса;
 $в$ — комбинированный цикл

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:

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{н}}}{l} = \frac{q_{\text{н}}}{q_0 - q_{\text{н}}}. \quad (5.2)$$

Холодильный коэффициент цикла Карно

$$\varepsilon_{\text{к}} = \frac{T_{\text{н}} \Delta S}{(T_0 - T_{\text{н}}) \Delta S} = \frac{T_{\text{н}}}{T_0 - T_{\text{н}}}. \quad (5.3)$$

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 $T_{\text{н}}$ 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 удельная затрата работы (на единицу полученного холода)

$$\varepsilon_{\text{к}} = \frac{l}{q_{\text{н}}} = \frac{T_0 - T_{\text{н}}}{T_{\text{н}}} = \frac{T_0}{T_{\text{н}}} - 1. \quad (5.5)$$

Тепловой насос (рис. 5.2, б) работает аналогично холодильной машине, но при более высоких температурах.

Эффективность теплового насоса характеризуется

коэффициентом преобразования φ , т. е. отношением теплоты, полученной телом с температурой T_B , 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:

$$\varphi = \frac{q_B}{q_B - q_0} = \frac{q_B - q_0 + q_0}{q_B - q_0} = 1 + \frac{q_0}{q_B - q_0} = 1 + \varepsilon_0. \quad (5.7)$$

Соответственно коэффициент преобразования для цикла Карно

$$\varphi_K = 1 + \varepsilon_K = 1 + \frac{T_0}{T_B - T_0} = \frac{T_B}{T_B - T_0}. \quad (5.8)$$

Работа, необходимая для выработки теплоты в теплонасосной установке, может быть определена 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:

$$\varepsilon_B = \frac{l}{q_B} = \frac{T_B - T_0}{T_B} = 1 - \frac{T_0}{T_B}. \quad (5.10)$$

Трансформаторы теплоты, работающие по комбинированному циклу (рис. 5.2, в), могут найти применение на объектах, где одновременно требуется и теплота и холод, например на предприятиях, расходующих горячую воду с температурой 40–70 °С на технологические и бытовые нужды и холодную воду с 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, вызываемых конечной разностью температур при теплообмене с внешними источниками тепла.

Температура рабочего тела всегда бывает ниже температуры теплоотдатчика и выше температуры теплоприемника. Увеличение перепада температур $T_0 - T_n$ 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* ζ , представляющим собой отношение полученного холода (отведенного от охлаждаемого тела) q_n , к затраченной в цикле тепловой энергии $q_{п.}$, т. е.

$$\zeta = \frac{q_n}{q_{п.}}. \quad (5.11)$$

5.2. ОСНОВНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ

В холодильных установках осуществляется искусственное охлаждение тел, температура которых ниже температуры окружающей среды.

В настоящее время искусственный холод широко применяется 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:

1) металлургическая промышленность — охлаждение и осушка дутьевого воздуха для повышения выхода металла при выплавке чугуна и стали;

2) металлообрабатывающая промышленность — получение кислорода и инертных газов для сварки и резки металлов, термическая обработка металлов;

3) химическая промышленность — регулирование направлений и скорости химических реакций, ожижение газов;

4) нефтяная промышленность — очистка масла от парафина и других легкозастывающих компонентов.

Искусственный холод широко используется 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 используется теплота окружающей среды или других низкопотенциальных сред для целей теплоснабжения.

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 использованию

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 меньшее количество механической энергии, чем при использовании теплоты окружающей среды.

Установки для трансформации теплоты различаются по следующим признакам: а) по принципу работы; б) по виду цикла; в) по характеру трансформации; г) по периодичности.

По принципу работы трансформаторы подразделяются на: компрессионные (паровые и газовые), сорбционные, струйные, термоэлектрические и магнитные установки.

По виду осуществляемого процесса различают трансформаторы теплоты, работающие по замкнутому циклу и работающие 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). Взамен 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 повысительные и расщепительные установки.

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 потенциала. По расщепительной схеме работают струйные вихревые установки и некоторые типы компрессионных и абсорбционных установок.

По периодичности работы различают трансформаторы теплоты непрерывного и периодического действия.

Установки периодического действия применяются для некоторых типов трансформаторов теплоты (абсорбционные установки) небольшой производительности. Они могут быть выполнены с меньшим числом элементов оборудования благодаря возможности 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 являются смесью нескольких (обычно двух) веществ. У большинства трансформаторов теплоты рабочие вещества подвергаются фазовым превращениям.

В настоящее время в трансформаторах теплоты применяют следующие рабочие вещества:

1) холодильные агенты — вещества, имеющие при атмосферном давлении низкую температуру кипения t_s (от 80 до -130 °C). Холодильные агенты с температурой кипения от 80 до -30 °C применяются обычно в теплонасосных установках, а с более низкими температурами кипения (от 0 до -130 °C) — в установках умеренного холода;

2) газы и газовые смеси (в том числе и воздух) с низкими температурами кипения;

- 3) рабочие агенты и абсорбенты абсорбционных установок;
- 4) вода (применяется в холодильных установках, где температура нижнего источника теплоты $t_n > 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, например, для кондиционирования воздуха).

Для экономичной и безопасной работы трансформаторов теплоты холодильный агент должен удовлетворять следующим требованиям:

- 1) 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;
- 2) иметь невысокую вязкость, возможно более низкую температуру затвердения, не растворяться в масле;
- 3) быть химически стойким, не горючим, не взрывоопасным, не вызывать коррозии металлов;
- 4) быть безвредным для организма человека;
- 5) 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 применяемых 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.

Большую роль при расчетах трансформаторов теплоты играют вязкость, теплопроводность и теплоемкость холодильного агента в жидком и парообразном состоянии. Так, например, 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 всосе и нагнетании компрессора от заданных температур холодильного агента определяет размеры компрессора, экономичность его работы, потребную мощность.

Величина 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 холодильных агентов приводятся в таблицах и на T, s -диаграммах. Расчет и построение циклов компрессорных машин производится с помощью этих диаграмм.

Химические свойства холодильных агентов характеризуются их 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 холодильные агенты обладают токсичными свойствами. Наиболее опасными в этом отношении являются сернистый ангидрид, хлористый метил и в несколько меньшей степени аммиак.

Первые два хладоагента в настоящее время не применяются. 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 холодильный агент, попадая на кожу, вызывает обморожение; он также опасен для глаз.

В холодильных установках нашли применение следующие холодильные агенты.

Аммиак применяется главным образом в поршневых компрессорных и абсорбционных установках. Это бесцветный газ с резким запахом. Он токсичен, горюч и взрывоопасен, разъедает металлы (кроме 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 благодаря резкому запаху. Практическая область использования аммиака — для температур кипения до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температур конденсации до $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

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 растворяют воду, 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 применяются фреон-11, фреон-

12, фреон-13, фреон-22 и фреон-142. Из этой группы фреонов самым распространенным является фреон-12. Он обладает меньшими значениями удельной объемной холодопроизводительности и более низкими давлениями, чем аммиак. Фреон-12 применяют в компрессорных холодильных машинах для температур кипения до $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ и конденсации до $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Другие фреоны также применяются в поршневых холодильных машинах и турбокомпрессорах для различных температур кипения и конденсации. Фреон-142 используют в цикле теплового насоса.

Углекислота — бесцветный газ без запаха, применяется в установках для выработки сухого льда. Она относительно безвредна, негорючая, химически не агрессивна. Процессы кипения и конденсации углекислоты происходят при высоких давлениях из-за низкой критической температуры ($t_{\text{кр}} = +31\text{ }^{\circ}\text{C}$) и высокого критического давления ($P_{\text{кр}} = 7,5\text{ МПа}$). Так как рабочий процесс протекает вблизи критической точки, увеличивается затрата работы на получение холода.

Помимо вышеуказанных веществ в качестве рабочих агентов применяются: 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 тепло от охлаждаемой среды и передающие его холодильным агентам в испарителе холодильной машины. Хладоноситель является транспортирующей средой и участвует в процессах теплообмена у

потребителей холода и в испарителе холодильной машины, когда они установлены отдельно. Хладоносители должны удовлетворять следующим требованиям:

- 1) иметь низкую температуру замерзания, обладать высокой теплоемкостью и малой вязкостью;
- 2) быть химически стойкими и нейтральными по отношению к металлам, малотоксичными, негорючими, взрывобезопасными;
- 3) не образовывать отложений на теплопередающих поверхностях холодильных установок;
- 4) быть доступными к применению (изготовлению) и дешевыми.

В качестве хладоносителей обычно применяются: воздух, вода, водные растворы хлористого кальция и хлористого 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 получение низких температур осуществляется 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 изображение ее цикла в 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 . Затем 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', а холодопроизводительность соответственно меньше (площадь 1–4–5–6 меньше площади 1–3'–5–6).

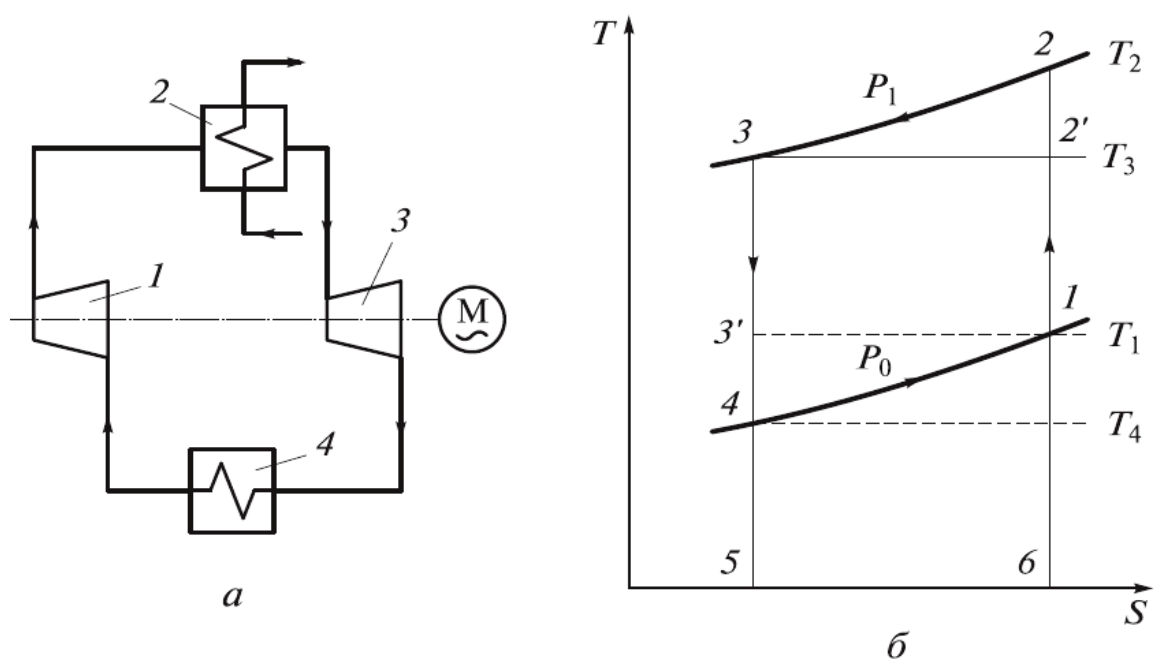


Рис. 5.3. Схема газовой компрессионной холодильной машины и ее цикл в T, s -диаграмме:

- 1 — турбокомпрессор с электродвигателем; 2 — охладитель;
3 — детандер; 4 — нагреватель (охлаждаемое помещение)

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 применяются. Распространение получили воздушные холодильные машины с турбокомпрессорами из-за их компактности и способности перемещать большие объемы циркулирующего воздуха. 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) видно, 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 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 в T,s - диаграмме). При этом отводится теплота q_0 от охлаждаемого тела.

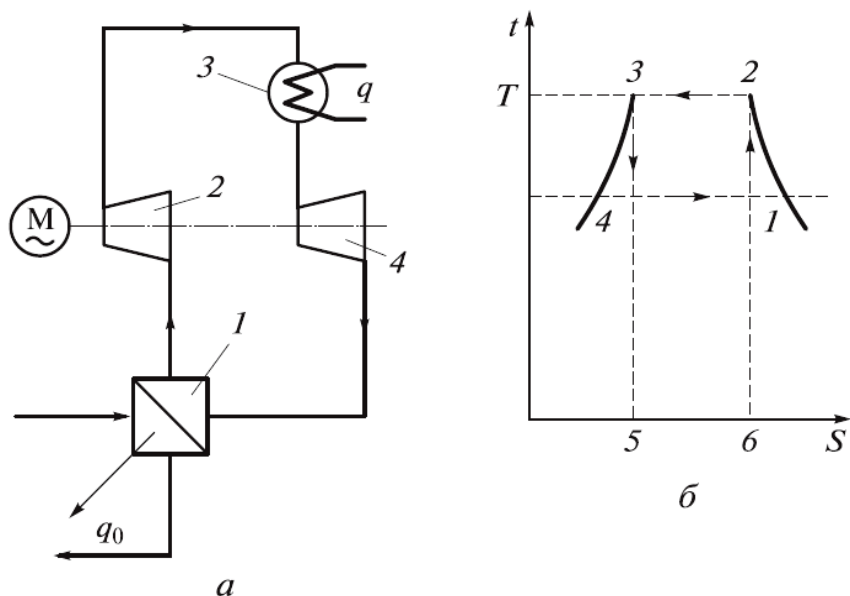


Рис. 5.4. Схема паровой компрессионной машины и ее цикл в T, s - диаграмме:

1 — испаритель; 2 — турбокомпрессор с электродвигателем;
3 — конденсатор; 4 — детандер

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

$$\varepsilon_K = \frac{q_0}{l} = \frac{T_0}{T - T_0}.$$

Величины хладагента q_0 и q могут быть выражены 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); i_3 — энтальпия жидкости при давлении p и температуре T ; r_0 — теплота парообразования при давлении p_0 ; 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.

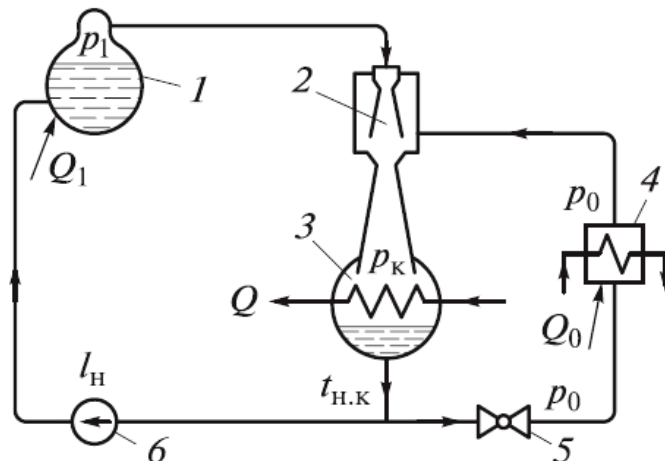


Рис. 5.5. Принципиальная схема пароэжекторной холодильной машины:

1 — парогенератор; 2 — эжектор; 3 — конденсатор; 4 — испаритель;
5 — регулирующий вентиль; 6 — питательный насос

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 l_n . Тепловой баланс пароэжекторной машины

$$Q_k = Q_1 + Q_0 + l_n, \quad (5.15)$$

где Q_0 , Q_1 — теплота, полученная хладагентом в испарителе от охлаждаемой среды и подведенная к хладагенту в парогенераторе; l_n — работа, затраченная насосом.

Тепловой коэффициент пароэжекторной машины

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_1 + l_n} \approx \frac{Q_0^*}{Q_1}. \quad (5.16)$$

Применяемая в пароэжекторных холодильных машинах вода безвредна, не взрывоопасна и имеет большую теплоту парообразования ($r = 2500$ кДж/кг).

Отсутствие в пароэжекторных машинах промежуточного теплоносителя позволяет получить температуру охлаждаемой воды, равную температуре кипения в испарителе, что повышает тепловую эффективность и экономичность холодильной машины. К достоинствам пароэжекторной холодильной машины следует отнести также простоту конструкции и обслуживания в работе. Однако пароэжекторные машины имеют ограниченную область применения:

получение холода при положительных температурах 0–10 °С.

Но даже и при этих температурах кипения воды в испарителе нужно поддерживать весьма низкое давление (0,0006–0,0015 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. Пароэжекторные холодильные машины используются обычно в установках кондиционирования воздуха.

5.4.4. Абсорбционные холодильные машины

В абсорбционных холодильных машинах применяется бинарная смесь, компоненты которой имеют резко различные температуры кипения при одинаковом давлении. Холодильный агент должен иметь низкую температуру кипения, абсорбент (поглотитель) — более высокую.

В холодильной технике обычно используются водоаммиачные и бромистолитиевые растворы.

Водоаммиачная абсорбционная машина работает на растворе, в котором аммиак является холодильным агентом, 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 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_r , 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 .

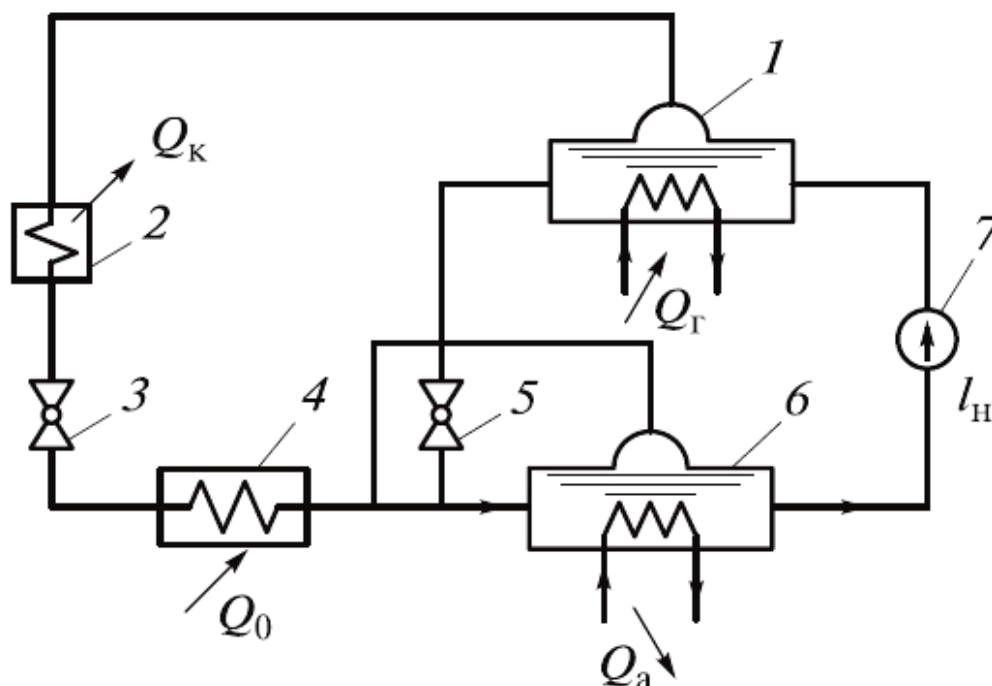


Рис. 5.6. Принципиальная схема водоаммиачной холодильной машины:

1 — генератор; 2 — конденсатор; 3, 5 — дроссели; 4 — испаритель;
6 — абсорбер; 7 — насос

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:

$$Q_k + Q_a = Q_\Gamma + l_H + Q_0, \quad (5.17)$$

где Q_k , Q_a — теплота, отведенная водой из конденсатора и абсорбера;

Q_0 — тепловая нагрузка испарителя; Q_{Γ} — теплота, подведенная в генераторе; $l_{\text{н}}$ — работа насоса. Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_{\Gamma} + l_{\text{н}}} \approx \frac{Q_0^*}{Q_{\Gamma}}. \quad (5.18)$$

Бромистолитиевые абсорбционные машины в качестве холодильного агента используют воду, а абсорбентом в них является водный раствор бромистого лития.

Рабочие процессы бромистолитиевых машин протекают так же, как и у водоаммиачных.

Принципиальная схема бромистолитиевой холодильной машины приведена на рис. 5.7. Насыщенный водой раствор бромистого лития подается насосом 6 из абсорбера в генератор, где за счет подведенной внешней теплоты (пар, горячая вода, газы) происходит выпаривание раствора.

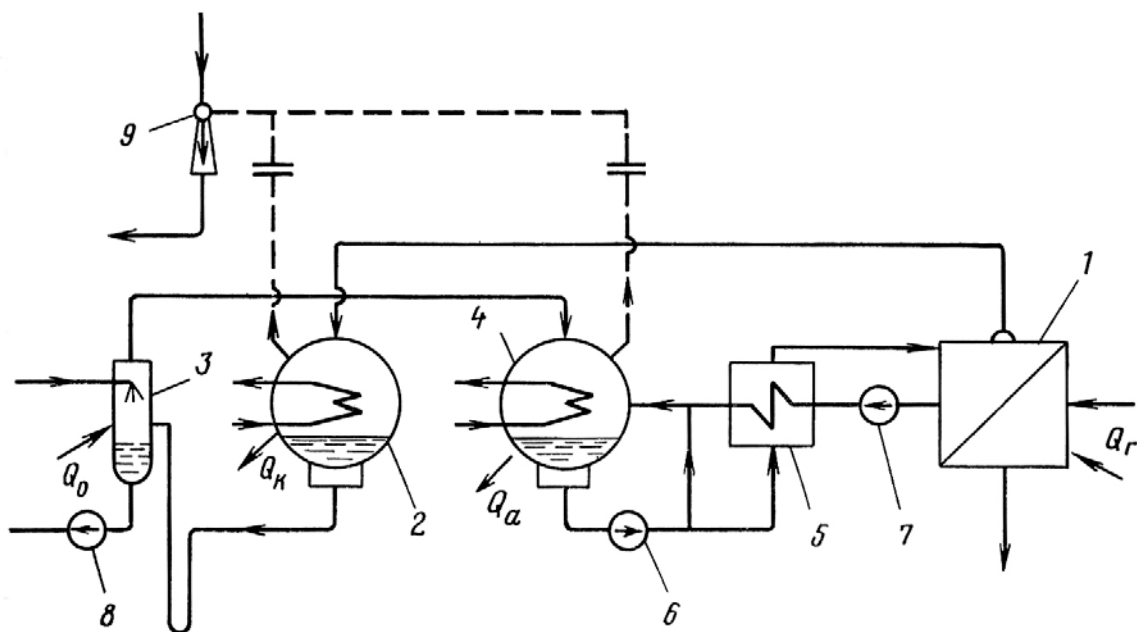


Рис. 5.7. Принципиальная схема бромистолитиевой холодильной машины:

1 — генератор; 2 — поверхностный конденсатор; 3 — испаритель;
4 — абсорбер; 5 — теплообменник; 6, 7 — насосы для раствора; 8 — насос
для охлажденной воды; 9 — вакуум-насос

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 3–5 °С).

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 тепла, которое отводится охлаждающей водой. Насыщенный водой (слабый) раствор бромистого лития подается насосом 6 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.

Бромистолитиевые холодильные машины имеют следующие отличительные особенности:

- 1) в бромистолитиевых машинах концентрация рассола в генераторе возрастает, а в абсорбере понижается (в водоаммиачных машинах имеет место обратное явление);

- 2) так как в бромистолитиевых машинах холодильным агентом

является вода, то температура кипения в испарителе должна быть выше 0 °С.

К недостаткам бромистолитиевых машин можно отнести:

1) агрессивность бромистого лития по отношению к черным металлам, вследствие которой приходится трубки в абсорбере и генераторе выполнять из нержавеющей стали или медноникелевого сплава, а на поверхность корпуса аппаратов наносить специальные покрытия;

2) работа установки под глубоким вакуумом, что усложняет ее эксплуатацию и требует расхода энергии на вакуум-насосы;

3) 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. Основные преимущества бромистолитиевых машин:

а) бромистый литий не ядовит, не горюч и не взрывоопасен;

б) полученный в аппаратуре водяной пар свободен от примеси бромистого лития, в установке не нужен ректификатор, что повышает ее экономичность (тепловой коэффициент);

в) меньшая масса и большая компактность, чем у водоаммиачных холодильных машин.

Бромистолитиевые машины применяются в основном для охлаждения воды и, в частности, для установок кондиционирования воздуха.

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое трансформаторы теплоты и по каким признакам они могут быть классифицированы?
2. Чем отличается холодильная установка от теплонасосной установки?
3. Что называется рабочими агентами в трансформаторах теплоты и какие требования предъявляют к ним?

4. Что такое холодильный коэффициент?
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 схему и принцип работы пароструйной холодильной машины.
9. В каких установках обычно используются пароэжекторные холодильные машины?
10. Как работает абсорбционная холодильная машина?
11. В чем заключаются преимущества и недостатки бромистолитиевой холодильной машины?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теплотехника: Учеб. для Вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др. 2-е изд., перераб. – М. : Высшая школа, 2000. – 396 с.
2. Эстеркин Р. И. Эксплуатация, ремонт, наладка и испытания теплотехнического оборудования: Учеб. для техникумов. 3-е изд., перераб. и доп. – СПб. : Энергоатомиздат, 1991. – 243 с.
3. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: Учеб. для Вузов. 9-е изд., испр. – М. : Химия, 1973. – 750 с.
4. Юркинский В. П. Теплотехника. Тепломассоперенос: Учеб. пособие для Вузов / В. П. Юркинский, И. Б. Сладков, В. А. Зайцев. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2007. – 93 с.
5. Мошкарин А. В. Испарительные установки тепловых электростанций. – М. : Энергоатомиздат, 1994. – 168 с.
6. Голубев В. А., Лиходиевский В. Л., Овчинников В. М., Харитонов В. В. Вторичные теплоэнергоресурсы и охрана окружающей среды. – Минск : Высшая школа, 1988. – 237 с.
7. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М. : Машиностроение, 1989. – 386 с.

Зысин Леонид Владимирович
Калютик Александр Антонович

ТЕПЛООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Учебное пособие

Лицензия ЛР № 020593 от 07.08.97

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции
ОК 005-93, т. 2; 95 3005 – учебная литература

Подписано в печать. Формат 60×84/16. Печать цифровая

Усл. печ. л. 14,5. Уч.-изд. л. 14,5. Тираж 35 экз. Заказ

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного авторами, в
цифровом типографском центре Издательства Политехнического
университета:

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

Тел. (812) 540-40-14

Тел./факс: (812) 927-57-76